

# ОМСКИЙ ВЕСТНИК НАУЧНЫЙ

Серия **Авиационно-ракетное  
и энергетическое машиностроение**

**2025**

**Том 9 , № 4**

АВИАЦИОННАЯ И РАКЕТНО-  
КОСМИЧЕСКАЯ ТЕХНИКА

ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ И ХИМИЧЕСКОЕ  
МАШИНОСТРОЕНИЕ

МАТЕРИАЛОВЕДЕНИЕ  
И ТЕХНОЛОГИЯ  
ОБРАБОТКИ МАТЕРИАЛОВ



# ОМСКИЙ НАУЧНЫЙ ВЕСТНИК

## Серия «Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение»

Издается с октября 2017 г.  
Выходит 4 раза в год

Том 9 № 4 2025

### 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.omgtu.ru>

Страница журнала на сайте учредителя:  
[http://www.omgtu.ru/  
general\\_information/media\\_omgtu/  
journal\\_of\\_omsk\\_research\\_journal/](http://www.omgtu.ru/general_information/media_omgtu/journal_of_omsk_research_journal/)

Подписной индекс  
в каталоге Роспечать 80583

Ответственный секретарь  
М. Ф. Федорчук

Редактор  
Т. П. Сёмина

Компьютерная верстка  
О. Н. Чирун

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

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

Подписано в печать 18.12.2025 г.  
Дата выхода в свет 26.12.2025 г.

Формат 60x84 1/8  
12,56 усл. печ. л.  
Бумага офсетная

Отпечатано на дупликаторе  
отдела научной информации ОмГТУ

Тираж 500 экз.  
(1-й завод 1-100). Заказ 88  
Цена свободная

## РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Шалай Виктор Владимирович (главный редактор), д. т. н., профессор,  
Омский государственный технический университет, Омск, Россия

Юша Владимир Леонидович (заместитель главного редактора), д. т. н., профессор,  
Омск, Россия

Краус Юрий Александрович (заместитель главного редактора), к. т. н., доцент,  
Омский государственный технический университет, Омск, Россия

Андреева Елена Григорьевна, д. т. н., профессор,  
Омский государственный технический университет, Омск, Россия

Анисимов Сергей Михайлович, д. т. н., профессор,  
Вроцлавский политехнический университет, Вроцлав, Польша

Бурмистров Алексей Васильевич, д. т. н., профессор,  
Казанский национальный исследовательский технологический университет,  
Казань, Россия

Бурьян Юрий Андреевич, д. т. н., профессор,  
Омский государственный технический университет, Омск, Россия

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

Горюнов Владимир Николаевич, д. т. н., профессор,  
Омский государственный технический университет, Омск, Россия

Дворников Леонид Трофимович, д. т. н., профессор,  
Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк, Россия

Дроздов Александр Александрович, д. т. н.,  
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,  
Санкт-Петербург, Россия

Жарковский Александр Аркадьевич, д. т. н., профессор,  
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,  
Санкт-Петербург, Россия

Животкевич Игорь Николаевич, д. т. н., профессор,  
АО «Институт испытаний и сертификации вооружения и военной техники»,  
Москва, Россия

Ключников Валерий Юрьевич, д. т. н., старший научный сотрудник,  
АО «Центральный научно-исследовательский институт машиностроения»,  
Москва, Россия

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

Корнеев Сергей Александрович, д. т. н., профессор,  
Омский государственный технический университет, Омск, Россия

Коротаев Дмитрий Николаевич, д. т. н., профессор,  
Российский государственный геологоразведочный университет  
имени Серго Орджоникидзе, Москва, Россия

Кропотин Олег Витальевич, д. т. н., доцент,  
Омский государственный технический университет, Омск, Россия

Куденцов Владимир Юрьевич, д. т. н., доцент,  
Омский государственный технический университет, Омск, Россия

Кузнецов Виктор Иванович, д. т. н., профессор,  
Омский государственный технический университет, Омск, Россия

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

Негров Дмитрий Анатольевич, к. т. н., доцент,  
Омский государственный технический университет, Омск, Россия

Полещенко Константин Николаевич, д. т. н., профессор,  
Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет, Омск, Россия

Пронин Владимир Александрович, д. т. н., профессор,  
Национальный исследовательский университет ИТМО, Санкт-Петербург, Россия

Пустовой Николай Васильевич, д. т. н., профессор,  
Новосибирский государственный технический университет, Новосибирск, Россия

Савин Леонид Алексеевич, д. т. н., профессор,  
Орловский государственный университет имени И. С. Тургенева, Орел, Россия

Сулин Александр Борисович, д. т. н.,  
Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет  
информационных технологий, механики и оптики, Санкт-Петербург, Россия

Теплоухов Андрей Анатольевич, к. т. н., доцент,  
Омский государственный технический университет, Омск, Россия

Трушляков Валерий Иванович, д. т. н., профессор,  
Омский государственный технический университет, Омск, Россия

Чернышев Андрей Владимирович, д. т. н., профессор,  
Московский государственный технический университет имени Н. Э. Баумана  
(национальный исследовательский университет), Москва, Россия

Чугунов Владимир Васильевич, д. т. н., профессор,  
Московский государственный технический университет имени Н. Э. Баумана  
(национальный исследовательский университет), Москва, Россия

Щерба Виктор Евгеньевич, д. т. н., профессор,  
Омский государственный технический университет, Омск, Россия

Юн Владимир Климентьевич, д. т. н.,  
АО «Невский завод», Санкт-Петербург, Россия



## OMSK SCIENTIFIC BULLETIN

### Series «Aviation-Rocket and Power Engineering»

Published Since October 2017  
4 Times per Year

Volume 9 No. 4 2025

#### FOUNDER

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

Identification number of registered Mass Media  
ПИ № 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.omgtu.ru>

Journal Page on Founder's Website:  
[http://www.omgtu.ru/general\\_information/media\\_omgtu/journal\\_of\\_omsk\\_research\\_journal/](http://www.omgtu.ru/general_information/media_omgtu/journal_of_omsk_research_journal/)

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

Executive Secretary  
M. F. Fedorchuk

Editor  
T. P. Semina

Computer Page-Proofs  
O. N. Chirun

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

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

Signed in Print 18.12.2025  
Date of Publication 26.12.2025

Format 60x84 1/8  
Conventional  
Printed Sheets 12,56  
Offset Paper

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

Circulation 500 Copies.  
(The 1st Printing Factory 1-100)  
Order 88  
Open Price

## EDITORIAL BOARD

**Shalay Viktor Vladimirovich, (Chief Editor)**, D. Sc. (Engineering), Professor,  
Omsk State Technical University, Omsk, Russia

**Yusha Vladimir Leonidovich, (Deputy Chief Editor)**, D. Sc. (Engineering), Professor,  
Omsk, Russia

**Kraus Yuri Aleksandrovich (Deputy Chief Editor)**, Cand. Sc. (Engineering), Associate Professor  
Omsk State Technical University, Omsk, Russia

**Andreeva Elena Grigoryevna**, D. Sc. (Engineering), Professor,  
Omsk State Technical University, Omsk, Russia

**Anisimov Sergey Mikhailovich**, D. Sc. (Engineering), Professor,  
Wroclaw University of Science and Technology, Wroclaw, Poland

**Burmistrov Aleksey Vasilyevich**, D. Sc. (Engineering), Professor,  
Kazan National Research Technological University, Kazan, Russia

**Burian Yury Andreevich**, D. Sc. (Engineering), Professor,  
Omsk State Technical University, Omsk, Russia

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

**Goryunov Vladimir Nikolaevich**, D. Sc. (Engineering), Professor,  
Omsk State Technical University, Omsk, Russia

**Dvornikov Leonid Trofimovich**, D. Sc. (Engineering), Professor,  
Siberian State Industrial University, Novokuznetsk, Russia

**Drozdov Aleksander Aleksandrovich**, D. Sc. (Engineering),  
Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Saint Petersburg, Russia

**Zharkovskii Aleksandr Arkadievich**, D. Sc. (Engineering), Professor,  
Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Saint Petersburg, Russia

**Zhivotkevich Igor Nikolayevich**, D. Sc. (Engineering), Professor,  
Institute of Testing and Certification of Weapon and Military Equipment, Moscow, Russia

**Klyushnikov Valeriy Yur'yevich**, D. Sc. (Engineering), Senior Researcher,  
JSC «Central Research Institute for Machine Building»(JSC «TsNIIMash»), Moscow, Russia

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

**Korneyev Sergey Aleksandrovich**, D. Sc. (Engineering), Professor,  
Omsk State Technical University, Omsk, Russia

**Korotaev Dmitriy Nikolayevich**, D. Sc. (Engineering), Professor,  
Sergo Ordzhonikidze Russian State University for Geological Prospecting (MGRI),  
Moscow, Russia

**Kropotin Oleg Vitalyevich**, D. Sc. (Engineering), Associate Professor,  
Omsk State Technical University, Omsk, Russia

**Kudentsov Vladimir Yurievich**, D. Sc. (Engineering), Associate Professor,  
Omsk State Technical University, Omsk, Russia

**Kuznetsov Viktor Ivanovich**, D. Sc. (Engineering), Professor,  
Omsk State Technical University, Omsk, Russia

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

**Negrov Dmitriy Anatolyevich**, Cand. Sc. (Engineering), Associate Professor,  
Omsk State Technical University, Omsk, Russia

**Poleshchenko Konstantin Nikolayevich**, D. Sc. (Engineering), Professor,  
Siberian State Automobile and Highway University, Omsk, Russia

**Pronin Vladimir Aleksandrovich**, D. Sc. (Engineering), Professor,  
ITMO University, Saint Petersburg, Russia

**Pustovoy Nikolay Vasilievich**, D. Sc. (Engineering), Professor,  
Novosibirsk State Technical University, Novosibirsk, Russia

**Savin Leonid Alexeevich**, D. Sc. (Engineering), Professor,  
Orel State University named after I. S. Turgenev, Orel, Russia

**Sulin Aleksandr Borisovich**, D. Sc. (Engineering),  
Saint Petersburg National Research University of Informational Technologies,  
Mechanics and Optics, Saint Petersburg, Russia

**Teploukhov Andrey Anatolyevich**, Cand. Sc. (Engineering), Associate Professor,  
Omsk State Technical University, Omsk, Russia

**Trushlyakov Valeriy Ivanovich**, D. Sc. (Engineering), Professor,  
Omsk State Technical University, Omsk, Russia

**Chernyshev Andrey Vladimirovich**, D. Sc. (Engineering), Professor,  
Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

**Chugunkov Vladimir Vasilievich**, D. Sc. (Engineering), Professor,  
Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

**Scherba Viktor Evgeniyevich**, D. Sc. (Engineering), Professor,  
Omsk State Technical University, Omsk, Russia

**Yun Vladimir Klimentievich**, D. Sc. (Engineering),  
JSC «REPH», Saint Petersburg, Russia

## СОДЕРЖАНИЕ

---

### ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ И ХИМИЧЕСКОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

<b>А. В. Месропян, Ю. А. Шабельник.</b> Анализ эффективности гребных винтов различных схем на основе численного моделирования рабочих процессов	5
<b>В. А. Пронин, П. А. Белов, В. А. Цветков, М. Х. Джумаев.</b> Оценка влияния тепловых деформаций основных элементов героторного винтового компрессора при расчете минимально безопасных рабочих зазоров	13
<b>В. В. Шалай, А. С. Перин, И. А. Январев, А. В. Крупников.</b> Оценка времени замораживания торфяного грунта для различных систем его температурной стабилизации при формировании дорожного полотна	22
<b>В. Л. Юша, С. С. Бусаров, А. В. Грехнев.</b> Анализ влияния толщины стенки цилиндра на характеристики холодильного одноступенчатого длинноходового поршневого компрессора	30
<b>А. В. Зиновьев.</b> Снижение энергопотребления блока комплексной осушки и очистки воздухоразделительной установки АК-1,5	39
<b>А. А. Казанцев, Д. Р. Малахов, А. В. Махонин, Ф. С. Рябов, М. В. Соловьев, М. Л. Цельмер.</b> Исследование прочностных характеристик рабочих колес высокооборотистых технологических центробежных компрессоров, изготовленных методом вакуумной пайки	46
<b>О. С. Малинина, А. В. Бараненко, Ш. З. Байрамов, А. Н. Корнильев.</b> Анализ показателей комбинированного цикла абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины с двухступенчатой генерацией (тип 3) в зависимости от параметров внешних источников	55
<b>Т. Н. Мустафин, Р. Р. Якупов, О. Ю. Паранина.</b> Особенности расчета температурных полей роторов винтовых компрессоров «сухого» сжатия	63
<b>А. Ю. Овсянников, Е. А. Дорофеев, Е. Н. Дубровский.</b> Исследование технологических режимов работы конденсатопроводов с применением гидравлических диодов	71
<b>А. П. Шешуков, А. М. Яблоков, Л. Н. Маренина.</b> Реверс-инжиниринг и численное моделирование течения вязкого газа ступени центробежного компрессора турбостартера ТС-21 для построения напорной характеристики с целью дальнейшей модернизации	80

### АВИАЦИОННАЯ И РАКЕТНО-КОСМИЧЕСКАЯ ТЕХНИКА

<b>В. В. Федягин, В. В. Шалай.</b> Особенности термосферы для аэродинамического анализа сверхнизкоорбитальных аппаратов	88
<b>Д. А. Майстренко, А. А. Шагайда, М. Ю. Селиванов, А. С. Ловцов.</b> Оптимизация Е×В методики для исследования зарядового состава ионов в струе плазмы холловских двигателей	100

## CONTENTS

---

### POWER AND CHEMICAL ENGINEERING

<b>A. V. Mesropyan, Yu. A. Shabelnik.</b> Study of the efficiency of various designs propellers based on numerical modeling of working processes	5
<b>V. A. Pronin, P. A. Belov, V. A. Tsvetkov, M. H. Dzhumaev.</b> Evaluation of the effect of thermal deformations of the main elements of a gerotor screw compressor in calculating the minimum safe operating clearances	13
<b>V. V. Shalay, A. S. Perin, I. A. Yanvarev, A. V. Krupnikov.</b> Estimation of peat soil freezing time for various systems of its temperature stabilization during roadbed formation	22
<b>V. L. Yusha, S. S. Busarov, A. V. Grehnev.</b> Analysis of the effect of cylinder wall thickness on the characteristics of a single-stage long-stroke refrigerating compressor	30
<b>A. V. Zinovieva.</b> Reducing energy consumption of the complex cleaning unit of the AK-1.5 air separation plant	39
<b>A. A. Kazantsev, D. R. Malakhov, A. V. Makhonin, F. S. Ryabov, M. V. Solovyev, M. L. Tselmer.</b> Strength examination of high-speed industrial centrifugal compressor impellers, manufactured by vacuum brazing method	46
<b>O. S. Malinina, A. V. Baranenko, Sh. Z. Bayramov, A. N. Kornilev.</b> Analysis of the combined cycle indicators of the lithium bromide absorption refrigeration machine with double-stage generation (type 3) depending on the parameters of external sources	55
<b>T. N. Mustafin, R. R. Yakupov, O. Yu. Paranina.</b> Calculations features of the temperature fields of "dry" screw compressor rotors	63
<b>A. Yu. Ovsyannikov, E. A. Dorofeev, E. N. Dubrovskiy.</b> Study of the technological operating regimes of condensate pipelines utilizing hydraulic diodes	71
<b>A. P. Sheshukov, A. M. Yablokov, L. N. Marenina.</b> Reverse engineering and numerical modeling of the viscous gas flow of the centrifugal compressor stage of the TS-21 turbo starter to construct a pressure characteristic for the purpose of further modernization	80

### AVIATION AND ROCKET-SPACE ENGINEERING

<b>V. V. Fedyanin, V. V. Shalay.</b> Features of the thermosphere for the aerodynamic analysis of ultralow orbits	88
<b>D. A. Maystrenko, A. A. Shagayda, M. Yu. Selivanov, A. S. Lovtsov.</b> Optimization of the E×B method for studying the charge composition of ions in the plasma jet of Hall effect thrusters	100

УДК/UDC 629.5.035.5  
DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-4-5-12  
EDN: DSWPCX  
Научная статья/Original article

## АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГРЕБНЫХ ВИНТОВ РАЗЛИЧНЫХ СХЕМ НА ОСНОВЕ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ

А. В. Месропян, Ю. А. Шабельник

Уфимский государственный нефтяной технический университет,  
Россия, 450064, г. Уфа, ул. Космонавтов, 1

В статье рассматриваются особенности рабочих процессов петлевидных гребных винтов в сравнении с классическими (традиционными) гребными винтами. Численное моделирование с использованием метода конечных элементов применяется для получения интегральных характеристик основных параметров и построения кривых действия гребных винтов для анализа эффективности работы различных типов гребных винтов на разных режимах работы. Проведено сравнение классических и петлевидных гребных винтов; сопоставительный анализ показал повышение эффективности, улучшение кавитационных характеристик петлевидных гребных винтов в широком диапазоне режимов работы.

**Ключевые слова:** гребные винты, петлевидные винты, торoidalные винты, численное моделирование, кривые действия, кавитация гребных винтов, перспективное судостроение.

**Для цитирования:** Месропян А. В., Шабельник Ю. А. Анализ эффективности гребных винтов различных схем на основе численного моделирования рабочих процессов // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 4. С. 5–12. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-4-5-12. EDN: DSWPCX.



Месропян А. В., Шабельник Ю. А., 2025.  
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

## STUDY OF THE EFFICIENCY OF VARIOUS DESIGNS PROPELLERS BASED ON NUMERICAL MODELING OF WORKING PROCESSES

A. V. Mesropyan, Yu. A. Shabelnik

Ufa State Petroleum Technological University, Russia, Ufa, Kosmonavtov St., 1, 450064

The article examines the characteristics of looped propellers compared to conventional (traditional) propellers. Numerical modeling is used to obtain integral characteristics of the main parameters and construct propeller performance curves to analyze the performance of various propeller types under various operating conditions. A comparison of conventional and looped propellers is conducted, and the comparative analysis demonstrates increased efficiency and improved cavitation performance of looped propellers across a wide range of operating conditions.

**Keywords:** propellers, looped propellers, toroidal propellers, numerical modeling, action curves, cavitation of propellers, advanced shipbuilding.

**For citation:** Mesropyan A. V., Shabelnik Yu. A. Study of the efficiency of various designs propellers based on numerical modeling of working processes. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 4. P. 5–12. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-4-5-12. EDN: DSWPCX.



© Mesropyan A. V., Shabelnik Yu. A., 2025.  
The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.



Рис. 1. Разработка высокоеффективных движителей  
Fig. 1. Development of highly efficient propulsion systems

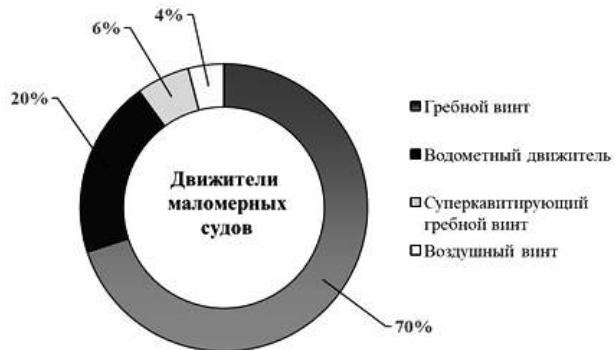


Рис. 2. Анализ рынка маломерных судов  
Fig. 2. Boat market analysis

### Введение

Актуальность разработки высокоеффективных водоходных движителей обуславливается необходимостью достижения закладываемых при разработке характеристик перспективных судов различного назначения. Современные суда должны соответствовать высоким требованиям экологичности и экономичности. Помимо снижения расхода топлива стоят задачи по улучшению маневренных характеристик; обеспечению остойчивости судна, что, соответственно, требует совершенствования пропульсивного комплекса «Корпус — Энергетическая установка — Двигатель» [1]; разработке высокоеффективных движителей. Разработка движителей, обеспечивающих высокие значения КПД и низкий удельный расход топлива в широком диапазоне рабочих режимов является задачей, требующей выбора методик проектирования, оптимизации геометрических параметров, определения технологии производства и методов обработки. В настоящее время повышение эффективности движителя — это многоаспектная, комплексная задача, связанная с поиском решения поставленных задач и разработкой новых схемных решений (рис. 1).

Исследования рынка маломерных судов [2], обзор существующих схемно-компоновочных решений позволили сформировать статистические

данные по используемым движителям маломерных судов (рис. 2). Помимо традиционных катеров, яхт и спортивных лодок, к ним же относятся гидроцикли, аэроглиссеры и парусные суда. Отдельные категории (весельные и парусные суда) в классификации не приводятся, поскольку данные движители не относятся к двигателям. Статистические данные позволяют говорить о превалирующем применении гребных винтов (ГВ) в качестве движителей маломерных судов.

Стоит отметить, ГВ обладает ограничениями по возможным скоростям хода судна. Для достижения высоких скоростей (более 80 км/ч) целесообразно использовать комбинированные схемы. В этой области находят применение движители с воздушными винтами.

Исследования эффективности движителей [3] показывают, что максимальный КПД гребных винтов может достигать 65%; водометные движители обеспечивают значения КПД до 50%; КПД суперкавитирующих гребных винтов достигает 55%; воздушные винты с ростом скоростей позволяют достичь значений КПД в 55%. Однако не только значения КПД определяют выбор движителя; важно назначение судна, выход на расчетные скорости движения и другие факторы. Следовательно, наиболее эффективным движителем маломерного судна в настоящее время является гребной винт. Тем не менее современные классические ГВ уже доведены до совершенства. Методики проектирования, способы обработки и получения качества поверхности не позволяют производить дальнейшее значительное повышение эффективности рабочих процессов ГВ. В связи с этим разработка нестандартных, новых схемных решений ГВ является актуальной задачей.

Разработка новых схемных решений гребных винтов отражена в работах [4–9], исследования направлены на анализ и поиск путей повышения эффективности винтовых движителей. Авторами рассматриваются соосные ГВ и двухступенчатые лопастные движители, используемые, как правило, на траулерах, а также освещены вопросы модельных испытаний. Исследования соосных ГВ ведутся с 1960-х гг. В этой области достигнуты значительные результаты в вопросах проектирования и моделирования рабочих процессов, однако подобная конструкция значительно усложняет общее схемно-компоновочное решение.

Одним из способов повышения эффективности рабочего процесса ГВ является снижение профильных потерь путем воздействия на пограничный слой. Для этих целей используются и соосные винты, позволяющие оптимизировать поле скоростей перед винтом, обеспечивая плавное, равномерное обтекание лопастей. Исследования в области воздействия на пограничный слой, отраженные в работах [6, 7], позволили спроектировать ГВ с отверстиями и с лопастями, выполненными в виде волнистой поверхности, но стоит отметить значительное усложнение изготовления таких ГВ. Выполненный обзор и анализ конструктивно-компоновочных схемных решений позволили выявить перспективные направления развития гребных винтов, в частности, нетрадиционные схемные решения, такие как гребные винты с петлевидными лопастями (рис. 3).

На основе проведенных исследований [10], в которых изложен анализ влияния таких параметров, как шаг ГВ, относительная толщина лопастей, форма профиля лопасти, количество лопастей, ав-



Рис. 3. Петлевидные гребные винты:

а — гребной винт Sharrow [12];  
 б — петлевидный гребной винт [11]

Fig. 3. Loop-shaped propellers:

а — Sharrow propeller [12]; б — loop-shaped propeller [11]

торами выявлены оптимальные соотношения геометрических параметров петлевидного гребного винта (ПГВ), позволяющие обеспечить достижение высоких значений КПД. На данное схемное решение получен патент РФ [11], подтверждающий инновационность разрабатываемого ГВ. Рассматривается трехлопастной ГВ с петлевидными лопастями, с двусторонним симметричным профилем и шаговым отношением  $H/D=1$ .

Современные исследования в области петлевидных лопаточных машин [13, 14] отмечают снижение шума при обтекании потоком подобных конструкций за счет разделения потока и взаимодействия между пульсационными компонентами скорости. Исследования воздушных тороидальных винтов свидетельствуют о повышении эффективности охлаждения [15] и снижении аэродинамического шума при тех же условиях моделирования [16]. В статьях отмечается повышение тяговых характе-

ристик при заданных мощностях и перспективность дальнейших исследований данного направления.

В статье рассматривается сравнительный анализ эффективности разрабатываемого схемного решения с петлевидными лопастями и классических (штатных) схемных решений гребных винтов. Анализ научно-технической литературы показывает значительный рост публикаций по теме исследования лопастей петлевидной формы воздушных винтов [16] и гребных винтов [17], в которых рассматриваются рабочие процессы и вопросы повышения эффективности движителей путем применения нетрадиционных схемных решений.

### Постановка задачи

Рассматриваются гребные винты, предназначенные для энергетической установки мощностью 22 кВт (30 л. с.), с наружным диаметром  $D = 240$  мм. Классический гребной винт, согласно теоретическому чертежу [18] с шаговым отношением  $H/D=1$ , относительным диаметром ступицы  $d_0/D = 0,266$  и петлевидный гребной винт с аналогичными значениями относительного диаметра ступицы и шагового отношения представлены на рис. 4. Значение мощности энергетической установки обусловлено широким распространением подобных двигателей на рынке маломерных судов и возможностью последующей экспериментальной верификации поставленной задачи.

### Методы исследования

Сравнительная оценка эффективности рассматриваемых гребных винтов выполняется по расчетным значениям коэффициентов упора ( $K_t$ ) и момента ( $K_Q$ ) для различных режимов работы (в зависимости от относительной поступи  $\lambda_p$ ). Таким образом, целью исследования является получение кривых действия при прочих равных условиях.

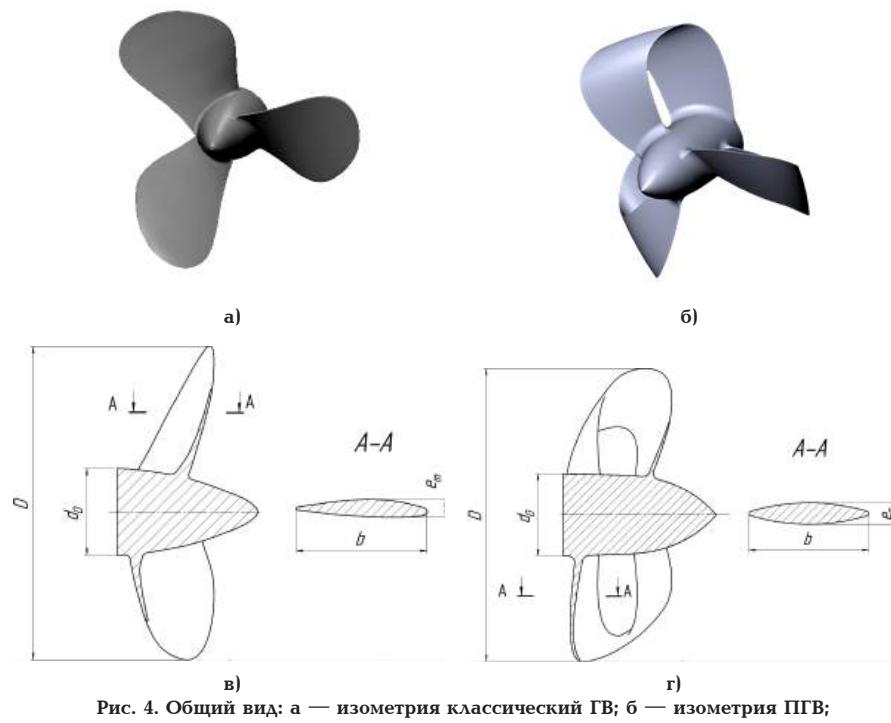


Рис. 4. Общий вид: а — изометрия классический ГВ; б — изометрия ПГВ; в — продольный разрез классический ГВ; г — продольный разрез ПГВ

Fig. 4. General view: а — isometry of the classic propeller;

б — isometry of the loop-shaped propeller; в — longitudinal section classic of the propeller;  
 г — longitudinal section of the loop-shaped propeller

Кривые действия ГВ позволяют оценить работоспособность винта, наглядно продемонстрировать эффективность различных вариантов ГВ в определенных условиях.

Коэффициенты упора  $K_T$  и момента  $K_Q$  вычисляются по зависимостям [19]:

$$K_T = \frac{P}{\rho n^2 D^4}; \quad K_Q = \frac{M}{\rho n^2 D^5}, \quad (1)$$

где  $\rho$  — плотность воды;  $n$  — частота вращения;  $P$  — упор гребного винта;  $M$  — крутящий момент гребного винта.

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

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

Численное моделирование с использованием метода конечных элементов [20] направлено на получение интегральных характеристик основных параметров и построение кривых действия ГВ. Численное моделирование является универсальным инструментом, позволяющим качественно и количественно описывать сложные гидродинамические процессы. Численные модели обеспечивают низкую погрешность гидродинамических характеристик при корректной постановке задачи, хорошей сеточной модели и выборе начальных условий и моделей турбулентности. Рабочий процесс гребного винта рассматривается в равномерном потоке, в квазистационарной постановке и при стандартных атмосферных условиях.

В качестве исходных данных для моделирования используются параметры расчетной модели, приведенные в табл. 1.

Отметим, что в вопросах моделирования кавитации не существует универсальной модели, позволяющей описать процесс кавитации от зарождения до схлопывания пузырька. Все современные численные модели кавитации являются гомогенными и с высокой степенью точности позволяют спрогнозировать кавитационные явления на этапе прогнозирования. Модель Шнерра — Зауэра требует значительных вычислительных мощностей. Модель ZGB (Zwart — Gerber — Belarmino) не всегда точно дает значения начала кавитации. Модель Рэлея — Плессета позволяет моделировать образование и схлопывание кавитационных каверн, анализировать вихревые структуры в кавитационном потоке, но предполагает постоянство давления на расстоянии от пузырька.

Для моделирования кавитации используется модель Рэлея — Плессета, рабочим телом при этом является вода в жидким и парообразном состоянии, в начальной постановке распределенная в соотношении 1:0.

При моделировании приняты следующие допущения:

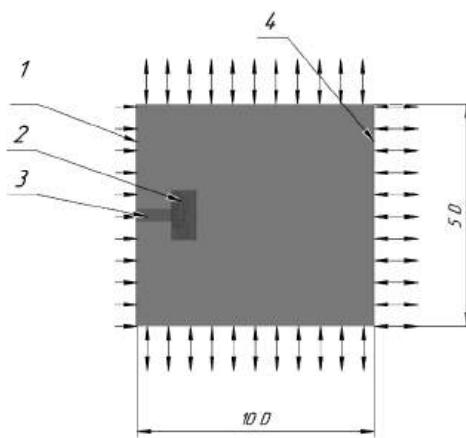
— скорость потока является варьируемой величиной при выполнении серии расчетов;

— Шнерра — Зауэра частота вращения ( $n = \text{const}$ ) задается постоянной в соответствии с nominalной мощностью двигателя;

— моделирование границы взаимодействия гребного винта с водой задается интерфейсом Frozen Rotor [21];

Таблица 1. Исходные данные  
Table 1. Initial data

Параметр	Значения
Внешние условия	$p = 101325 \text{ Па}, T = 288,15 \text{ К}$
Плотность воды	$0,997 \text{ кг/м}^3$
Модель турбулентности	<i>SST</i>
Скорость набегающего потока	$0 \dots 15 \text{ м/с}$
Частота вращения вала ГВ	3000 об/мин
Рабочее тело	двуфазный объем воды и водяного пара с изначальной объемной долей воды 100 %
Расчетная область	цилиндрическая область с размерами $5D$ в высоту и $10D$ в длину



расчет кавитации выполняется в два этапа: на предварительном этапе кавитация не учитывается, далее выполняется основной расчет, использующий в качестве начальных условий полученные результаты.

Границы расчетной области при обтекании тел сложной формы оказывают влияние на погрешность (достоверность) расчетов рабочего процесса. В связи с этим для тел с развитой вихревой структурой определяются границы на значительном удалении, в зависимости от характерных размеров исследуемого объекта (в данном случае диаметра гребного винта). Излишне большая область увеличивает расчетное время и требует больших вычислительных мощностей, следовательно, выполняется предварительное исследование расположаемой ресурсоёмкости и постановки задачи. На рис. 5 представлена расчетная схема. Границы расчетной области приняты в соответствии с рекомендациями [22].

Сеточные модели сформированы с учетом рекомендаций [23]: с измельчением сетки вдоль лопастей и втулки винта, а также формированием призматических слоев вдоль твердых стенок (рис. 6). Для всех моделей количество элементов вращающегося домена составляет порядка 40 млн с выполнением условий качества сеточных моделей: ортогональное качество (Orthogonal Quality) — приемлемыми считаются значения ниже 0,15; склонность (Skewness) — допускаются значения ниже 0,95; соотно-

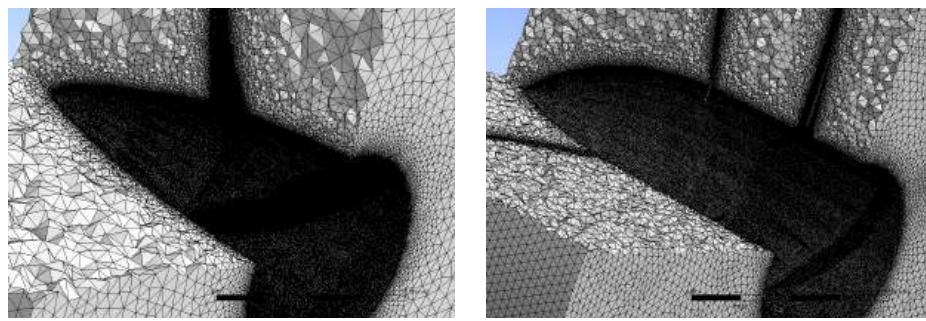


Рис. 6. Сеточная модель ГВ: а — классический; б — петлевидный  
 Fig. 6. Grid model propellers: a — classic; b — loop-shaped

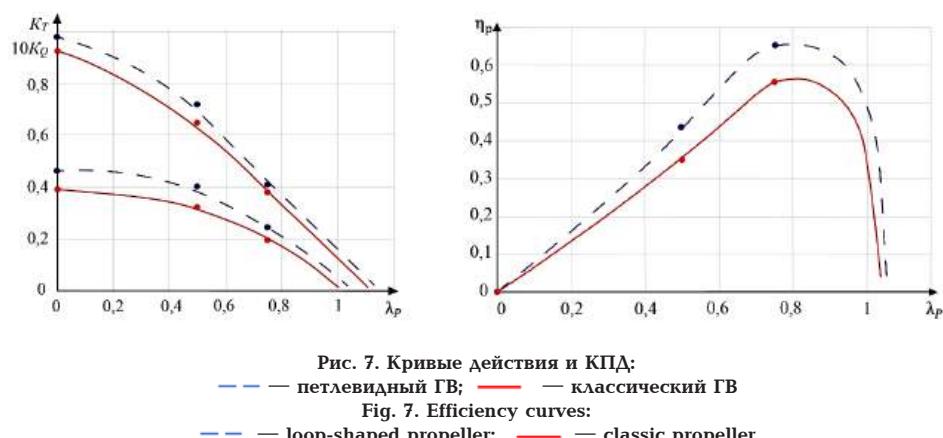


Рис. 7. Кривые действия и КПД:  
 — петлевидный ГВ; — классический ГВ  
 Fig. 7. Efficiency curves:  
 — loop-shaped propeller; — classic propeller

шения сторон (Aspect Ratio) — близки к единице. Общая расчетная область выполнена с измельчением сетки вокруг области вращающегося домена, а также с формированием призматических слоев вдоль моделируемого вала гребного винта. Результаты моделирования рассматривались по параметру  $Y^+$  с целью оценки применимости выбранной модели турбулентности. Данный параметр определяет, насколько корректно разрешен пограничный слой. В работе используется модель турбулентности SST, что повышает требования качества сетки для обеспечения значений параметра  $Y^+ < 2$ .

#### Результаты исследования

Результаты представлены на рис. 7 в виде кривых действия  $K_T = f(\lambda_p)$ ,  $K_Q = f(\lambda_p)$ , позволяющих оценить рабочие процессы гребных винтов на различных режимах.

Результаты моделирования показывают, что разница в тяговых характеристиках классического и петлевидного ГВ на различных режимах работы существенна и составляет от 5 до 25 % в пользу петлевидного, а разница моментов при этом составляет от 0 до 10 %. График зависимости КПД от режима работы ГВ свидетельствует о заметном преимуществе петлевидного винта. Его эффективность выше — от 0 до 10 % в зависимости от значения относительной поступи. Наибольшая разница в тяговых значениях наблюдается на швартовых режимах. Максимальные значения КПД достигаются на расчетном (номинальном) режиме работы винта. Проведенный анализ указывает на большую энергоэффективность разрабатываемого схемного решения винта с петлевидными лопастями.

Графическое представление доли газообразной части представлено с использованием  $Q$ -критерия

( $Q$ -criterion), являющегося квадратичной формой инвариантов тензоров завихренности и скоростей деформации.

$Q$ -критерий является одним из наиболее известных подходов к идентификации вихрей, основанных на локальном анализе поля скоростей в областях с ненулевыми значениями нормы тензора завихренности  $\Omega$ . Помимо этого, ненулевые значения в рассматриваемой области течения может иметь и норма тензора сдвиговых деформаций  $S$ .

$$Q = \frac{1}{2} (|\Omega|^2 - |S|^2), \quad (3)$$

где  $S$  — тензор скоростей деформаций;  $\Omega$  — тензор вращения.

Вихрь определяется как область течения, в которой норма тензора завихренности превышает норму тензора скоростей деформаций (область течения, в которой выполняется неравенство  $Q > 0$ ). Визуализация значений  $Q$ -критерия близких к нулю (например,  $Q = 0,001$ ) усложняет построение изоповерхности, делает ее излишне плотной. Выбор слишком большого значения (например,  $Q = 0,03$ ) приводит к разряженной визуализации. Стоит учитывать общий объем газообразной фракции, для которой выполняется построение, — малые доли фракций при больших значениях  $Q$ -критерия не могут быть визуализированы.

Сравнительных анализ гребных винтов выполняется при прочих равных условиях. Для визуализации возникающей кавитации выполнено построение изоповерхностей доли газообразной фракции для вращающегося домена классического и петлевидного гребных винтов с значением  $Q = 0,01$  (рис. 8).

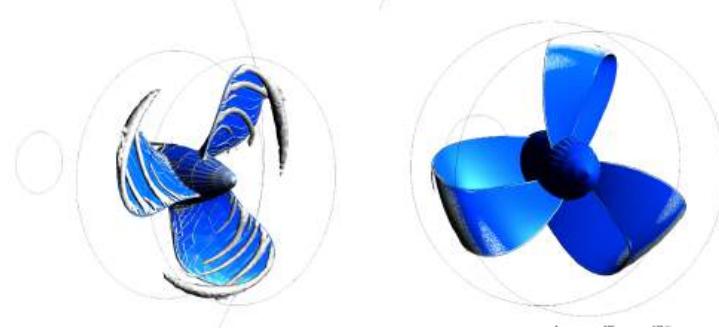


Рис. 8. Моделирование вихреобразования ГВ:  
а — классического; б — петлевидного  
Fig. 8. Modeling of propeller vortex formation:  
a — classic; b — loop-shaped

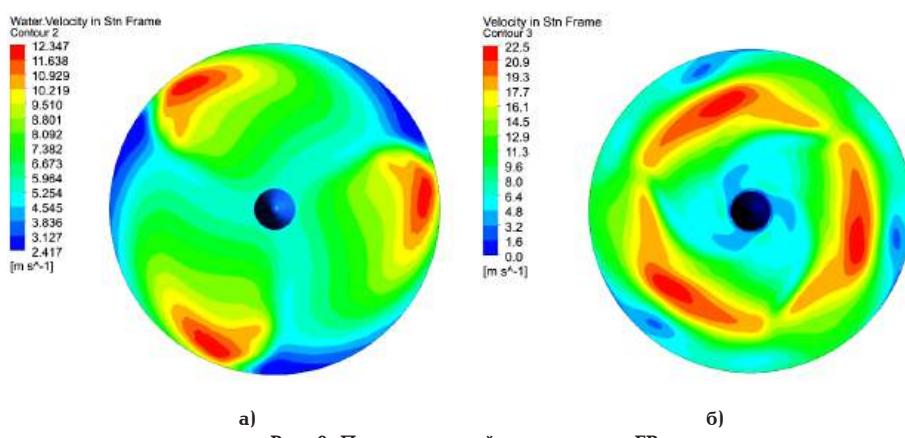


Рис. 9. Поле скоростей в сечении за ГВ:  
а — классического; б — петлевидного  
Fig. 9. Velocity field in the section behind the propeller:  
a — classic; b — loop-shaped

Распределение изоповерхностей наглядно демонстрирует образование концевого вихря у стандартного винта и незначительные области вихревых течений у винта с петлевидными лопастями. Полученное распределение доли газообразной фракции подтверждает первоначальное утверждение о снижении кавитационных явлений.

Скорость потока при заданных условиях за гребным винтом петлевидной формы достигает значений  $v = 22,5 \text{ м/с}$ , что на 45 % выше скоростей классического ГВ. Поле скоростей в сечении в большей степени носит равномерный характер (рис. 9), что способствует повышению качества рабочего процесса за счет однородности потока и, соответственно, достижению более высокой эффективности рабочего процесса гребного винта — расчетные значения КПД петлевидного ГВ превышают значения КПД классического ГВ в рассматриваемом диапазоне работы от 0 до 10 %.

Преимущества петлевидного гребного винта перед классическим, выявленные в ходе моделирования рабочего процесса, позволяют сделать вывод о целесообразности использования выбранного сочетания геометрических параметров винта (с симметричным двусторонним сегментным профилем и шагом  $H/D = 1$ ) для дальнейшей оптимизации петлевидных винтов других движителей, построения закономерностей и их использования в проектировочных расчетах петлевидных гребных винтов.

### Заключение

Проведенные исследования и серия расчетов, выполненные для двух типов ГВ, позволили сделать анализ характеристик петлевидного и классического ГВ. Сопоставительный анализ показывает, что разница в тяговых характеристиках на различных режимах работы существенна и составляет от 5 до 25 %, в то время как разница моментов не превышает 10 % в пользу петлевидного ГВ. Повышение тяговых характеристик в сочетании со снижением коэффициента моментов дает повышение эффективности работы ПГВ в виде увеличения значения КПД до 10 % (классический ГВ  $\eta_p = 55 \%$  и петлевидный ГВ  $\eta_p = 65 \%$  при прочих равных условиях). Снижение гидродинамического сопротивления, повышение расчетного значения КПД обусловливают снижение расхода топлива на 8–10 % практически во всем диапазоне режимов работы ГВ. Стоит отметить, что поле скоростей ПГВ в сечении за ГВ носит более равномерный характер, что способствует достижению более высокой эффективности гребного винта.

Сравнение полученного распределения возникающих кавитационных пузырьков, идентифицируемых по картине вихреобразования газообразной фракции, свидетельствует о снижении кавитационных явлений у петлевидного ГВ, что приводит к уменьшению кавитационной эрозии поверхности винта и увеличению срока его эксплуатации,

а также улучшает акустические характеристики и способствует гидродинамическому совершенствованию гребного винта.

#### Список источников / References

1. Месропян А. В., Галицына А. М., Меркулова А. П., Шабельник Ю. А. Перспективы реализации электродвижения в маломерном судостроении // Электротехнические системы и комплексы. 2023. № 2 (59). С. 49–54. DOI: 10.18503/2311-8318-2023-2(59)-49-54. EDN: JVTTQO.
2. Анализ размера и доли рынка морских силовых установок — тенденции роста и прогнозы (2024–2029 гг.). URL: <https://www.mordorintelligence.com/ru/industry-reports/marine-propulsion-yingne-market> (дата обращения: 18.10.2025).
3. Анализ размера и доли рынка морских силовых установок — тенденции роста и прогнозы (2024–2029 гг.) [Market and share analysis of the marine propulsion systems — growth trends and forecasts (2024–2029)]. URL: <https://www.mordorintelligence.com/ru/industry-reports/marine-propulsion-ungine-market> (accessed: 18.10.2025). (In Russ.).
4. Тогуняц А. Р., Анчиков С. Л., Вишневский Л. И. Соосные гребные винты и двухступенчатые лопастные двигатели // Морской Вестник. 2022. № 2 (82). С. 13–18. EDN: OUQHCl.
5. Афанасьев А. К., Ревенко Е. С., Ушаков К. М. Гидродинамические характеристики широколопастных гребных винтов с усеченной формой лопасти в свободной воде // Вестник государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. 2024. Т. 16, № 4. С. 519–529. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-519-529. EDN: BSYAXC.
6. Славгородская А. В., Славгородский В. М. Фантазии на тему гребных винтов с волнистыми лопастями // САПР и графика. 2015. № 1 (219). С. 69–72. EDN: TRQE0J.
7. Stan L. C. New innovative backflow marine propeller optimization study by CFD. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2018. Vol. 400, Issue 8. P. 2–10.
8. Tadros M., Ventura C. Design of propeller series optimizing fuel consumption and propeller efficiency. *Journal of Marine Science and Engineering*. 2021. Vol. 9, Issue 11. P. 1226. DOI: 10.3390/jmse9111226.
9. Zheng L., Chen Sh., Chen X., Ji Sh. Reverse engineering-inspired parametric 3D geometry model of marine propeller. *Polish Maritime Research*. 2023. Vol. 30. P. 35–47. DOI: 10.2478/pomr-2023-0037.
10. Месропян А. В., Шабельник Ю. А. К вопросу об эффективности рабочего процесса петлевидных гребных винтов // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7, № 2. С. 15–21. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-2-15-21. EDN: MRPSFC.
11. Пат. 2780771 Российская Федерация, МПК B 63 H 1/00. Петлевидный гребной винт / Месропян А. В., Шабельник Ю. А. № 2022106691; заявл. 15.03.22; опубл. 30.09.22, Бюл. № 28.
12. Sharow G. Ch., Cherry H. Propeller. US Patent 009926058B2; filed May 25th, 2017; published March 27th, 2018.
13. Abbaspour R., Yadegari M., Khoshnevis A. B. [et al.]. Optimization of horizontal spacing in cylinder-NACA0012 airfoil configuration in the Sharow propeller using entropy generation analysis and multi-objective genetic algorithm. *Journal of Marine Science and Technology*. 2025. DOI: 10.1007/s00773-025-01097-5.
14. Bima Anugerah Putraa1, Fajri Ashfi Rayhan. Comparative Analysis of Conventional and Toroidal Propeller through CFD Methods. *CFD Letters* 2025. Vol. 18, Issue 2. P. 137–160.
15. Neslin Thavamony, Anish Kumar, Joshua Selwyn. Numerical investigation on the influence of toroidal propeller on the heat transfer enhancement of an automobile radiator. *Case Studies in Thermal Engineering*. 2025. Vol. 73. P. 106661. DOI: 10.1016/j.csite.2025.106661.
16. Toroidal propellers: A noise-killing game changer in air and water. URL: <https://newatlas.com/aircraft/toroidal-quiet-propellers/> (accessed: 18.10.2025).
17. Sirosi H, Negahdari M. Numerical study and hydrodynamic analysis of Sharow propeller. *Marine Engineering*. 2024. Vol. 20 (44) P. 24–39. DOI: 10.61186/marineeng.20.44.3.
18. Гребные винты уменьшенного шага для «Вихря». URL: [https://www.barque.ru/shipbuilding/1974/propellers\\_reduced\\_pitch\\_for\\_whirlwind](https://www.barque.ru/shipbuilding/1974/propellers_reduced_pitch_for_whirlwind) (дата обращения: 18.10.2025).
19. Carlton J. S. *Marine Propellers and Propulsion*. 4th Ed. 2010. 585 p. ISBN: 978-0-08-100366-4.
20. ANSYS CFX Reference Guide. Release 2020 R2. ANSYS, Inc. July 2020.
21. Tonello N., Eude Y., Meux B., Ferrand M. Frozen rotor and sliding mesh models applied to the 3D Simulation of the Francis-99 Tokke turbine with Code\_Saturne. *Journal of Physics Conference Series*. 2017. Vol. 782 (1). P. 1–12. DOI: 10.1088/1742-6596/782/1/012009.
22. Kang J. G., Kim M. C., Kim H. U., Shin I. R. Study on propulsion performance by varying rake distribution at

the propeller tip. *Journal of Marine Science and Engineering*. 2019. Vol. 7 (11). 386. 12 p. DOI: 10.3390/jmse7110386.

23. Trejo I., Terceno M., Valle J., Iranzo A., Domingo J. Analysis of a ship propeller using CFD codes. *International Conference on computational methods in marine engineering*. 2007. 12 p.

**МЕСРОПЯН Арсен Владимирович**, доктор технических наук, профессор (Россия), директор Института экосистем бизнеса и креативных индустрий Уфимского государственного нефтяного технического университета (УГНТУ), г. Уфа.

SPIN-код: 7250-9161

AuthorID (РИНЦ): 17417

AuthorID (SCOPUS): 26638367100

Адрес для переписки: avm\_74@mail.ru

**ШАБЕЛЬНИК Юлия Андреевна**, младший научный сотрудник кафедры «Гидрогазодинамика трубопроводных систем и гидромашины», заместитель директора по научной работе Института экосистем бизнеса и креативных индустрий УГНТУ, г. Уфа.

SPIN-код: 3995-9042

AuthorID (РИНЦ): 525619

Адрес для переписки: cammy@list.ru

**Прозрачность финансовой деятельности:** авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Статья поступила в редакцию 11.10.2025; одобрена после рецензирования 27.10.2025; принята к публикации 30.10.2025.

**MESROPYAN Arsen Vladimirovich**, Doctor of Technical Sciences, Professor, Director of the Institute of Business Ecosystems and Creative Industries, Ufa State Petroleum Technological University (USPTU), Ufa.

SPIN-code: 7250-9161

AuthorID (RSCI): 17417

AuthorID (SCOPUS): 26638367100

Correspondence address: avm\_74@mail.ru

**SHABELNIK Yulia Andreevna**, Junior Researcher of the Hydrogasdynamics of Pipeline Systems and Hydraulic Machines Department, Deputy Director of Research at the Institute of Business Ecosystems and Creative Industries, USPTU, Ufa.

SPIN-code: 3995-9042

AuthorID (RSCI): 525619

Correspondence address: cammy@list.ru

**Financial transparency:** the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

The article was submitted 11.10.2025; approved after reviewing 27.10.2025; accepted for publication 30.10.2025.

## ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ТЕПЛОВЫХ ДЕФОРМАЦИЙ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ГЕРОТОРНОГО ВИНТОВОГО КОМПРЕССОРА ПРИ РАСЧЕТЕ МИНИМАЛЬНО БЕЗОПАСНЫХ РАБОЧИХ ЗАЗОРОВ

В. А. Пронин<sup>1</sup>, П. А. Белов<sup>1</sup>, В. А. Цветков<sup>1,2</sup>, М. Х. Джумаев<sup>1</sup>

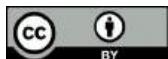
<sup>1</sup>Университет ИТМО, Россия, 191002, г. Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, д. 9

<sup>2</sup>АО «Уральский научный центр»,  
Россия, 190005, г. Санкт-Петербург, ул. 7-я Красноармейская, д. 16, лит. А

Одной из ключевых задач при проектировании высокоеффективных винтовых компрессоров является обоснованное назначение рабочих зазоров, которые подвергаются значительным изменениям параметров вследствие тепловых и силовых деформаций рабочих органов компрессора в условиях эксплуатации. В работе методами численного моделирования проведена оценка тепловых деформаций рабочих элементов героторного винтового компрессора с внутренним зацеплением. Исследование основано на последовательном термоструктурном анализе в инженерном пакете ANSYS, включающем расчет стационарного температурного поля и последующее определение термоупругих деформаций. Установлено, что, несмотря на существенную величину тепловых деформаций, их согласованное направление приводит к незначительному результирующему изменению рабочих зазоров. На основе векторного анализа полей перемещений предложена методика назначения минимальных безопасных эксплуатационных зазоров. Разработанный подход позволяет численно оценить влияние тепловых деформаций рабочих органов компрессора при назначении минимально безопасных зазоров.

**Ключевые слова:** героторный винтовой компрессор, тепловые деформации, роторы, внутреннее зацепление, зазоры, конечно-элементный анализ, ANSYS.

**Для цитирования:** Пронин В. А., Белов П. А., Цветков В. А., Джумаев М. Х. Оценка влияния тепловых деформаций основных элементов героторного винтового компрессора при расчете минимально безопасных рабочих зазоров // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 4. С. 13–21. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-4-13-21. EDN: ZNMXEX.



Пронин В. А., Белов П. А., Цветков В. А., Джумаев М. Х., 2025.  
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

## EVALUATION OF THE EFFECT OF THERMAL DEFORMATIONS OF THE MAIN ELEMENTS OF A GEROTOR SCREW COMPRESSOR IN CALCULATING THE MINIMUM SAFE OPERATING CLEARANCES

В. А. Пронин<sup>1</sup>, П. А. Белов<sup>1</sup>, В. А. Цветков<sup>1,2</sup>, М. Н. Джумаев<sup>1</sup>

<sup>1</sup>ITMO University, Russia, Saint Petersburg, Lomonosova St., 9, 191002

<sup>2</sup>AUO "Ural Scientific Center", Russia, Saint Petersburg, 7th Krasnoarmeyskaya St., 16, lit. A, 190005

One of the key tasks in the design of high-efficiency screw compressors is the reasonable assignment of working gaps, which are subject to significant thermal deformations under operating conditions. In the presented work, the thermal deformations of the working elements of a gerotor screw compressor with internal gearing are estimated using numerical modeling methods. The study is based on sequential thermal structural analysis in the ANSYS engineering package, which includes the calculation of a stationary temperature field and the subsequent determination of thermoelastic deformations. It is established that, despite the significant magnitude of thermal deformations, their consistent direction leads to a slight resulting change in the working gaps. Based on the vector analysis of displacement fields, a method for assigning minimum safe operational gaps is proposed. The developed approach makes it possible to optimize the design of gerotor compressors by assigning gaps without the risk of jamming, which leads to increased energy efficiency.

**Keywords:** gerotor screw compressor, thermal deformations, rotors, internal engagement, gaps, finite element analysis, ANSYS.

**For citation:** Pronin V. A., Belov P. A., Tsvetkov V. A., Dzhumaev M. H. Evaluation of the effect of thermal deformations of the main elements of a gerotor screw compressor in calculating the minimum safe operating clearances. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 4. P. 13–21. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-4-13-21. EDN: ZNMXEX.



© Pronin V. A., Belov P. A., Tsvetkov V. A., Dzhumaev M. H., 2025.  
The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

## Введение

Эксплуатационные характеристики винтовых компрессоров существенно зависят от распределения рабочих зазоров в условиях сложных режимов эксплуатации. В процессе сжатия рабочие органы подвергаются значительным газовым силам и неравномерному тепловому расширению, что вызывает упругие деформации и изменение геометрии сопрягаемых элементов. Данные факторы определяют требования к номинальным зазорам, которые, с одной стороны, должны гарантировать бесконтактную работу и предотвращать заклинивание, а с другой — минимизировать протечки газа в рабочей области. Последние являются доминирующим источником потерь, снижающих объемную эффективность и ухудшающих термодинамические характеристики процесса сжатия. Следовательно, задача прогнозирования и обеспечения минимально возможных, но функционально безопасных зазоров в условиях эксплуатации является фундаментальной задачей для проектирования высокоэффективных и надежных винтовых компрессоров [1–2]. Данное исследование сфокусировано на оценке влияния именно тепловых деформаций рабочих органов компрессора как одного из ключевых факторов, который определяет изменение геометрии сопрягаемых элементов при рабочих температурах, что позволяет выделить их значение при определении минимально безопасных рабочих зазоров.

В существующих исследованиях, показано, что для винтовых компрессоров тепловые деформации могут достигать 0,03–0,1 мм, что сравнимо с величиной номинальных рабочих зазоров [3–4].

Особое место в ряду объемных компрессоров занимает героторная винтовая машина, отличающаяся внутренним зацеплением роторов. Эта конструкция считается перспективным направлением развития технологий объемного компримирования газа. Рабочая пара состоит из внутреннего ротора, имеющего внешние винтовые зубья, и внешнего ротора с внутренними зубьями. Каждый ротор вращается относительно своей продольной оси. В поперечном сечении их взаимодействие описывается циклоидальным зацеплением [5]. Соприкасающиеся по сложным пространственным траекториям поверхности роторов формируют систему изолированных камер. При вращении эти камеры последовательно уменьшают свой объем, перемещаясь от зоны всасывания к зоне нагнетания, чем и обеспечивается сжатие газа [5–8]. Применение внутреннего зацепления в сочетании с передовыми производственными методиками открывает для таких компрессоров потенциал превзойти традиционные винтовые и спиральные аналоги по ряду показателей, включая удельную энергоэффективность, массогабаритные характеристики и уровень генерируемого шума [5].

Однако, несмотря на схожесть физических процессов, применительно к героторным винтовым компрессорам (рис. 1) с их сложной геометрией контактирующих поверхностей роторов, эта задача требует специального рассмотрения.

## Объект исследования и рассматриваемые зазоры

Объектом исследования является героторный винтовой компрессор для сжатия различных газов в диапазоне низких и средних давлений.

Особенностью конструкции такой машины является формирование рабочих камер за счёт циклоидального зацепления внутреннего и внешнего роторов [5–8], что предъявляет повышенные требования к точности профилирования и назначению рабочих зазоров.

Исследование проведено для компрессора со следующими параметрами рабочего процесса:

— рабочая среда — воздух;

— давление всасывания (атмосферное давление)  $P_{\text{вс}} = 0,1 \text{ МПа}$ ;

— температура окружающей среды (температура всасывания)  $T_{\text{вс}} = 20^\circ\text{C}$ ;

— давление нагнетания  $P_{\text{нг}} = 0,4 \text{ МПа}$ ;

— температура нагнетания  $T_{\text{нг}} = 80^\circ\text{C}$ ;

Геометрические параметры роторов:

— описывающий диаметр внутреннего ротора  $D_1 = 80 \text{ мм}$ ;

— число зубьев внутреннего ротора  $z_1 = 2$ ;

— описывающий диаметр внешнего ротора  $D_2 = 100 \text{ мм}$ ;

— число зубьев внешнего ротора  $z_2 = 3$ ;

— длина роторов  $L = 200 \text{ мм}$ ;

— эксцентриситет  $e = 10 \text{ мм}$ .

При анализе тепловых деформаций рассматривались три типа зазоров, определяющих функциональную надежность и герметичность компрессора (рис. 2–3):

$X_1$  — радиальный зазор внешней поверхности вершин зубьев внутреннего ротора и внутренней поверхностью впадин зубьев внешнего ротора по всей длине линий контакта;

$X_2$  — радиальный зазор между внешней поверхностью впадин зубьев внутреннего ротора и внутренней поверхностью вершин зубьев внешнего ротора по всей длине линий контакта;

$X_3$  — зазор между комплектом уплотнительных колец торцевой части патрубка нагнетания и цилиндрической поверхностью внешнего ротора.

## Методология оценки тепловых деформаций на основе конечно-элементного анализа

Современные подходы к решению инженерных проектно-конструкторских и научных задач базируются на методах численного моделирования, в частности, с применением программных комплек-

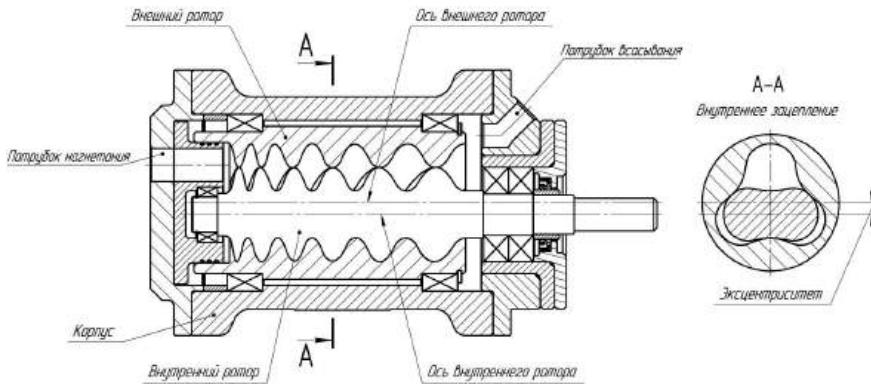


Рис. 1. Конструкция героторного винтового компрессора  
 Fig. 1. Design of the gerotor screw compressor

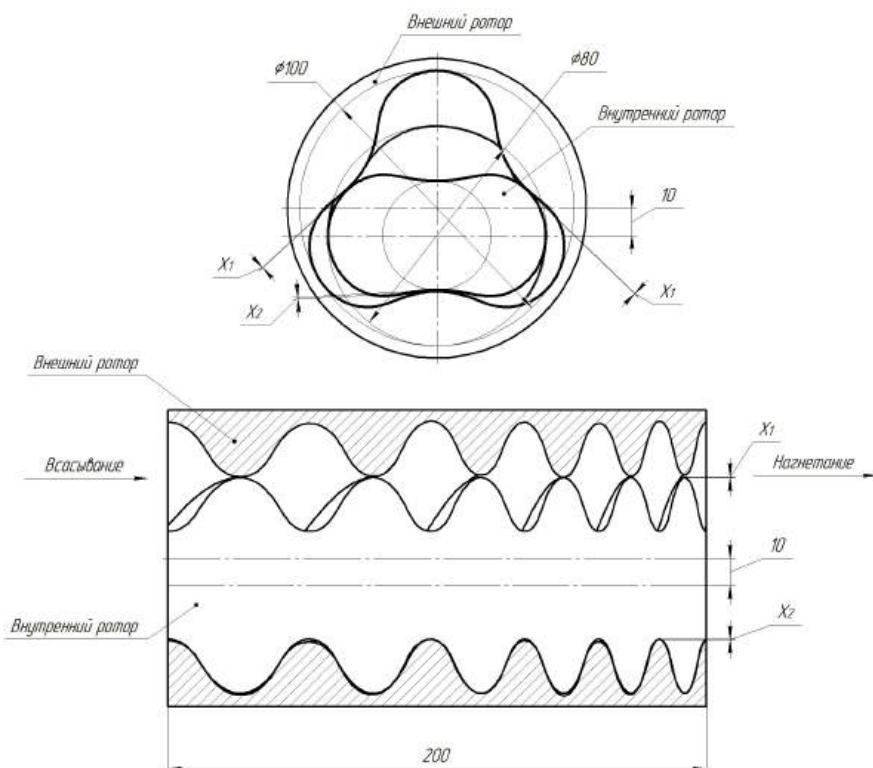


Рис. 2. Зазоры  $X_1$  и  $X_2$   
 Fig. 2.  $X_1$  and  $X_2$  gaps

сов [9–11]. Использование САЕ-систем (Computer-Aided Engineering) стало неотъемлемой частью процесса проектирования сложных технических устройств, позволяя проводить виртуальные испытания и оптимизацию конструкций без дорогостоящих натурных экспериментов.

Для оценки тепловых деформаций рабочих элементов героторного компрессора была применена методология последовательного связанного термоструктурного анализа, реализованная в инженерном программном комплексе ANSYS. Данный подход позволяет учесть взаимное влияние тепловых и механических полей. Сначала рассчитывается стационарное температурное поле, которое затем используется в качестве тепловой нагрузки в структурном анализе для определения возникающих деформаций и напряжений [3, 12–14].

Процесс моделирования состоял из нескольких ключевых этапов, логическая структура которых представлена на рис. 4:

1. Подготовительный этап и задание свойств материалов.

Исследование начинается с формирования библиотеки конструкционных материалов в модуле Engineering Data. Для каждого компонента модели (внутренний и внешний роторы, патрубок нагнетания) задаются термофизические свойства, необходимые для теплового анализа (плотность, теплопроводность, удельная теплоемкость), и механические характеристики, используемые в структурном анализе (модуль Юнга, коэффициент Пуассона, коэффициент линейного расширения), которые представлены в табл. 1.

2. Импорт и подготовка геометрической модели.

На данном этапе осуществляется импорт геометрии рабочих элементов, созданной в специализированной CAD-системе (Computer-Aided Design) — КОМПАС-3D. Геометрия импортируется в среду численного моделирования ANSYS, где про-

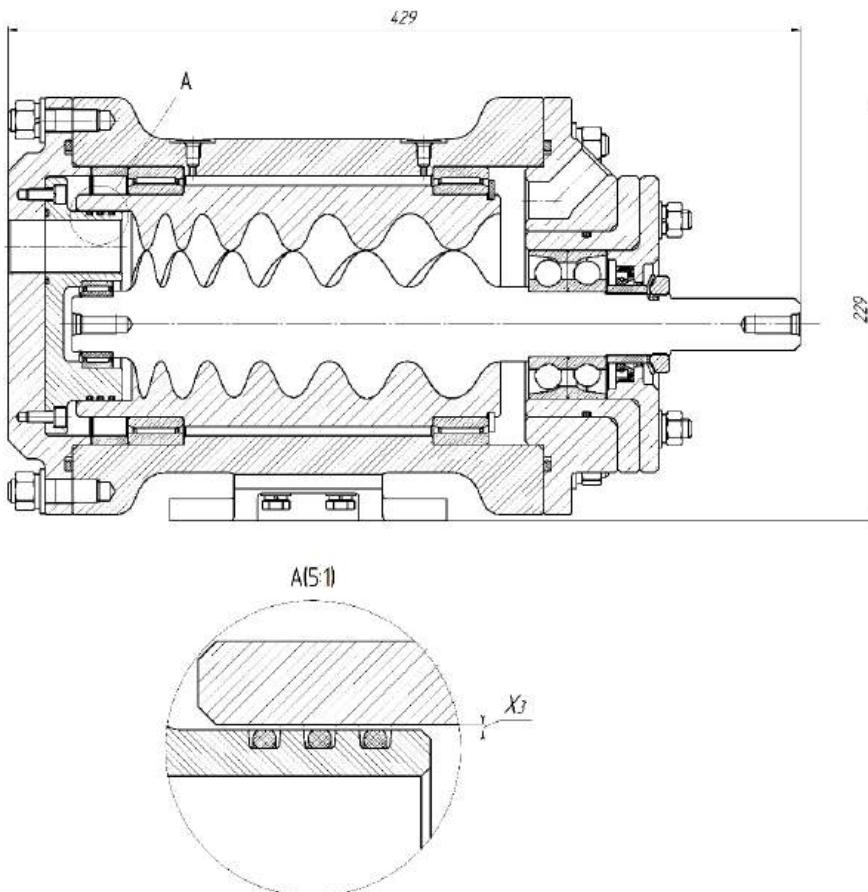


Рис. 3. Зазор  $X_3$   
Fig. 3.  $X_3$  gap

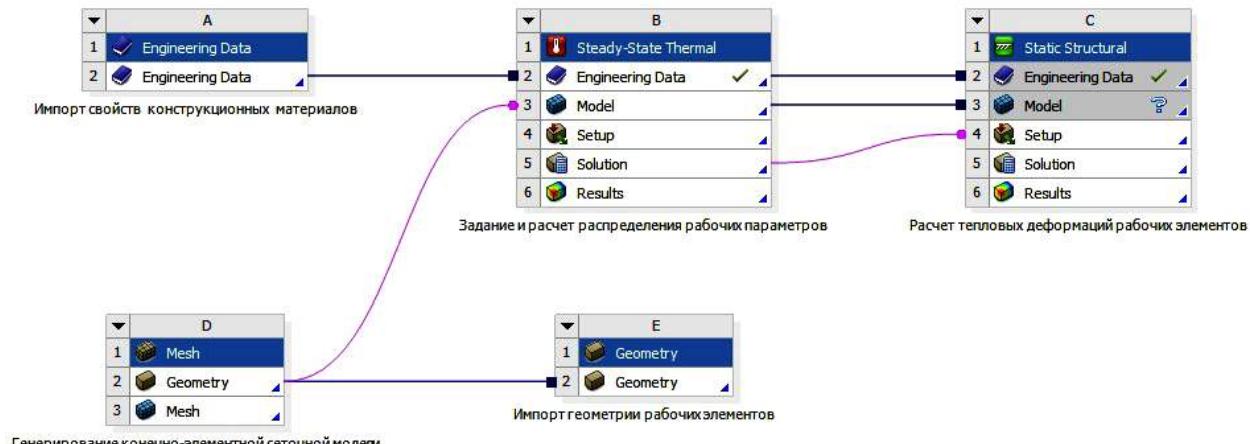


Рис. 4. Структура расчета тепловых деформаций  
Fig. 4. Calculation structure of thermal deformations

водится ее упрощение и подготовка для построения конечно-элементной сетки. Удаляются несущественные для анализа элементы (фаски, скругления малого радиуса), которые могут усложнить сетку без заметного влияния на точность результатов [15].

3. Стационарный тепловой анализ (Steady-State Thermal).

Первый этап конечно-элементного моделирования начинается с расчета распределения температур. Он выполняется в модуле Steady-State Thermal и включает следующую последовательность:

Model. В рамках геометрической модели создается конечно-элементная сетка. Особое внимание уделяется сгущению сетки в зонах ожидаемых вы-

соких температурных градиентов — вблизи патрубка нагнетания и в области контакта роторов.

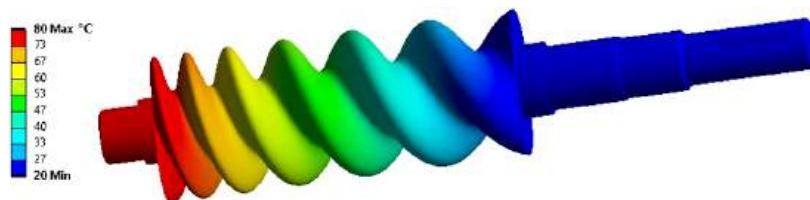
Setup. Задаются граничные условия, описывающие тепловой режим работы компрессора. К ним относятся статическая температура на входном (всасывание) и выходном (нагнетание) частях компрессора, а также условия конвективного теплообмена на внешних поверхностях корпуса компрессора с окружающей средой.

Solution. Производится решение нелинейной задачи стационарного теплопереноса.

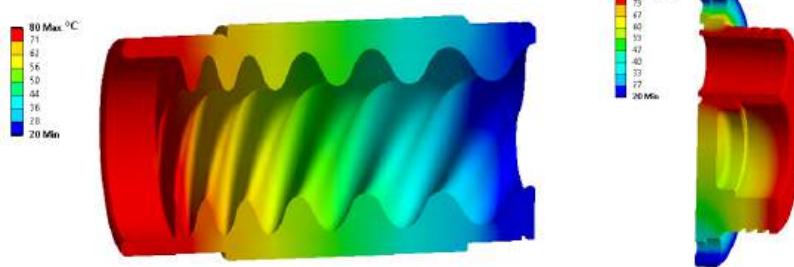
Results. По завершении расчета анализируется полученное поле температур. Визуализируется распределение температуры по всем расчетным ком-

Таблица 1. Свойства материалов для исполнения рабочих элементов  
 Table 1. Properties of materials for execution of working elements

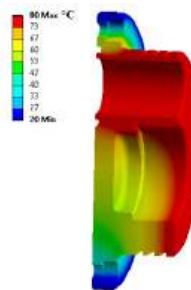
Параметр	Материал				
	Сталь 40Х	Бронза БрОФ10-1	Латунь ЛМц58-2	Полиамид 6	Фторпласт-4
Плотность, кг/м <sup>3</sup>	7820	8750	8400	1130	2200
Коэффициент Пуассона	0,3	0,34	0,33	0,4	0,46
Модуль упругости, ГПа	200	110	105	2,5	0,5
Коэффициент линейного расширения, 1/К	$12 \cdot 10^{-6}$	$18 \cdot 10^{-6}$	$20 \cdot 10^{-6}$	$80 \cdot 10^{-6}$	$100 \cdot 10^{-6}$
Теплопроводность, Вт/м · К	48	49	110	0,3	0,25
Удельная теплоёмкость, Дж/(кг · К)	490	380	400	1700	1050



а)



б)



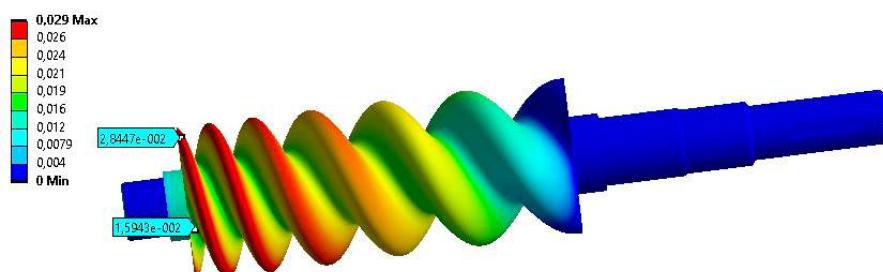
в)

Рис. 5. Распределение температур:

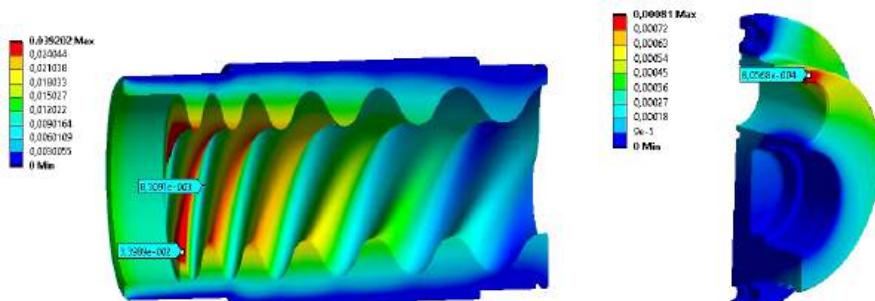
а — внутренний ротор; б — внешний ротор; в — патрубок нагнетания

Fig. 5. Temperature distribution:

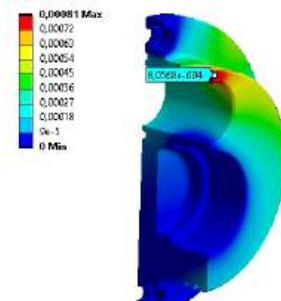
а — internal rotor; б — external rotor; в — discharge pipe



а)



б)



в)

Рис. 6. Распределение деформаций:

а — внутренний ротор; б — внешний ротор; в — патрубок нагнетания

Fig. 6. Distribution of deformations:

а — internal rotor; б — external rotor; в — discharge pipe

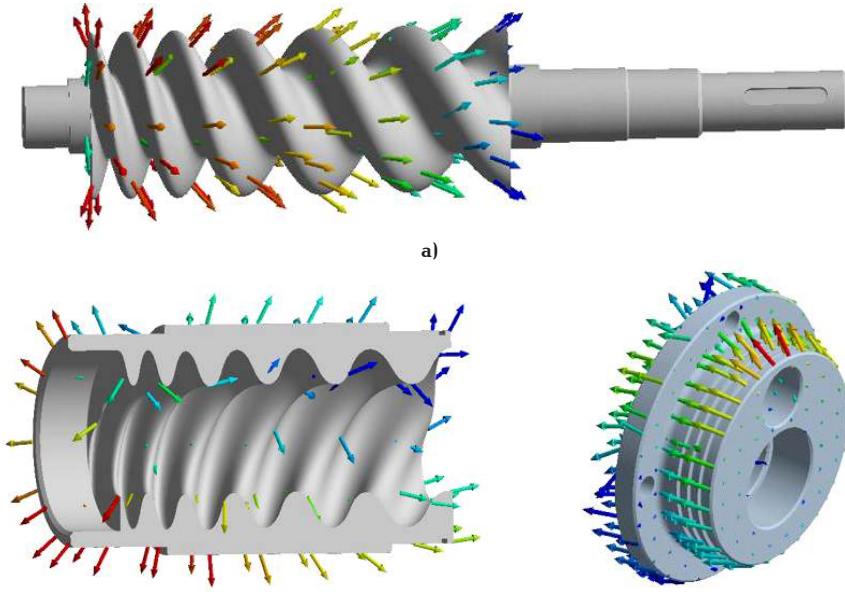


Рис. 7. Векторы деформаций:  
а — внутренний ротор; б — внешний ротор; в — патрубок нагнетания  
Fig. 7. Deformation vectors:  
a — internal rotor; b — external rotor; c — discharge pipe

понентам, что позволяет идентифицировать зоны максимального нагрева (рис. 5).

4. Статический структурный анализ (Static Structural).

На этапе статического структурного анализа производится оценка деформаций и напряжений, возникающих в результате совместного воздействия тепловых и механических нагрузок. При этом следует подчеркнуть, что в рамках данной работы основное внимание уделено моделированию тепловых деформаций. Механические деформации от давления газа и возможные смещения роторов, безусловно, также влияют на рабочие зазоры, но их учёт требует отдельного комплексного исследования.

Рассчитанное стационарное температурное поле в модуле Steady-State Thermal импортируется в качестве тепловой нагрузки, что позволяет учесть эффект термического расширения материалов.

Engineering Data. Используются те же механические свойства материалов, заданные на подготовительном этапе.

Model. Для обеспечения согласованности результатов применяется конечно-элементная сетка, идентичная использованной в тепловом анализе. Такой подход гарантирует корректный перенос температурных данных в узлы сетки и минимизирует погрешности интерполяции.

Setup. Помимо импортированного температурного поля, задается комплекс механических граничных условий:

— давление рабочей среды на поверхности роторов и внутренних полостей, распределенное в соответствии с рабочим процессом компрессора;

— условия закрепления, моделирующие опорные узлы (подшипники качения) с учетом их радиальных и осевых степеней свободы;

— контактные взаимодействия в зонах потенциального соприкосновения элементов.

Solution. Выполняется решение задачи статической прочности с учетом термоупругих деформаций.

Results. Визуализируются и количественно оцениваются результирующие поля полных деформаций (рис. 6) и векторы перемещений (рис. 7). Анализ направлений деформаций позволяет прогнозировать изменение зазоров ( $X_1$ ,  $X_2$ ,  $X_3$ ) в рабочей части компрессора.

Полученные данные позволяют не только оценить текущее состояние зазоров, но и прогнозировать их изменение в различных эксплуатационных режимах, что является основой для разработки методики назначения минимальных безопасных зазоров.

#### Результаты расчета и назначение зазоров

Проведенный стационарный тепловой анализ позволил получить картину распределения температур в рабочих органах компрессора. Установлено, что температурное поле имеет выраженный градиент вдоль оси роторов — от зоны всасывания с температурой 20 °C до зоны нагнетания, где температура достигает 80 °C.

В последующем структурном анализе, использующем рассчитанное температурное поле в качестве тепловой нагрузки, были получены количественные значения термоупругих деформаций (табл. 2). Анализ результатов выявил существенную зависимость деформаций от термофизических свойств материалов.

Для металлических материалов (сталь 40Х, бронза БрОФ10-1, латунь АМц58-2) величины деформаций составили 0,03–0,06 мм, что сопоставимо с диапазоном эксплуатационных зазоров, характерных для винтовых компрессоров [3–4]. Наибольшие деформации наблюдаются у латуни (0,06 мм для внешнего ротора), что объясняется высоким коэффициентом линейного расширения ( $20 \cdot 10^{-6}$  1/K). Минимальные значения зафиксированы у стали 40Х (0,029 мм для внутреннего ротора) благодаря сочетанию низкого коэффициента расширения и высокой теплопроводности.

Для полимерных материалов (полиамид 6, фторопласт-4) деформации увеличиваются до 0,18–

Таблица 2. Значения тепловых деформаций  
 Table 2. Values of thermal deformations

Материал	Деформация конструктивного элемента, мм		
	Внутренний ротор	Внешний ротор	Патрубок нагнетания
Сталь 40Х	0,029	0,039	0,00041
Бронза БрОФ10-1	0,043	0,059	0,00081
Латунь АМц58-2	0,045	0,06	0,00095
Полиамид 6	0,18	0,25	0,0024
Фторопласт 4	0,27	0,43	0,0037

0,43 мм, что в 4–7 раз превышает показатели металлических аналогов. Столь значительные перемещения обусловлены эффектом низкой теплопроводности (0,25–0,30 Вт/м·К) и высокого коэффициента линейного расширения (80–100·10<sup>-6</sup> 1/К). Максимальная деформация 0,43 мм зафиксирована у фторопласта-4 для внешнего ротора, что делает данный материал непригодным для использования в изготовлении роторов.

Особый интерес представляет анализ пространственного распределения деформаций. Внутренний ротор демонстрирует преимущественно радиальное расширение с максимальными перемещениями в зоне вершин зубьев. Внешний ротор испытывает сложное деформирование с сочетанием радиального расширения, что особенно выражено в зонах контакта с патрубком нагнетания. Патрубок нагнетания показывает минимальные абсолютные деформации (0,00041–0,0037 мм), однако его влияние на общую картину зазоров важно из-за непосредственного контакта с внешним ротором.

Полученные результаты подтверждают необходимость учета не только абсолютных величин деформаций, но и их пространственного распределения и взаимной ориентации при назначении зазоров героторных винтовых компрессоров.

Ключевым аспектом анализа является не столько абсолютная величина деформаций, сколько их векторное направление. Проведённый векторный анализ полей перемещений (рис. 7) показал, что тепловое расширение внутреннего и внешнего роторов, а также патрубка нагнетания имеет однородный радиальный характер. Это приводит к частичной компенсации взаимных деформаций и, как следствие, к сохранению рабочей формы зацепления при повышенных температурах. Таким образом, результирующее изменение радиальных зазоров оказывается существенно меньше, чем индивидуальные значения термических деформаций каждого элемента.

Поэтому минимальный зазор возможно назначить по разнице наибольшего и наименьшего значения деформации. Однако необходимо учесть неравномерность этого изменения, поэтому к такому значению следует добавить зазор изготовления по второму классу точности [16].

На основании анализа направлений перемещений разработан алгоритм назначения эксплуатационных зазоров, учитывающий компенсирующий характер тепловых деформаций. Минимальный без-

Таблица 3. Назначение зазоров  
 Table 3. Gaps assignment

Конструктивный элемент	Конструктивный элемент		
	Внутренний ротор	Внешний ротор	Патрубок нагнетания
Материал	Сталь 40Х	Бронза БрОФ10-1	Бронза БрОФ10-1
Деформация, мм	0,029	0,059	0,00081
Технологический зазор, мм	0,01	0,012	0,012
Назначенный зазор, мм	$X_1 = 0,04$	$X_2 = 0,04$	$X_3 = 0,041$

опасный зазор определяется как функция разности максимальных деформаций сопряженных поверхностей с учётом технологического допуска:

$$X = \delta_{\max 1} - \delta_{\max 2} + \delta_{\text{tex}} \quad (1)$$

где  $\delta_{\max 1}$  и  $\delta_{\max 2}$  — максимальная деформация сопряженных поверхностей элементов в зоне контакта;  $\delta_{\text{tex}}$  — технологический зазор, определяемый допусками на изготовление (для второго класса точности).

Однако нужно учесть, что при применении однотипных материалов для внутреннего и внешнего роторов и патрубка нагнетания, имеющих меньшие деформации из исследуемых марок (например, сталь – сталь), наблюдается тепловое расширение элементов в одном направлении с минимальными значениями. Это приводит к суммарному сокращению рабочего зазора и повышает риск контактирования и прилипания поверхностей при длительной эксплуатации. Также использование однотипных материалов ухудшает трибологические характеристики сопряжения: в парах одинаковых металлов возникает тенденция к адгезионному износу и задире вследствие близких значений твёрдости и поверхностной энергии [17].

Для предотвращения этих эффектов и стабилизации эксплуатационного зазора рекомендуется применять разноимённые материалы роторов, отличающиеся по теплофизическими и антифрикционным свойствам. Наиболее рациональной комбинацией является использование внешнего ротора, патрубка нагнетания из бронзы БрОФ10-1 и внешнего ротора из стали 40Х. В этом случае при нагреве внутренний ротор расширяется несколько меньше, чем внешний, что обеспечивает гарантированный зазор. Одновременно бронза БрОФ10-1 обладает высокими антифрикционными свойствами при работе со сталью, что снижает вероятность прихвата и повышает износостойкость пары трения.

На основании оценки материалов и проведенного векторного анализа деформаций по разработанной методике были назначены безопасные эксплуатационные зазоры (табл. 3).

Для критических зон контакта роторов ( $X_1$  и  $X_2$ ) установлен зазор 0,04 мм, а для узла уплотнения ( $X_3$ ) — 0,041 мм. Данные значения включают как величину и направление тепловых деформаций, так и технологические допуски на изготовление, что в комплексе обеспечивает бесконтактную работу

и высокую герметичность компрессора в рабочих условиях.

Следует отметить, что предложенная методика и рассчитанные зазоры учитывают в первую очередь тепловые деформации. На реальные эксплуатационные зазоры также могут влиять неравномерные упругие деформации от давления рабочей среды, осевые смещения роторов и другие факторы, которые в данной работе не рассматривались. Однако учёт именно тепловых деформаций является важным этапом проектирования, позволяющим выделить и минимизировать связанные с ними риски.

### Заключение

В рамках проведенного исследования разработана комплексная методология численной оценки тепловых деформаций рабочих элементов героторного винтового компрессора. Метод основан на последовательном связанным термоструктурном анализе в среде ANSYS, что позволяет с высокой достоверностью учесть взаимное влияние стационарного температурного поля и возникающих механических напряжений.

Ключевым результатом работы является количественная оценка влияния теплового расширения на рабочие зазоры. Расчеты показали, что, несмотря на значительную величину термических деформаций основных компонентов (роторов и патрубка нагнетания), их односторонний характер приводит к сравнительно небольшому результирующему изменению зазоров.

Представленная методология обеспечивает подход к прогнозированию изменения зазоров рабочих элементов компрессора, обусловленных тепловыми деформациями. Полученные результаты демонстрируют значимость теплового фактора и позволяют предложить методику назначения безопасных зазоров с его учётом. Последовательная модель теплового и структурного анализов позволяет с высокой точностью оценить величину и направление тепловых деформаций, что является необходимым условием для обоснованного назначения безопасных рабочих зазоров и оптимизации конструкции героторного винтового компрессора.

Для разработки уточненной методики определения минимально безопасных рабочих зазоров в проточной части героторного винтового компрессора в следующих исследованиях необходимо учесть совместное влияние других факторов, таких как силовые нагрузки на опоры компрессора и осевые смещения роторов.

### Список источников / References

1. Сакун И. А. Винтовые компрессоры: основы теории, методы расчета, конструкции. Ленинград: Машиностроение, 1970. 400 с.
2. Sakun I. A. Vintovyye kompressory: osnovy teorii, metody rascheta, konstruktsii [Screw compressors: Fundamentals of theory, calculation methods, design]. Leningrad, 1970. 400 p. (In Russ.).
3. Wang Y., Xiong L., Feng D., Research Progress on the Manufacturing of Screw-Shaped Parts in Screw Compressors. *Applied Sciences*. 2024. Vol. 14, no. 5. P. 1945. DOI: 10.3390/app14051945.
4. Пронин В. А., Жигновская Д. В., Цветков В. А., Кованов А. В. Методы численного моделирования тепловых деформаций рабочих органов винтового однороторного компрессора // Вестник Международной академии холода. 2021. № 4. С. 12–17. DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-4-12-17. EDN: RPPFXO.
5. Pronin V. A., Zhignovskaya D. V., Tsvetkov V. A., Kovannov A. V. Metody chislennogo modelirovaniya teplovyykh deformatsiy rabochikh organov vintovogo odnorotornogo kompressora [Methods of numerical simulating thermal deformations of working bodies for a screw single-rotor compressor]. *Vestnik Mezhdunarodnoy akademii kholoda. Journal of International Academy of Refrigeration*. 2021. No. 4. P. 12–17. DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-4-12-17. EDN: RPPFXO. (In Russ.).
6. Zhang Z., Wu W. Numerical investigation of thermal deformation of meshing pairs in single screw compressor. *Applied Thermal Engineering*. 2021. Vol. 188. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2021.116614.
7. Li D., He Z., Chen X. [et al.]. Meshing pair geometry of the intersecting-axis internally geared screw compressor. *International Journal of Refrigeration*. 2025. Vol. 169. P. 166–183. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2024.10.012.
8. Lu Y., Balodimos N., Calder B. [et al.]. Experimental Study of conical rotary compressor for high pressure ratio applications. *13th International Conference on Compressors and their Systems. ICCS 2023*. Springer Proceedings in Energy. Springer, Cham. 2023. P. 515–525. DOI: 10.1007/978-3-031-42663-6\_42.
9. Tsvetkov V. A., Pronin V. A., Zhilkin A. Y. [et al.]. Theoretical confirmation of energy-efficient regulation of volumetric capacity of a screw single-rotor compressor by a regulator in the form of a rotary control ring. *11th International Conference on Industrial Engineering ICIE 2025. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham. 2026. P. 83–94. DOI: 10.1007/978-3-032-04273-6\_8.
10. Tsvetkov V. A., Pronin V. A., Kovanov A. V. [et al.]. Design improvement of the In-Built regulator of volumetric capacity of single screw compressor. *10th International Conference on Industrial Engineering. ICIE 2025. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. 2024. P. 49–59. DOI: 10.1007/978-3-031-65870-9\_6.
11. Цветков В. А., Пронин В. А., Иванов Л. В., Белов П. А. Совершенствование конструкции внутреннего регулятора объемной производительности винтового однороторного компрессора // Вестник Международной академии холода. 2024. № 2. С. 3–12. DOI: 10.17586/1606-4313-2024-23-2-3-12. EDN: JTLBCK.
12. Tsvetkov V. A., Pronin V. A., Ivanov L. V., Belov P. A. Sovershenstvovaniye konstruktsii vnutrennego regulyatora ob"yemnoy proizvoditel'nosti vintovogo odnorotornogo kompressora [Improving design of internal regulator of volumetric capacity for a screw single-rotor compressor]. *Vestnik Mezhdunarodnoy akademii kholoda. Journal of International Academy of Refrigeration*. 2024. No. 2. P. 3–12. DOI: 10.17586/1606-4313-2024-23-2-3-12. EDN: JTLBCK. (In Russ.).
13. Chuang W., Bingqi W., Mingkun L., Ziwen X. A review of recent research and application progress in screw machines. *Machines*. 2022. Vol. 10, no. 1. P. 22. DOI: 10.3390/machines10010062.
14. Позевалкин В. В., Поляков А. Н. Реализация цифровой модели тепловых характеристик на основе температурного

поля // Advanced Engineering Research (Rostov-on-Don). 2024. Т. 24, № 2. С. 178 – 189. DOI: 10.23947/2687-1653-2024-24-2-178-189. EDN: EYQXQZ.

Pozhevalkin V. V., Polyakov A. N. Realizatsiya tsifrovoy modeli teplovyykh kharakteristik na osnove temperaturnogo polya [Implementation of a digital model of thermal characteristics based on the temperature field]. Advanced Engineering Research (Rostov-on-Don). 2024. Vol. 24, no. 2. P. 178 – 189. DOI: 10.23947/2687-1653-2024-24-2-178-189. EDN: EYQXQZ. (In Russ.).

14. Yakupov R. R., Mustafin T. N., Khamidullin M. S., Khisameev I. G., Alyayev V. A. Comparison of Methods for Calculating Thermal Deformations of Screw Compressor Rotors. AIP Conference Proceedings. 2020 Vol. 2285. 030017. DOI: 10.1063/5.0027287.

15. Осипов Э. В., Хоменко А. А., Осипова Л. Э. Применение специализированных программных комплексов для автоматизации инженерных расчетов оборудования // Программные продукты и системы. 2025. Т. 38, № 1. С. 134 – 142. DOI: 10.15827/0236-235X.149.134-142. EDN: RPIPIS.

Osipov E. V., Khomenko A. A., Osipova L. E. Primeneniye spetsializirovannykh programmnykh kompleksov dlya avtomatizatsii inzhenernykh raschetov oborudovaniya [Applying specialized software packages to automate engineering equipment calculation]. Programmnyye produkty i sistemy. Software & Systems. 2025. Vol. 38, no. 1. P. 134 – 142. DOI: 10.15827/0236-235X.149.134-142. EDN: RPIPIS. (In Russ.).

16. Френкель М. И. Поршневые компрессоры. Теория, конструкции и основы проектирования. 3-е изд., перераб. и доп. Москва: Машиностроение, 1969. 744 с.

Frenkel M. I. Porshnevyye kompressory. Teoriya, konstruktsii i osnovy proyektirovaniya. 3rd ed., revised and supplemented. Moscow, 1969. 744 p. (In Russ.).

17. Mitrofanov A. P., Zhitnikov K. O. [et al.]. Experimental modeling of contact interaction of an abrasive tool with machined material for rational choice of lubricating medium. Journal of Friction and Wear. 2025. Vol. 46, no. 2. P. 177 – 187. DOI: 10.3103/S1068366625700357.

**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

ORCID: 0000-0002-9278-5903

AuthorID (SCOPUS): 57188556577

ResearcherID: F-4743-2019

Адрес для переписки: maior.pronin@mail.ru

**БЕЛОВ Павел Андреевич**, аспирант образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург.

Адрес для переписки: mr.beloff99@gmail.com

**ЦВЕТКОВ Вадим Александрович**, кандидат технических наук, доцент образовательного центра

«Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург; доцент АНО «Уральский научный центр», г. Санкт-Петербург. AuthorID (РИНЦ): 8455-6307

ORCID: 0000-0003-4357-0022

Адрес для переписки: wadimtsvetkov@mail.ru

**ДЖУМАЕВ Мухаммед Хемраевич**, аспирант образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург.

Адрес для переписки: genri001@mail.ru

**Прозрачность финансовой деятельности:** авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Статья поступила в редакцию 11.10.2025; одобрена после рецензирования 29.10.2025; принята к публикации 17.11.2025.

**PRONIN Владимир Александрович**, Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of Educational Centre "Energy Efficient Engineering Systems", ITMO University, Saint Petersburg.

SPIN-code: 3737-3495

AuthorID (RSCI): 706161

ORCID: 0000-0002-9278-5903

AuthorID (SCOPUS): 57188556577

ResearcherID: F-4743-2019

Correspondence address: maior.pronin@mail.ru

**BELOV Pavel Andreevich**, Postgraduate of the "Energy Efficient Engineering Systems" Educational Centre, ITMO University, Saint Petersburg.

Correspondence address: mr.beloff99@gmail.com

**TSVETKOV Vadim Alexandrovich**, Candidate of Technical Sciences, Assistant of the "Energy Efficient Engineering Systems" Educational Centre, ITMO University, Saint Petersburg; Associate Professor at the AUO "Ural Scientific Center", Saint Petersburg.

AuthorID (RSCI): 8455-6307

ORCID: 0000-0003-4357-0022

Correspondence address: wadimtsvetkov@mail.ru

**DZHUMAEV Mohammed Khemraevich**, Postgraduate of the "Energy Efficient Engineering Systems" Educational Centre, ITMO University, Saint Petersburg.

Correspondence address: genri001@mail.ru

**Financial transparency:** the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

The article was submitted 11.10.2025; approved after reviewing 29.10.2025; accepted for publication 17.11.2025.

# ОЦЕНКА ВРЕМЕНИ ЗАМОРАЖИВАНИЯ ТОРФЯНОГО ГРУНТА ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ СИСТЕМ ЕГО ТЕМПЕРАТУРНОЙ СТАБИЛИЗАЦИИ ПРИ ФОРМИРОВАНИИ ДОРОЖНОГО ПОЛОТНА

В. В. Шалай<sup>1</sup>, А. С. Перин<sup>1,2</sup>, И. А. Январев<sup>1</sup>, А. В. Крупников<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Омский государственный технический университет, Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

<sup>2</sup>ОАО «Сибнефтетранспроект», Россия, 644042, г. Омск, ул. Иртышская набережная, 11, корп. 1

Рассмотрены различные варианты систем температурной стабилизации грунта и соответствующие конструкции дорожного полотна, состоящего из ряда унифицированных модулей, используемых для замораживания влажного торфа при строительстве временных проездов вдоль трассы магистрально-трубопровода. Проведена предварительная оценка времени замораживания влажного торфяного грунта до необходимой глубины при различных схемно-компоновочных решениях систем температурной стабилизации и конструкций модулей дорожного полотна. Представлены технологические схемы систем термостабилизации, отражены конструктивные особенности модулей формируемого дорожного полотна. Область применения — дорожное полотно, системы замораживания и температурной стабилизации грунта.

**Ключевые слова:** дорожное полотно, система температурной стабилизации грунта, холодильная машина, тепловая труба, холодопроизводительность, время замораживания грунта.

**Для цитирования:** Шалай В. В., Перин А. С., Январев И. А., Крупников А. В. Оценка времени замораживания торфяного грунта для различных систем его температурной стабилизации при формировании дорожного полотна // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 4. С. 22–29. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-4-22-29. EDN: LXJYNW.



Шалай В. В., Перин А. С., Январев И. А., Крупников А. В., 2025.  
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

## ESTIMATION OF PEAT SOIL FREEZING TIME FOR VARIOUS SYSTEMS OF ITS TEMPERATURE STABILIZATION DURING ROADBED FORMATION

В. В. Шалай<sup>1</sup>, А. С. Перин<sup>1,2</sup>, И. А. Январев<sup>1</sup>, А. В. Крупников<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Omsk State Technical University, Omsk, Russia, Mira Ave., 11, 644050

<sup>2</sup>OJSC "Sibneftetransproekt", Russia, Omsk, Irtyshskaya Naberezhnaya St., bld. 11/1, 644042

Various options of soil temperature stabilization systems and corresponding roadbed structures consisting of a number of unified modules used for freezing wet peat during construction of temporary driveways along the trunk pipeline route are considered. The required time for freezing moist peat soil to the required depth is estimated with various layout solutions for temperature stabilization systems and roadbed module structures. Technological schemes of thermal stabilization systems are presented, design features of modules of the formed roadbed are reflected. Field of application — roadbed and systems for freezing and temperature stabilization of peat soil.

**Keywords:** roadbed, soil temperature stabilization system, refrigeration machine, heat pipe, refrigerating capacity, soil freezing time.

**For citation:** Shalay V. V., Perin A. S., Yanvarev I. A., Krupnikov A. V. Estimation of peat soil freezing time for various systems of its temperature stabilization during roadbed formation. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 4. P. 22–29. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-4-22-29. EDN: LXJYNW.



© Shalay V. V., Perin A. S., Yanvarev I. A., Krupnikov A. V., 2025.  
The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

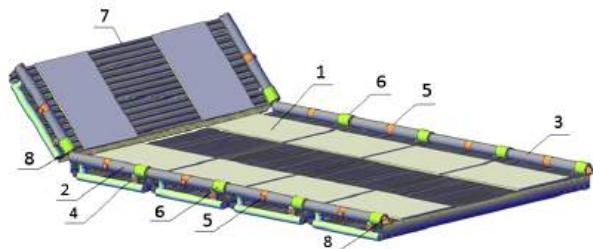


Рис. 1. Дорожное полотно для замораживания и термостабилизации грунта: 1 — модуль дорожного полотна; 2, 3 — напорный и обратный коллекторы; 4 — арматура для регулирования холодопроизводительности модуля; 5 — арматура для поэтапного замораживания модулей; 6 — быстроразъемные муфты для изгиба коллектора при наклоне двух смежных модулей; 7 — гофрированный стальной лист модуля; 8 — быстроразъемный замок для сопряжения смежных модулей

Fig. 1. Roadbed for freezing and thermal stabilization of the soil: 1 — roadbed module; 2, 3 — pressure and return headers; 4 — fittings for module cooling capacity control; 5 — fittings for phased freezing of modules; 6 — quick-release couplings for bending the manifold when tilting two adjacent modules; 7 — corrugated steel sheet module; 8 — quick-release lock for interfacing of adjacent modules

### Актуальность исследования

Строительство и эксплуатация трубопроводных систем газонефтепроводов в районах Крайнего Севера сопряжено с рядом проблем [1, 2].

Решение проблемы формирования надежного, умеренного по стоимости дорожного полотна (ДП) при строительстве временных проездов вдоль трассы магистрального трубопровода (МТ) в заболоченных районах Крайнего Севера в условиях переходного и летнего периодов является важным и актуальным в настоящее время. В том числе это связано с развитием технологии замораживания влажного торфяного грунта и систем его термостабилизации.

Среди методов замораживания и температурной стабилизации грунтов, а также реализующих их систем, используемых и для линейно-протяженных объектов, например, для автомобильных дорог, можно выделить [3–11]:

— парожидкостные термостабилизаторы (ТС) в виде двухфазных термосифонов, предназначенные для охлаждения талых и пластичномерзлых грунтов с целью повышения их несущей способности;

— глубинные сезонные охлаждающие установки (СОУ) в виде одиночных и групповых термосифонов, предназначенные для автоматической работы при заданных условиях с целью обеспечения эксплуатационной надежности;

— коллекторные глубинные сезонные охлаждающие установки (КСОУ) в виде групповых термосифонов, соединенных при помощи коллектора с аппаратом воздушного охлаждения (АВО), предназначенные для интенсивного первоначального замораживания и дальнейшего поддержания полученной мерзлой зоны грунта;

— холодильные установки (ХУ) в виде термостабилизаторов, связанных с системой обеспечения циркуляции и охлаждения хладагента, предназначенные для обеспечения требуемых температурных уровней грунта независимо от климатических условий эксплуатации;

— горизонтальные естественно действующие трубчатые (ГЕТ) или вертикальные естественно действующие трубчатые (ВЕТ) системы в виде соответствующего комплекса тепловых трубок, расположенных в толще грунта (на площади или в глубину), замкнутых в общий контур, предназначенные для замораживания грунтов в недоступных местах и эффективного поддержания заданного температурного режима;

— дорожное полотно для замораживания и термостабилизации грунта.

Одной из самых перспективных по капитальным вложениям и эксплуатационным затратам является система замораживания и температурной стабилизации грунта (СЗТСГ) на базе дорожного полотна, предложенная в [11].

Рассмотрим далее эту систему и ее вариации с точки зрения формирования ДП и оценим время, требуемое для замораживания влажного торфяного грунта заданной глубины с целью обеспечения надежного и безопасного движения по нему автомобильного транспорта.

Цель исследования — определение наиболее эффективного по времени замораживания варианта СЗТСГ, а также соответствующей конструкции дорожного полотна.

### Объект исследования

Объектом исследования является конструкция дорожного полотна, состоящего из ряда унифицированных модулей (длина  $L_m = 0,8$  или  $1,6$  м), а также соответствующая система замораживания и температурной стабилизации влажных торфяных грунтов. На рис. 1 отражен основной 3D-вид дорож-

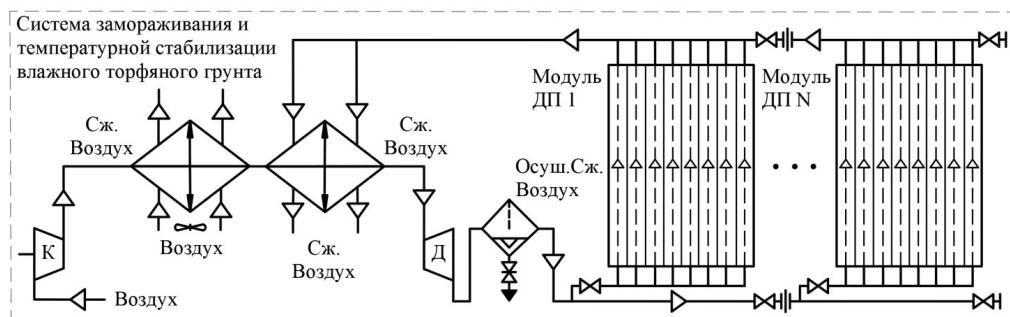


Рис. 2. Одноконтурная система замораживания и температурной стабилизации грунта с подачей в горизонтальный комплекс тепловых трубок (в модули ДП) в качестве хладагента сжатого воздуха

Fig. 2. Single-circuit soil freezing and temperature stabilization system with compressed air supplied to the horizontal complex of heat pipes (to RB modules) as a coolant

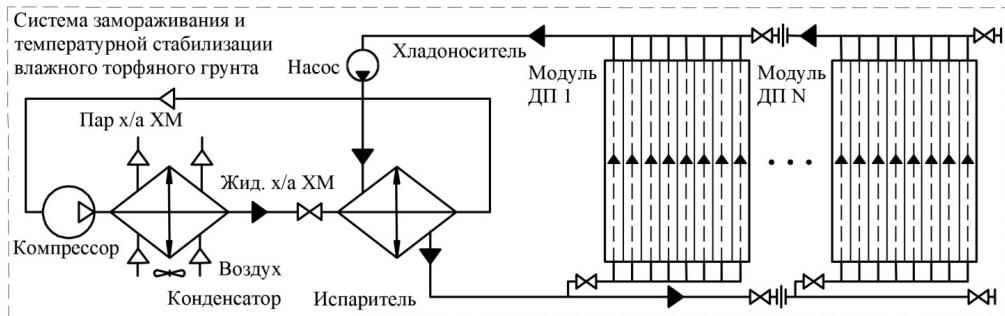


Рис. 3. Двухконтурная система замораживания и температурной стабилизации грунта с подачей в горизонтальный комплекс тепловых трубок (в модули ДП) жидкого хладоносителя из холодильной машины

Fig. 3. Two-circuit soil freezing and temperature stabilization system with liquid coolant supplied to the horizontal complex of heat pipes (to RB modules) from the refrigeration machine

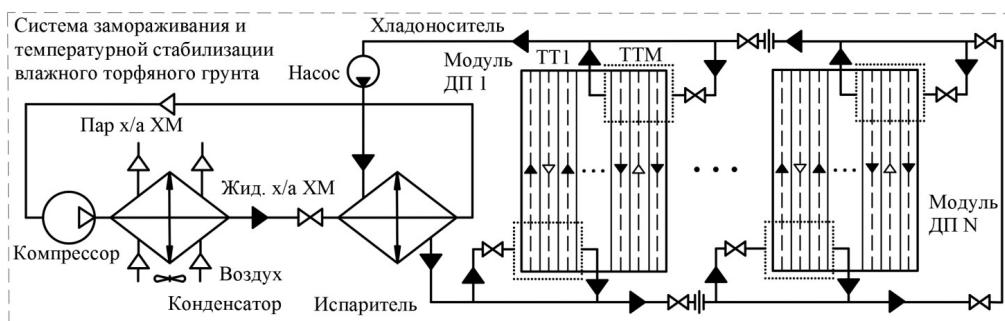


Рис. 4. Трехконтурная система замораживания и температурной стабилизации грунта с использованием в модулях ДП горизонтальных тепловых труб (двухфазных термосифонов) со своим хладагентом

Fig. 4. Three-circuit soil freezing and temperature stabilization system using horizontal heat pipes (two-phase thermosyphons) with its own refrigerant in RB modules

ного полотна для строительства временных проездов вдоль трассы МТ [11].

Определение конкретных особенностей модуля дорожного полотна зависит от выбора метода замораживания и соответствующего варианта СЗТСГ. При этом учет специфики линейно-протяженного ДП предполагает горизонтальное расположение в его модулях систем трубопроводов (рис. 1), что исключает при формировании их конструкции глубинных (вертикальных) сезонных охлаждающих установок в виде одиночных, групповых или коллекторных термосифонов. Глубинные СОУ [12] могут быть использованы дополнительно в комбинации с формируемым дорожным полотном.

На рис. 2–4 представлены рассмотренные далее (с учетом отмеченных ограничений и особенностей) основные варианты технологических схем систем замораживания и термостабилизации грунта при строительстве временных проездов у трассы магистрального трубопровода.

На рис. 2 отражена технологическая схема одноконтурной СЗТСГ с подачей в горизонтальный комплекс тепловых трубок (в модули ДП) в качестве хладагента сжатого воздуха, охлажденного в дистандер-компрессорном агрегате до температуры  $-50^{\circ}\text{C}$ .

На рис. 3 отображена технологическая схема двухконтурной СЗТСГ с подачей в модули ДП жидкого хладоносителя (например, R-134a, охлажденного до температуры  $-26,5^{\circ}\text{C}$ , или водного раствора этиленгликоля) из испарителя.

На рис. 4 отражена технологическая схема трехконтурной СЗТСГ с подачей к модулям ДП жид-

кого хладоносителя из холодильной машины (ХМ) (например, R-134a, охлажденного до температуры  $-26,5^{\circ}\text{C}$ , или водного раствора этиленгликоля), с использованием в модулях ДП горизонтальных тепловых труб (ТТ), представляющих собой двухфазные термосифоны со своим хладагентом (например, R-134a).

### Методика и результаты расчётного анализа

При выборе метода замораживания и соответствующей СЗТСГ необходимо учитывать два основных аспекта:

— время замораживания влажного торфяного грунта до необходимой глубины, обеспечивающей надежное и безопасное движение по нему автомобильного транспорта (эффективная скорость процесса замораживания);

— капитальные затраты на оборудование СЗТСГ и эксплуатационные расходы, необходимые для обеспечения соответствующих режимов температурной стабилизации грунта (рациональная стоимость СЗТСГ).

Это предполагает решение задачи общей оптимизации при помощи глобальных экономических (например, стоимость жизненного цикла СЗТСГ  $C_{\text{жц}}^{\text{СЗТСГ}}$ ) или локальных вспомогательных (время заморозки грунта для ДП заданной длины  $\tau^{\text{СЗТСГ}}$ , энергопотребление оборудования для прокачки рабочих сред  $N_{\text{эл}}^{\text{СЗТСГ}}$ , габариты и масса оборудования СЗТСГ  $F^{\text{СЗТСГ}}$  и др.) критериев.

В частном случае (для оценки только времени замораживания грунта до необходимой глубины)

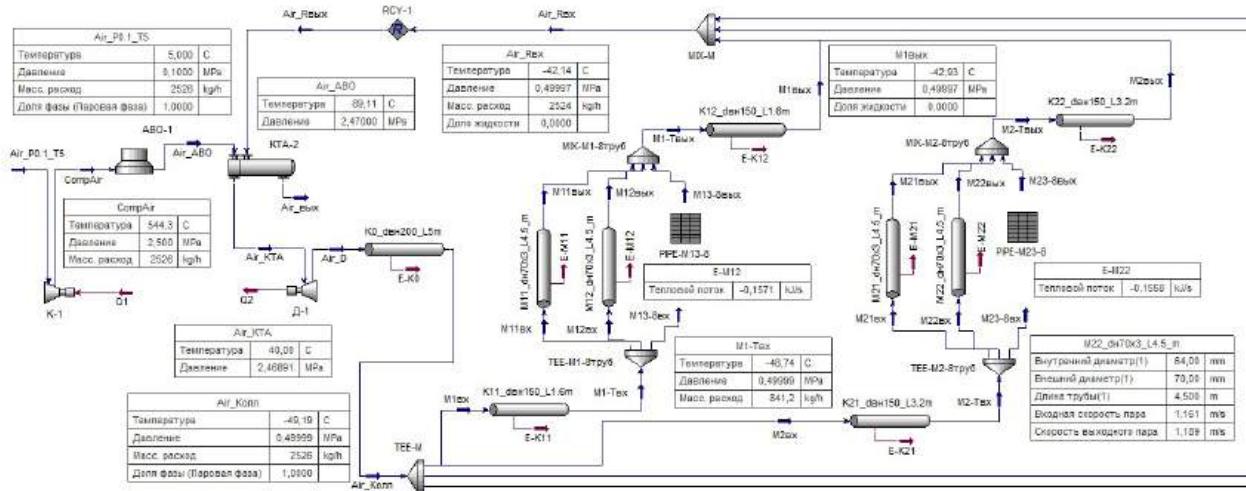


Рис. 5. Модель одноконтурной СЗТСГ с подачей в модули ДП охлажденного сжатого воздуха  
Fig. 5. Single-circuit SFTSS model with supply of cooled compressed air to RB modules

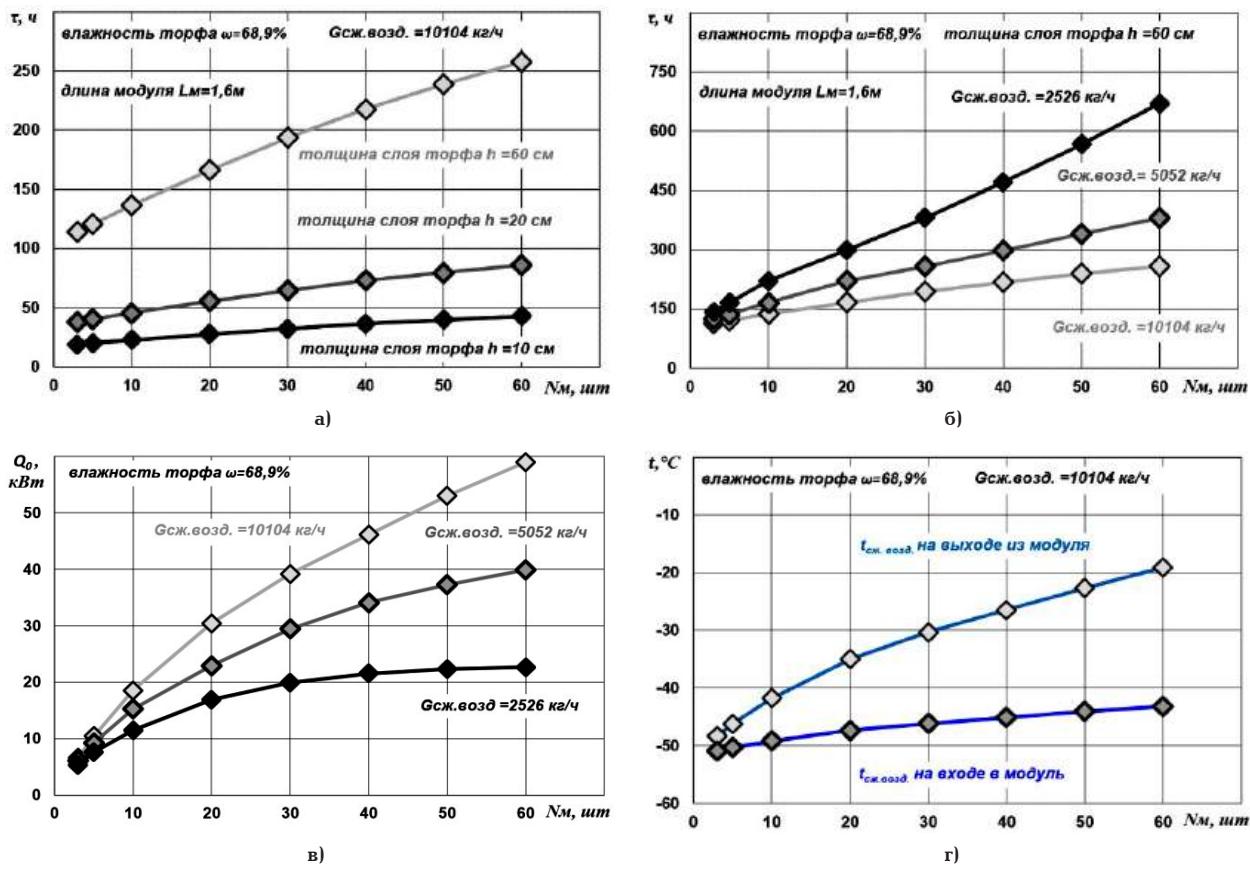


Рис. 6. Время замораживания (а, б), отведенный тепловой поток (в), температуры сжатого воздуха (г)  
для одноконтурной СЗТСГ

Fig. 6. Freezing time (a, b), removed heat flow (v), compressed air temperature (g) for single-circuit SFTSS

задача оптимизации может быть сформулирована в следующем виде (1)

$$\begin{cases} \psi = \underset{U}{\text{opt}} \psi \left( \min C_{\text{ЗТСГ}}, Q_{\text{ЗТСГ}}, \right. \\ \left. \min t_{\text{грунта}}, t_{\text{атм}}, m_{\text{грунта}}, t_a \right), \\ U = \left\{ \min C_{\text{ЗТСГ}}, Q_{\text{ЗТСГ}} \right\} \end{cases} \quad (1)$$

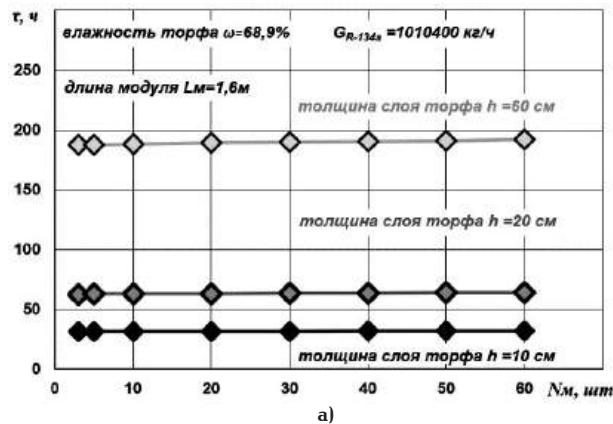
где  $Q_{\text{ЗТСГ}}$  — структурные, технологические, конструктивные, режимные параметры СЗТСГ;  $t_{\text{грунта}}, t_a$  — температуры грунта и атмосферного воз-

духа;  $m_{\text{грунта}}$  — масса грунта;  $\psi = \{\tau^{\text{ЗТСГ}}\}$  — критерий эффективности.

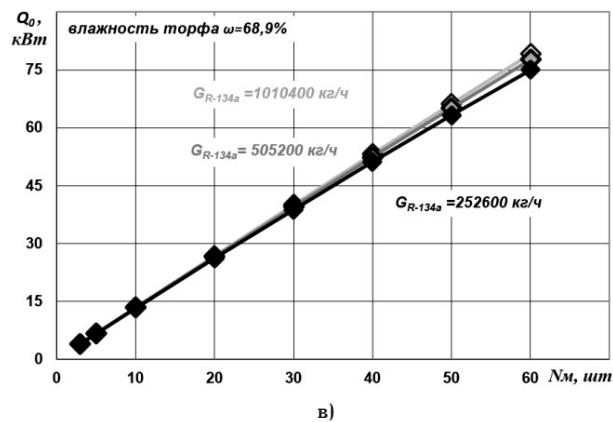
Минимальное время замораживания  $\tau^{\text{ЗТСГ}}$  влажного торфяного грунта заданных параметров (длина  $L$ , ширина  $b$ , толщина  $h$ , влажность  $w$ ) может быть определено при помощи выражения (2):

$$\tau^{\text{ЗТСГ}} = \lambda \cdot m_{\text{в}} / Q_0 \quad (2)$$

где  $\lambda$  — удельная теплота плавления (кристаллизации) воды;  $m_{\text{в}} = m \cdot w$  — масса воды в грунте (в торфе);  $m = V \cdot \rho$  — масса торфа;  $V = L \cdot b \cdot h$  — объем



a)



b)

Рис. 7. Время замораживания (а, б), отведенный тепловой поток (в), температуры R-134a (г) для двухконтурной СЗТСГ  
Fig. 7. Freezing time (a, b), removed heat flow (b), R-134a temperature (r) for two-circuit SFTSS

влажного торфа под модулями  $\Delta P$ ;  $\rho$  — плотность торфа;  $w$  — влажность торфа;  $Q_0$  — тепловой поток, отведенный от влажного торфа (холодопроизводительность СЗТСГ).

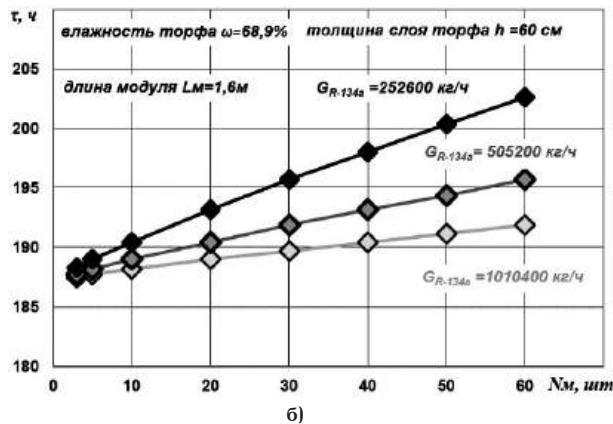
Предложенный подход содержит допущение, что тепловой поток, отведенный от влажного торфа (даже без полного учета всех факторов), в первом приближении определяет холодопроизводительность  $Q_0$  и может быть использован для предварительной оценки эффективности различных вариантов схем СЗТСГ.

Для проведения численных исследований с определением  $Q_0$  (без учета теплообмена между грунтом и воздухом, снежного покрова или постепенного замораживания грунта) для различных вариантов СЗТСГ были разработаны соответствующие цифровые модели при помощи программы HYSYS.

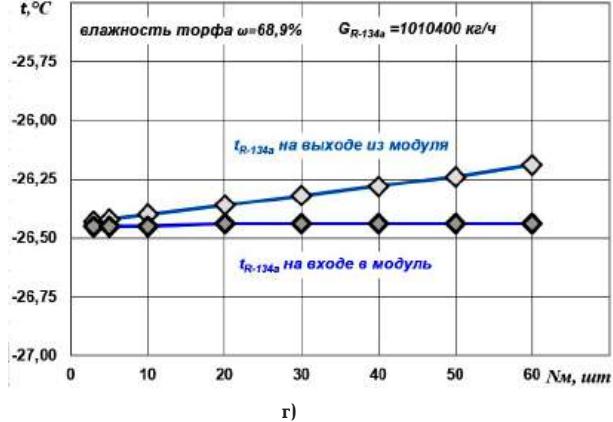
На рис. 5 отображен пример сформированной в HYSYS модели одноконтурной СЗТСГ с подачей в модули  $\Delta P$  (число модулей  $N_m = 3$ ) охлажденного сжатого воздуха.

Результаты моделирования для различных вариантов СЗТСГ ( $t_h = 5$  °C — температура внешней (наружной) среды;  $\lambda_m = 0,54$  Вт/(м·К) — теплопроводность влажного торфа;  $h_s = 0,3$  м — глубина закладки трубки модуля) представлены на рис. 6–8. Расходы варьировались с учетом производительности компрессора (насоса) и рекомендаций по скоростям сред в трубах. При этом  $w = 68,9\%$  — влажность торфа;  $L_m = 1,6$  м — длина модуля; в модуле 8 трубок ( $d_h = 70 \times 3$  мм,  $L_{mp} = 4,5$  м).

При необходимости в зависимости от задаваемого расхода хладоносителя в схемах СЗТСГ (рис. 2–4) может быть использовано несколько дентандер-компрессорных агрегатов или ХМ. Требуемое снижение потерь давления в напорном и об-



б)



г)

ратном коллекторах обеспечивается подбором их диаметров.

На рис. 6 отражены результаты моделирования для технологической схемы одноконтурной СЗТСГ с подачей в горизонтальный комплекс тепловых трубок  $\Delta P$  охлажденного до температуры  $-50$  °C сжатого воздуха с расходами  $G_{cж.возд.}$  (2526; 5052; 10104 кг/ч), давлением  $P_{cж.возд.} = 0,5$  МПа при различных числах модулей  $N_m$  (3–60 шт.) и толщине слоя торфа  $h$  (10; 20; 60 см).

На рис. 7 отражены результаты моделирования технологической схемы двухконтурной СЗТСГ с подачей из испарителя ХМ в горизонтальный комплекс тепловых трубок  $\Delta P$  жидкого хладоносителя R-134a, охлажденного до температуры  $-26,5$  °C с расходом  $G_{R-134a}$  (252600; 505200; 1010400 кг/ч), давлением ( $P_{R-134a} = 0,2$  МПа и более) при различных числах модулей  $N_m$  (3–60 шт.) и толщине слоя торфа  $h$  (10; 20; 60 см).

Увеличение расхода сжатого воздуха  $G_{cж.возд.}$  (2526; 5052; 10104 кг/ч) при моделировании одноконтурной СЗТСГ оказывает существенное влияние на холодопроизводительность системы  $Q_0$  (рис. 6в).

Увеличение расхода жидкого хладоносителя  $G_{R-134a}$  (252600; 505200; 1010400 кг/ч) из испарителя ХМ при моделировании двухконтурной или трехконтурной СЗТСГ не оказывает существенного влияния на холодопроизводительность  $Q_0$  горизонтального комплекса трубок (рис. 7в) или двухфазных термосифонов модулей  $\Delta P$  (рис. 8в) соответственно.

На рис. 8 отражены результаты моделирования технологической схемы трехконтурной СЗТСГ с подачей к модулям  $\Delta P$  жидкого хладоносителя из ХМ (R-134a), охлажденного до температуры  $-26,5$  °C, при использовании в горизонтальных

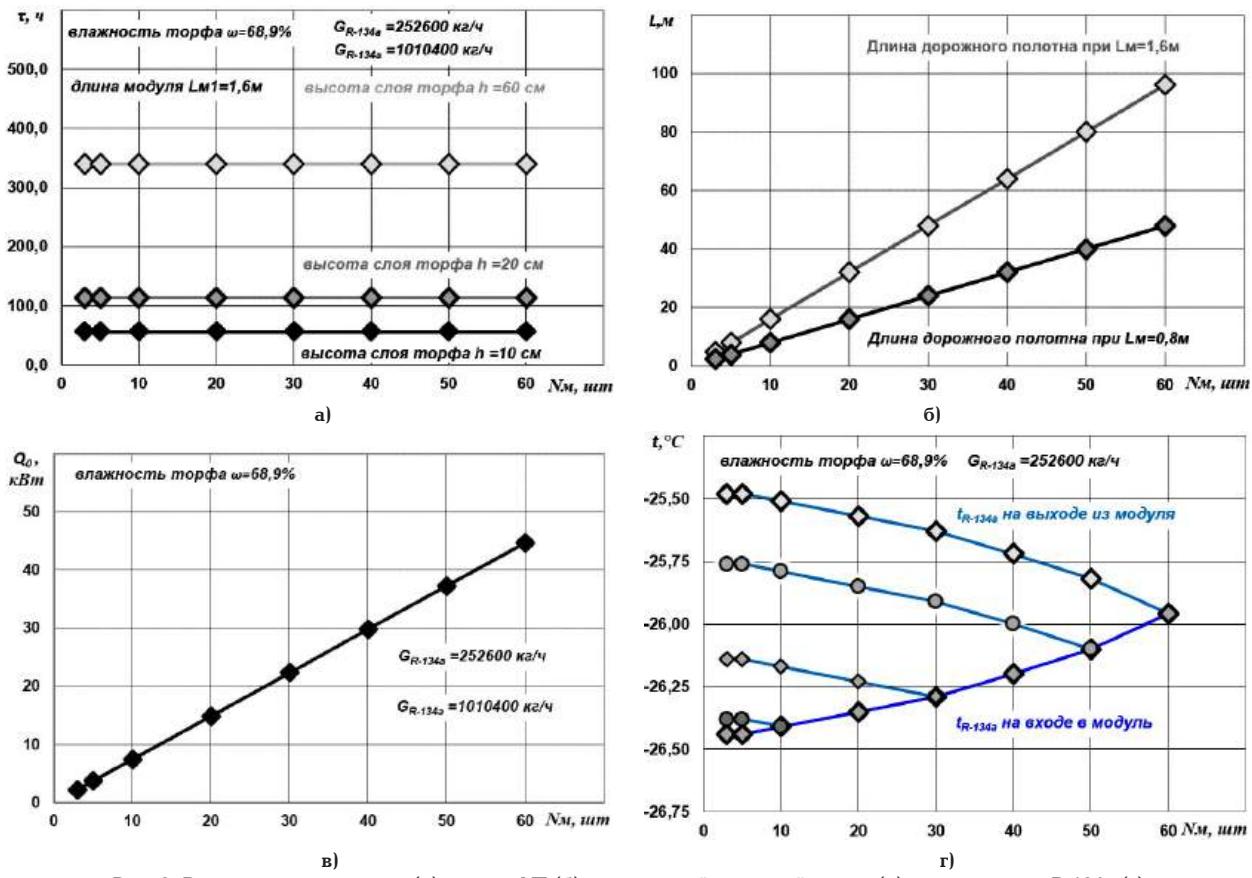


Рис. 8. Время замораживания (а), длина ДП (б), отведенный тепловой поток (в), температуры R-134a (г) для трехконтурной СЗТСГ

Fig. 8. Freezing time (a), RB length (b), removed heat flow (v), R-134a temperatures (r) for three-circuit SFTSS

тепловых трубах модулей ДП своего хладагента (R-134a), для различных чисел модулей  $N_m$  (3–60 шт.) и толщине слоя торфа  $h$  (10; 20; 60 см).

Сравнительная оценка времени замораживания торфяного грунта для различных СЗТСГ позволяет выделить как более эффективные одноконтурную (для  $h = 60$  см,  $G_{\text{сж.возд.}} = 10104$  кг/ч,  $N_m$  3–60 шт. —  $\tau = 114$ –257 ч, рис. 6 а,б) и двухконтурную (для  $h = 60$  см,  $G_{R-134a} = 10104$  кг/ч,  $N_m$  3–60 шт. —  $\tau = 187$ –192 ч, рис. 7 а,б) системы СЗТСГ.

Трехконтурная СЗТСГ с аналогичными исходными данными (с учетом капиллярных ограничений фитилей ТТ) имеет более продолжительные показатели времени заморозки грунта ( $h = 60$  см,  $G_{R-134a} = 10104$  кг/ч,  $N_m$  3–60 шт. —  $\tau = 340$  ч, рис. 8а).

Аналогичные выводы получены и для модуля  $L_m = 0,8$  м. Изменение общей длины ДП для модулей ( $L_m = 0,8$  м,  $L_m = 1,6$  м) представлено на рис. 8б.

На рис. 6–8г отражены температуры хладагентов, которые с учетом давлений рабочих сред ( $P_{\text{сж.возд. } i=1} = 0,5$  МПа;  $P_{R-134a \ i=2,3} = 0,2$  МПа, где  $i$  — число контуров СЗТСГ) определяют отсутствие фазового перехода (конденсации, испарения) в соответствующих контурах.

Потери давления рабочих сред с учетом задаваемых расходов и подбираемых диаметров напорного и обратного коллекторов, трубок модулей при длине дорожного полотна  $L_m = 96$  м (60 модулей) не превышают допустимых значений. Например, для одноконтурной СЗТСГ при  $G_{\text{сж.возд.}} = 2526$  кг/ч и диаметре коллекторов  $db_{\text{н.к.}} = 150$  мм потери давления в контуре  $\Delta P_{\text{сж.возд. } i=1} \approx 0,002$  МПа.

Для двух- или трехконтурной СЗТСГ при  $G_{R-134a} = 252600$  кг/ч и  $db_{\text{н.к.}} = 200$  мм потери давления во втором контуре  $\Delta P_{R-134a \ i=2,3} \approx 0,023$  МПа).

Для одно- и двухконтурной СЗТСГ температуры хладагента R-134a на входе в модули и на выходе из них постепенно повышаются с возрастанием номера модуля  $N_m$  (рис. 6–7г).

Для трехконтурной СЗТСГ с учетом специфики технологической схемы температуры хладагента на входе в модули повышаются с возрастанием номера модуля, а температуры хладагента на выходе из модулей повышаются с понижением номера модуля (рис. 8г).

Сравнительный анализ времени замораживания торфяного грунта для одно- и двухконтурной СЗТСГ позволяет сделать вывод о предпочтительном использовании одноконтурных СЗТСГ при формировании ДП малой или средней длины (число модулей  $N_m = 3$ –40 шт.).

Применение двухконтурных СЗТСГ целесообразно при формировании более продолжительного ДП (число модулей  $N_m = 40$ – $N_{\text{max}}$  шт.) или при эксплуатации ДП для более широкого диапазона температур наружного воздуха ( $t_h > 5$  °C).

Холодопроизводительность  $Q_0$  и время замораживания грунта  $\tau_{\text{СЗТСГ}}$  предполагают достижение температуры фазового перехода 0 °C для всего требуемого объема влажного торфа. Однако и этого может оказаться недостаточно с точки зрения прочностных свойств промерзшего основания, поэтому необходимо учитывать динамику процесса замораживания, для чего необходимы дополнительные исследования.

Кроме того, оценка общей эффективности вариантов конструкции дорожного полотна и СЗТСГ может быть проведена с учетом более широкого списка, в том числе глобальных экономических и термоэкономических критериев.

## Заключение

Рассмотрены перспективные методы замораживания и температурной стабилизации грунтов, а также реализующие их системы, используемые в том числе и для линейно-протяженных объектов, например, для автомобильных дорог.

Предложена конструкция дорожного полотна с учетом его линейно-протяженной специфики и выделены основные варианты технологических схем СЗТСГ (одно-, двух- и трехконтурная).

Сформулирована задача оптимизации при оценке метода замораживания, модуля ДП и соответствующей СЗТСГ при строительстве временных проездов у трассы магистрального трубопровода.

Предложен подход определения холодопроизводительности СЗТСГ  $Q_0$  и соответствующего времени замораживания  $\tau_{СЗТСГ}$  (без учета теплообмена между грунтом и воздухом, снежного покрова или постепенного замораживания грунта), который был использован для предварительной оценки эффективности различных вариантов СЗТСГ с учетом условий эксплуатации.

Разработаны соответствующие модели технологических схем при помощи программы HYSYS для определения холодопроизводительности СЗТСГ при проведении численных исследований различных вариантов СЗТСГ.

На основе сравнительной оценки результатов моделирования по времени замораживания влажного торфяного грунта для различных СЗТСГ можно выделить как более эффективные одно- и двухконтурную системы.

Анализ времени замораживания торфяного грунта для одно- и двухконтурной СЗТСГ позволяет сделать вывод о предпочтительном использовании с учетом временного критерия одноконтурных СЗТСГ при формировании ДП малой или средней длины (число модулей  $N_m = 3-40$  шт.).

Двухконтурные СЗТСГ с подачей из испарителя ХМ в горизонтальный комплекс тепловых трубок модулей (второй контур) жидкого хладоносителя (например, R-134a) более целесообразен при формировании продолжительного ДП (число модулей  $N_m = 40 - N_{max}$  шт.). Эксплуатация данных СЗТСГ возможна также для более широкого диапазона температур наружного воздуха ( $t_n > 5^{\circ}\text{C}$ ).

Для обеспечения требуемых прочностных свойств промерзшего основания ДП требуется учитывать не только холодопроизводительность  $Q_0$  и время замораживания грунта  $\tau_{СЗТСГ}$  при достижении температуры фазового перехода  $0^{\circ}\text{C}$  для всего требуемого объема влажного торфа. Динамика процесса, послойное замораживание, снежный покров грунта также являются важными факторами, для учета которых необходимы дополнительные исследования, например, при помощи программ Борей 3D, FROST 3D.

Оценка вариантов конструкции дорожного полотна и общей эффективности СЗТСГ может быть проведена также с учетом глобальных экономических или термоэкономических критериев.

## Список источников / References

- Приходько А. В., Жданова С. М. Проблемы строительства трубопроводных систем газонефтепроводов в районах вечной мерзлоты и пути их решения // Научно-техническое и экономическое сотрудничество стран АТР в XXI веке. В 2 т. Хабаровск: Изд-во ДВГУПС, 2023. Т. 1. С. 450 – 453. ISBN 978-5-262-00948-0. EDN: GUJFUL.

Prihod'ko A. V., Zhdanov S. M. Problemy stroitel'stva truboprovodnykh sistem gazoneftepervodov v rayonakh vechnoy merzloty i puti ikh resheniya [Problems of construction of pipeline systems of gas and oil pipelines in permafrost areas and ways to solve them]. Nauchno-tehnicheskoye i ekonomicheskoye sotrudnichestvo stran ATR v XXI veke. Asia-Pacific Scientific, Technical and Economic Cooperation in the 21st Century. In 2 vols. Khabarovsk, 2023. Vol. 1. P. 450 – 453. ISBN 978-5-262-00948-0. EDN: GUJFUL. (In Russ.).

2. Ваняшов А. Д., Январев И. А. Проблемы согласованности газодинамических характеристик секций центробежного компрессора и выбора антипомпажных регулирующих клапанов // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2024. Т. 8, № 2. С. 30 – 37. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-2-30-37. EDN: PAAKVE.

Vanyashov A. D., Yanvarev I. A. Problemy soglasovannosti gazodinamicheskikh kharakteristik sektsiy tsentrobezhnogo kompressora i vybora antipompazhnykh reguliruyushchikh klapanov [Problems of consistency of gas dynamic characteristics of centrifugal compressor sections and selection of anti-surge control valves]. Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2024. Vol. 8, no. 2. P. 30 – 37. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-2-30-37. EDN: PAAKVE. (In Russ.).

3. Лаврик А. Ю., Буслаев Г. В., Куншин А. А. [и др.]. Системы термостабилизации грунта: опыт и перспективы // Деловой журнал «Neftegaz.RU». 2022. № 12 (132). С. 88 – 91. EDN: VFUSZM.

Lavrik A. Yu., Buslayev G. V., Kunshin A. A. [et al.]. Sistemy termostabilizatsii grunta: opyt i perspektivy [Soil thermal stabilization systems: experience and prospects]. Delovoy zhurnal Neftegaz.RU. Business magazine "Neftegaz.RU". 2022. No. 12 (132). P. 88 – 91. EDN: VFUSZM. (In Russ.).

4. Романов А. Ю., Абдуллин Н. В. Применение средств активной термостабилизации грунтов на объектах газотранспортных систем // Транспорт и хранение нефтепродуктов и углеводородного сырья. 2023. № 2. С. 39 – 45. DOI: 10.24412/0131-4270-2023-2-39-45. EDN: BJTVDI.

Romanov A. Yu., Abdullin N. V. Primeneniye sredstv aktivnoy termostabilizatsii gruntov na ob'yektakh gazotransportnykh system [Application of means of active thermal stabilization of soils on objects of gas transmission systems]. Transport i khraneniye nefteproduktov i uglevodorodnogo syr'ya. Transport and Storage of Oil Products and Hydrocarbons. 2023. No. 2. P. 39 – 45. DOI: 10.24412/0131-4270-2023-2-39-45. EDN: BJTVDI. (In Russ.).

5. Мельников В. П., Ишков А. А., Аникин Г. В. Современные методы активной термостабилизации мерзлых грунтов: российские разработки, исследования и перспективы // Криосфера Земли. 2024. Т. 28, № 5. С. 21 – 37. DOI: 10.15372/KZ20240503. EDN: PVSPPJ.

Mel'nikov V. P., Ishkov A. A., Anikin G. V. Sovremennyye metody aktivnoy termostabilizatsii merzlykh gruntov: rossiyskiye razrabotki, issledovaniya i perspektivy [Methods of active thermal stabilization of frozen ground: Russian developments, research, and prospects]. Kriosfera Zemli. Earth's Cryosphere. 2024. Vol. 28, no. 5. P. 21 – 37. DOI: 10.15372/KZ20240503. EDN: PVSPPJ. (In Russ.).

6. Пат. 2818341C1 Российская Федерация, МПК Е 02 D 3/115. Способ строительства и устройства свай в зонах вечной мерзлоты с использованием термостабилизационных муфт / И. А. Евсеев, А. В. Крупников, В. В. Шалай. № 2023121475; заявл. 17.08.2023; опубл. 02.05.2024. Бюл. № 13. 25 с.

Patent No. 2818341C1 Russian Federation, IPC E 02 D 3/115. Sposob stroitel'stva i ustroystva svay v zonakh vechnoy merzloty s ispol'zovaniem termostabilizatsionnykh muft [Method of construction and installation of piles in permafrost zones using heat stabilization couplings] / I. A. Evseev, A. V. Krupnikov, V. V. Shalay. No. 2023121475. 25 p. (In Russ.).

7. Шевчик Ф. А., Комаров И. А., Исаев В. С. [и др.]. Трехконтурная система термостабилизации грунтов для поддержания природно-технических систем Арктики // Основания, фундаменты и механика грунтов. 2022. № 6. С. 22–25. EDN: DVIWVQ.

Shevchik F. A., Komarov I. A., Isayev V. S. [et al.]. Trekhkonturnaya sistema termostabilizatsii gruntov dlya podderzhaniya prirodno-tehnicheskikh sistem Arktiki [Three-circuit soil thermal stabilization system to maintain the natural and technical systems of the Arctic]. Osnovaniya, fundamenti i mekhanika gruntov. *Soil Mechanics and Foundation Engineering*. 2022. No. 6. P. 22–25. EDN: DVIWVQ. (In Russ.).

8. Haynes F. D., Zarling J. P. Thermosyphons and foundation design in cold regions. *Cold Regions Science and Technology*. 1988. No. 15. P. 251–259. DOI: 10.1016/0165-232x(88)90072-9.

9. Yannak E. Jr., Long E. L. Recent developments in Thermosyphon technology. *11th International Conference on Cold Regions Engineering*. 2002. P. 656–662. DOI: 10.1016/0165-232x(88)90072-9.

10. Zhang M., Lai Y., Liu Z., Gao Z. Nonlinear analysis for the cooling effect of Qinghai-Tibetan railway embankment with different structures in permafrost regions. *Cold Regions Science and Technology*. 2005. Vol. 42, no. 3. P. 237–249.

11. Пат. 2844539C1 Российская Федерация, МПК Е 01 С 9/08. Способ строительства временных проездов вдоль трассы магистрального трубопровода для сложных условий заболоченной местности и захолаживающая станция для его осуществления / А. С. Перин, А. В. Крупников, В. В. Шалай. № 2024116342; заявл. 14.06.2024; опубл. 04.08.2025, Бюл. № 22. 21 с.

Patent No. 2844539C1 Russian Federation, IPC E 01 C 9/08. Sposob stroitel'stva vremennykh proyezdov vdol' trassy magistral'nogo truboprovoda dlya slozhnykh usloviy zabolochennoy mestnosti i zakholazhivayushchaya stantsiya dlya ego osushchestvleniya [Method of constructing temporary passages along route of main pipeline for marshlands difficult conditions and cooling station for implementation thereof] / A. S. Perin, A. V. Krupnikov, V. V. Shalay. No. 2024116342. 21 p. (In Russ.).

12. Шепитко Т. В., Артюшенко И. А., Зайцев А. А., Ноздрачев А. С. Анализ эффективности взаимодействия сезонно-действующих охлаждающих устройств и теплоизоляционных слоев на многолетнемерзлые грунты основания транспортных сооружений // Транспортные сооружения. 2024. Т. 11, № 3. С. 1–20. DOI: 10.15862/07SATS324. EDN: STZYDC.

Shepitko T. V., Artyushenko I. A., Zaytsev A. A., Nozdrachev A. S. Analiz effektivnosti vzaimodeystviya sezonnodействующих okhlazhdayushchikh ustroystv i teploizolyatsionnykh sloyev na mnogoletnemerzlyye grunty osnovaniya transportnykh sooruzheniy [Interaction effectiveness analysis between seasonally acting cooling devices and heat-insulating layers on permafrost soils of the base of transport structures]. *Transportnyye sooruzheniya. Russian Journal of Transport Engineering*. 2024. Vol. 11, no. 3. P. 1–20. DOI: 10.15862/07SATS324. EDN: STZYDC. (In Russ.).

**ШАЛАЙ Виктор Владимирович**, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Нефтегазовое дело, стандартизация и метрология» Омского государственного технического университета (ОмГТУ), г. Омск.

SPIN-код: 2322-6820

AuthorID (РИНЦ): 9913

ORCID: 0000-0003-0635-4849

AuthorID (SCOPUS): 35792469000

AuthorID (SCOPUS): 56755298300

AuthorID (SCOPUS): 57190972363

ResearcherID: P-8233-2015

Адрес для переписки: shalay@omgtu.ru

**ПЕРИН Алексей Сергеевич**, ведущий инженер ОАО «Сибнефтетранспроект», г. Омск; аспирант кафедры «Нефтегазовое дело, стандартизация и метрология» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 6288-0580

AuthorID (РИНЦ): 919325

Адрес для переписки: perin\_aleksei@list.ru

**ЯНВАРЕВ Игорь Анатольевич**, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Теплоэнергетика» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 8964-1929

AuthorID (РИНЦ): 489402

AuthorID (SCOPUS): 8384597800

Адрес для переписки: iayanvarev@mail.ru

**КРУПНИКОВ Антон Владимирович**, главный инженер ОАО «Сибнефтетранспроект», г. Омск.

AuthorID (SCOPUS): 41761857400

Адрес для переписки: anton@sntp.ru

**Прозрачность финансовой деятельности:** авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Статья поступила в редакцию 08.09.2025; одобрена после рецензирования 01.11.2025; принята к публикации 18.11.2025.

**SHALAY Viktor Vladimirovich**, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Oil and Gas Storage, Standardization and Certification Department, Omsk State Technical University (OmSTU), Omsk.

SPIN-code: 2322-6820

AuthorID (RSCI): 9913

ORCID: 0000-0003-0635-4849

AuthorID (SCOPUS): 35792469000

AuthorID (SCOPUS): 56755298300

AuthorID (SCOPUS): 57190972363

ResearcherID: P-8233-2015

Correspondence address: shalay@omgtu.ru

**PERIN Aleksey Sergeyevich**, Lead Engineer, OJSC "Sibneftettransproekt", Omsk; Postgraduate of the Oil and Gas Storage, Standardization and Certification Department, OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 6288-0580

AuthorID (RSCI): 919325

Correspondence address: perin\_aleksei@list.ru

**YANVAREV Igor Anatolyevich**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Heat Power Engineering Department, OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 8964-1929

AuthorID (RSCI): 489402

AuthorID (SCOPUS): 8384597800

Correspondence address: iayanvarev@mail.ru

**KRUPNIKOV Anton Vladimirovich**, Chief Engineer, OJSC "Sibneftettransproekt", Omsk.

AuthorID (SCOPUS): 41761857400

Correspondence address: anton@sntp.ru

**Financial transparency:** the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

The article was submitted 08.09.2025; approved after reviewing 01.11.2025; accepted for publication 18.11.2025.



# АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ТОЛЩИНЫ СТЕНКИ ЦИЛИНДРА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ХОЛОДИЛЬНОГО ОДНОСТУПЕНЧАТОГО ДЛИННОХОДОВОГО ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

В. Л. Юша<sup>1</sup>, С. С. Бусаров<sup>2</sup>, А. В. Грехнев<sup>3</sup>

<sup>1</sup>ОАО «Сибнефтетранспроект», Россия, 644042, г. Омск, ул. Иртышская набережная, 11, корп. 1

<sup>2</sup>Омский государственный технический университет, Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

<sup>3</sup>ПАО «ОДК-Сатурн» — Омское моторостроительное конструкторское бюро,  
Россия, 644021, г. Омск, ул. Богдана Хмельницкого, 283

Рассмотрены термодинамические характеристики холодильного одноступенчатого поршневого тихоходного длинноходового компрессора с линейным приводом при различной толщине стенки цилиндра. Теоретические исследования проведены с применением методики расчёта действительного рабочего процесса ступени такого компрессора, учитывающей процессы нестационарной теплопроводности при смешанных граничных условиях. В качестве интегральных показателей рассмотрены холодильный коэффициент и температура нагнетания ступени одноступенчатого поршневого тихоходного длинноходового компрессора с линейным приводом. В качестве независимых параметров рассмотрены температуры конденсации и кипения, основные размеры и параметры ступени, плотность теплового потока на внешней поверхности цилиндра.

Выполнен сравнительный анализ энергоэффективности рабочего процесса и температурного режима рассматриваемой ступени при температуре кипения 203 К в диапазоне температур конденсации 273 К...343 К и при различной плотности теплового потока на внешней поверхности цилиндра. Исследована взаимосвязь плотности теплового потока, температур кипения и конденсации аммиака с интегральными характеристиками одноступенчатого поршневого тихоходного длинноходового компрессора с линейным приводом, а также с распределением температурного поля на поверхности зеркала цилиндра и по толщине стенки цилиндра. Показано, что рациональное сочетание режима внешнего охлаждения цилиндра одноступенчатого поршневого тихоходного длинноходового компрессора с линейным приводом и толщины его стенки позволяет обеспечить величину холодильного коэффициента выше, чем у быстроходных двухступенчатых поршневых компрессоров.

**Ключевые слова:** поршневой холодильный компрессор, аммиак, тихоходная длинноходовая ступень, рабочие процессы, математическое моделирование, граничные условия, холодильный коэффициент, толщина стенок цилиндра, температурное поле.

**Для цитирования:** Юша В. Л., Бусаров С. С., Грехнев А. В. Анализ влияния толщины стенки цилиндра на характеристики холодильного одноступенчатого длинноходового поршневого компрессора // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 4. С. 30–38. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-4-30-38. EDN: ACOIPO.



© Юша В. Л., Бусаров С. С., Грехнев А. В., 2025.  
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

# ANALYSIS OF THE EFFECT OF CYLINDER WALL THICKNESS ON THE CHARACTERISTICS OF A SINGLE-STAGE LONG-STROKE REFRIGERATING COMPRESSOR

В. Л. Юша<sup>1</sup>, С. С. Бусаров<sup>2</sup>, А. В. Грехнев<sup>3</sup>

<sup>1</sup>OJSC "Sibneftettransproekt", Russia, Omsk, Irtyshskaya Naberezhnaya St., bld. 11/1, 644042

<sup>2</sup>Omsk State Technical University, Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

<sup>3</sup>PJSC "UEC-Saturn" — Omsk Engine Design Bureau, Russia, Omsk, Bogdan Khmelnitsky St., 283, 644021

The article examines thermodynamic characteristics of a single-stage, low-speed, long-stroke piston refrigeration compressor with a linear drive. Theoretical studies are conducted using a method for calculating the actual operating process of such a compressor, considering account transient heat

conduction processes under mixed boundary conditions. The coefficient of performance and the discharge temperature of the single-stage, low-speed, long-stroke piston compressor with a linear drive are considered as integral parameters. Condensation and boiling temperatures, the main dimensions and parameters of the stage, and the heat flux density on the outer cylinder surface are considered as independent parameters.

A comparative analysis of the energy efficiency of the operating process and the temperature regime of the stage in question is performed at a boiling temperature of 203 K in a condensing temperature range of 273 K to 343 K and at various heat flux densities on the outer cylinder surface. The relations between heat flux density, ammonia boiling and condensation temperatures, and the integral characteristics of a single-stage, low-speed, long-stroke piston compressor with a linear drive, as well as the temperature field distribution across the cylinder bore and the cylinder wall thickness, was studied. The research demonstrates that a rational combination of the external cooling mode of a cylinder of a single-stage low-speed reciprocating long-stroke compressor with a linear drive and its wall thickness makes it possible to ensure a cooling coefficient value higher than that of high-speed two-stage reciprocating compressors.

**Keywords:** reciprocating refrigeration compressor, ammonia, low-speed long-stroke stage, operating processes, mathematical modeling, boundary conditions, refrigeration coefficient, cylinder wall thickness, temperature field.

**For citation:** Yusha V. L., Busarov S. S., Grekhnev A. V. Analysis of the effect of cylinder wall thickness on the characteristics of a single-stage long-stroke refrigerating compressor. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 4. P. 30–38. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-4-30-38. EDN: ACOIPO.



© Yusha V. L., Busarov S. S., Grekhnev A. V., 2025.  
The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

## Введение

Одним из наиболее распространённых типов компрессоров, применяемых в малых многоступенчатых и каскадных холодильных машинах, являются поршневые [1–11]. Поскольку энергоэффективность поршневых компрессоров зависит, в том числе, и от эффективности охлаждения рабочего тела в проточной части компрессора, то интерес представляет конструкция одноступенчатого поршневого тихоходного длинноходового компрессора с линейным приводом (ТДКЛП) и интенсивным внешним охлаждением цилиндра, позволяющая реализовать квазизотермический процесс сжатия [12–15]. Такие машины по сравнению с существующими позволяют реализовывать сжатие, близкое к изотермическому, и, соответственно, получать более низкие температуры рабочего тела на выходе из компрессора, что в итоге позволит заменять существующие двухступенчатые холодильные компрессоры на одноступенчатые (тихоходные). При этом массогабаритные параметры компрессоров сопоставимы, а схема с тихоходным значительно упрощается [14].

Применительно к быстроходным поршневым компрессорам наиболее широкое применение получила методика расчёта на базе математической модели с сосредоточенными параметрами [16–24]. В силу особенностей рабочих процессов таких компрессоров, связанных с их сравнительно быстроходными режимами, при расчёте процессов теплообмена с достаточной для практических задач точностью задаётся поле температур поверхности рабочей камеры, полученное на основе многочисленных эмпирических данных.

Однако при интенсификации процессов охлаждения сжимаемого газа, в том числе в малоразмерных поршневых компрессорных ступенях [14], их теоретические исследования невозможны без математической модели рабочего процесса, дополненной расчётом нестационарной теплопроводности через стенки рабочей камеры ступени с граничны-

ми условиями 3-го рода [14]. Наиболее полно результаты применения граничных условий 3-го рода в математической модели рабочих процессов тихоходной ступени обобщены в [14].

Полученные на сегодняшний день результаты [14], отражающие эффективность «внешнего» охлаждения воздушных и газовых несмазываемых ТДКЛП, позволяют предположить, что при сжатии в таких ступенях хладагента также возможно его интенсивное охлаждение, обеспечивающее высокую энергоэффективность компрессорной ступени. Для исследования таких рабочих процессов целесообразно применение методики расчёта ступени ТДКЛП со смешанными граничными условиями при расчёте нестационарного процесса теплопроводности 2-го рода (на внешней стенке цилиндра) и 3-го рода (на зеркале цилиндра). Данная методика может позволить существенно расширить возможности анализа рабочих процессов холодильной ступени ТДКЛП в широком диапазоне конструктивных и режимных параметров.

В связи с этим предметом рассмотрения данной статьи является анализ рабочих процессов холодильного ТДКЛП при различных температурах кипения и конденсации, плотности теплового потока на внешней поверхности цилиндра и толщине его стенки на базе математической модели с сосредоточенными параметрами и граничными условиями второго рода на внешней поверхности цилиндра и третьего рода на зеркале цилиндра.

Цель работы — определение рационального сочетания режима внешнего охлаждения цилиндра ТДКЛП и толщины его стенки, обеспечивающих величину холодильного коэффициента выше, чем у быстроходных двухступенчатых поршневых компрессоров.

## Методика расчёта

Объектом исследования являются рабочие процессы аммиачной поршневой длинноходовой тихоходной компрессорной ступени, расчётная схема

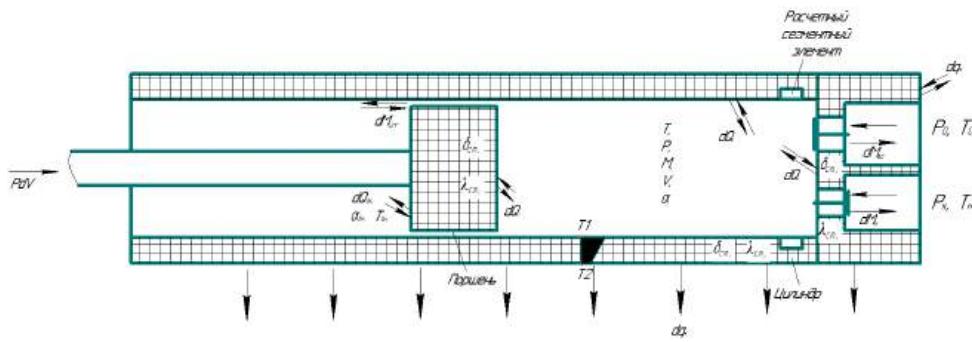


Рис. 1. Расчёчная схема ступени ТДКЛП  
Fig. 1. Calculation scheme of the LLCLD stage

которой представлена на рис. 1. Методика расчёта представляет собой усовершенствованную математическую модель рассматриваемой ступени [14], в которой учтены свойства аммиака, особенности режимных и конструктивных параметров рассматриваемого объекта, а при расчёте процессов нестационарной теплопроводности через стенки цилиндра реализовано комбинированное применение граничных условий 2-го и 3-го рода, то есть смешанные граничные условия [21].

В качестве основных допущений приняты следующие:

- парообразный аммиак — непрерывная и гомогенная среда;
  - параметры состояния аммиака изменяются одновременно по всему объёму рабочей камеры;
  - изменение потенциальной и кинетической энергии аммиака пренебрежимо мало; теплота трения поршневых уплотнений не подводится к аммиаку;
  - параметры состояния в камере всасывания постоянны и равны температуре и давлению кипения;
  - давление в полости нагнетания постоянно и равно давлению конденсации;
  - течение аммиака через газораспределительные органы и конструктивные зазоры принимается адиабатным;
  - теплообмен между газом и стенками рабочих полостей конвективный;
  - коэффициент теплоотдачи в каждый момент времени одинаков на всех внутренних поверхностях рабочей камеры;
  - расчёт коэффициентов теплоотдачи и коэффициентов расхода производится по известным эмпирическим зависимостям с учётом индивидуальных свойств аммиака;
  - температура аммиака в зазоре между поршнем и зеркалом цилиндра равна температуре стенки; плотность теплового потока распределена равномерно по всей внешней поверхности цилиндра и является независимой переменной, поскольку на внешней поверхности цилиндра заданы граничные условия второго рода.

Система расчётных уравнений подробно представлена в [14] и включает в себя уравнение первого закона термодинамики для тела переменной массы, уравнение состояния реального газа, уравнение Ньютона – Рихмана, калорическое уравнение, уравнение массового баланса, уравнение механической энергии, а также уравнения динамики клапанов и течения газа через клапаны и зазоры:

$$\frac{dU_j}{d\tau} = \frac{dL_j}{d\tau} - \frac{dQ_j}{d\tau} \pm \frac{dm_j \cdot i_j}{d\tau}, \quad (1)$$

$$P_j = \frac{\xi_j \cdot m_j \cdot R \cdot U_j}{V_j \cdot C_{v,j}}, \quad (2)$$

$$dQ_i = \alpha_{np} \cdot (T_i - T_F) F \cdot d\tau \quad (3)$$

$$U_j = U_{j-1} + \int_0^j \frac{dU_i}{d\tau}, \quad (4)$$

$$m_j = m_{j-1} + \sum_1^j dm_j \quad (5)$$

$$\frac{dL_j}{d\tau} = P_j \cdot S_D \cdot \frac{dx}{d\tau^2}, \quad (6)$$

$$m_{na} \frac{d^2 \vec{h}_j}{d\tau^2} = \vec{F}_{r,j} + \vec{F}_{np,j} + \vec{F}_{mp,j} + \vec{G} + \vec{F}_{\text{3A},j}, \quad (7)$$

$$dm_i = \alpha \cdot \varepsilon_{P_i,j} \cdot f_j \cdot \sqrt{2\rho_{P_i,j} \cdot \Delta P_j} \cdot d\tau, \quad (8)$$

$$\frac{dm_{ym, \kappa\lambda, j}}{d\tau} = \alpha_j \cdot \varepsilon_j \cdot (\pi \cdot D(h_j) \delta_p) \sqrt{2\rho_j \cdot \Delta P_j}, \quad (9)$$

$$\frac{dm_{ym,unj}}{d\tau} = \alpha_j \cdot \varepsilon_j (D_u \cdot \delta_p (p_j, S_j, \tau_j)) \cdot \sqrt{2\rho_j \cdot \Delta P_j}. \quad (10)$$

В представленной системе уравнений (1) – (10):  
 $dU$  — изменение внутренней энергии аммиака, Дж;  
 $dQ_j$  — элементарный тепловой поток, Дж;  $dL$  — работа, совершённая в рабочей камере над аммиаком или самим аммиаком, Дж;  $dm_j$  — изменение массы аммиака в рабочей камере, кг;  $i_j$  — энталпия аммиака, Дж/кг;  $R$  — газовая постоянная, Дж/(кг·К);  $\xi_j$  — коэффициент сжимаемости реального газа;  $V_j$  — объём, занимаемый аммиаком, м<sup>3</sup>;  $C_{v,j}$  — изохорная теплоёмкость, Дж/(кг·К);  $T_r$  — температура аммиака, К;  $T_s$  — температура поверхности, К;  $a_{np}$  — коэффициент теплоотдачи, принимаемый постоянным для всей поверхности рассматриваемого участка теплообмена между аммиаком и стенками рабочей камеры, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $m_j$  — масса аммиака в рабочей камере, кг;  $a_j$  — коэффициент расхода;  $\varepsilon_j$  — коэффициент расширения;  $\Delta P_j$  — разность давлений до и после клапана или щели, Па;  $\rho_j$  — плотность газа перед клапаном или щелью, кг/м<sup>3</sup>;  $D_u$  — диаметр цилиндра, м;  $\alpha$  — коэффициент расхода для клапанов;  $f_j$  — площадь проходного сечения клапана на  $j$ -м промежутке  $dt$ , м<sup>2</sup>;  $F$  — площадь теплообмена, м<sup>2</sup>;  $m_{np}$  — масса запорного элемента клапана, кг;  $h_j$  — текущая координата подъёма запорного органа, м;  $F_{r,j}$  — газовая сила, Н;  $F_{np,j}$  — сила упругости пружины, Н;  $G$  — вес запорного элемента клапана, принимаемый равным нулю при горизонтальном расположении клапана, Н;  $F_{mp,j}$  — газовая сила трения, Н;  $F_{el,i}$  — сила упругости эластомерного эле-

мента,  $H$ ;  $\delta_p = f(P_j, S_j, \tau_j)$  — условный зазор в цилиндропоршневом уплотнении, м.

Методика расчёта нестационарного процесса теплопроводности между аммиаком и внешней средой, рассматриваемого одновременно с основными рабочими процессами ступени, подробно представлена в [14, 22–24], при этом со стороны охлаждающей среды на внешней поверхности расчётных элементов граничного слоя задаётся плотность теплового потока. Процессы конвективного теплообмена и течения пара через зазоры рассчитывались с использованием ранее полученных эмпирических зависимостей для коэффициентов теплоотдачи и коэффициентов расхода [14, 22–24].

Средняя температура нагнетания  $T_H$  рассчитывалась по следующему алгоритму:

$$T_H = \sum_{n=1}^k (m_i \cdot T_i) / \sum_{n=1}^k m_i, \quad (11)$$

где  $i$  изменяется от  $n$  до  $k$ , при этом индекс  $n$  соответствует началу процесса нагнетания, а индекс  $k$  — окончанию процесса нагнетания.

Массовая производительность и холодопроизводительность ступеней  $M_e$  и  $Q_0$  определялись, соответственно, как  $M_e = \sum_{n=1}^k m_i$  и  $Q_0 = M_e \cdot q_0$ , где  $q_0$  — удельная холодопроизводительность рассматриваемого цикла;  $m_i$  — масса газа, поступающая из рабочей камеры в камеру нагнетания на  $i$ -ом расчётом шаге. При этом величина холодильного коэффициента ступени рассчитывается по соотношению  $\varepsilon_{cm} = Q_0 / N_{ung}$ , где  $N_{ung} = (\sum_{m=1}^k dL_j) / \tau_{цикла}$  (здесь индекс  $m$  соответствует началу рабочего цикла при положении поршня в верхней мёртвой точке).

Расчёты проводились при следующих условиях однозначности:

— физические: рабочее тело — аммиак; материал деталей компрессорной ступени — сталь; внешняя охлаждающая среда — вода или воздух;

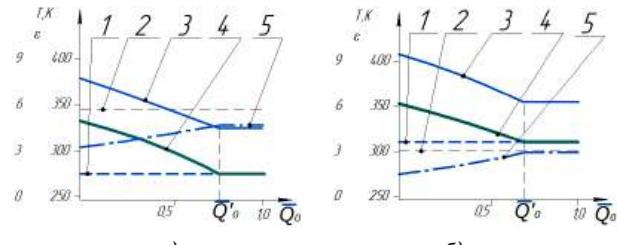
— геометрические: диаметр цилиндра — 0,04 м; ход поршня — 0,5 м; диаметр седла клапанов всасывания и нагнетания  $d_c = 0,0015$  м;

— граничные: температура конденсации — 293 К...343 К; температура кипения — 203 К; время полного рабочего цикла — 0,1...4,5 с; относительное время обратного хода поршня (процессов обратного расширения и всасывания) — 0,5.

### Результаты расчёта и их анализ

Рассмотрим взаимосвязь изменения режимных параметров и толщины стенки цилиндра ступени аммиачного ТДКЛП с изменением её интегральных характеристик. На рис. 2 и рис. 3 представлены результаты расчётов, отражающие влияние интенсивности внешнего охлаждения и толщины стенки цилиндра ступени ТДКЛП на величину её холодильного коэффициента и температуру нагнетания при фиксированной температуре кипения и различных температурах конденсации.

На рис. 2:  $\bar{Q}_o = Q_{oxa} / Q_0$  — отношение отводимой от цилиндра тепловой мощности  $Q_{oxa}$  к холодопроизводительности ступени (относительная величина, характеризующая интенсивность внешнего охлаждения цилиндра и выбранная для удобства сравнения характеристик ступени и системы внешнего охлаждения). Очевидно, что при первоначальном увеличении интенсивности внешнего охлаждения наблюдается снижение температуры поверхности зеркала цилиндра и температуры нагнетания ТДКЛП, а также увеличение его холодильного ко-



а) б)

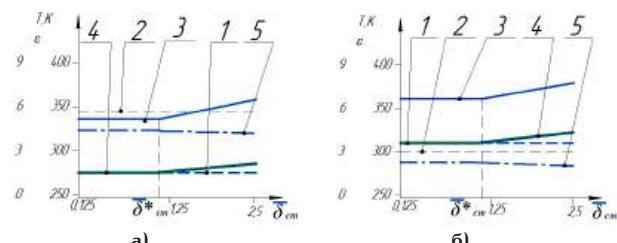
Рис. 2. Влияние интенсивности внешнего охлаждения на изменение холодильного коэффициента и температуры нагнетания ступени ТДКЛП с диаметром цилиндра 0,04 м, временем цикла 3 с и толщиной стенки 0,01 м,  $T_0 = 203$  К:

1 — температура конденсации; 2 — холодильный коэффициент при двухступенчатом сжатии;

3 — температура нагнетания; 4 — температура поверхности зеркала цилиндра; 5 — холодильный коэффициент при одноступенчатом сжатии в ТДКЛП

Fig. 2. Effect of external cooling intensity on the change in the coefficient of performance and discharge temperature of the LLCLD stage with a cylinder diameter of 0.04 m, a cycle time of 3 s, and a wall thickness of 0.01 m,  $T_0 = 203$  K:

a — at  $T_k = 273$  K; b — at  $T_k = 308$  K; 1 — condensation temperature; 2 — coefficient of performance for two-stage compression; 3 — discharge temperature; 4 — cylinder surface temperature; 5 — coefficient of performance for single-stage compression in the LLCLD



а) б)

Рис. 3. Влияние отношения толщины стенки цилиндра к его диаметру на изменение холодильного коэффициента и температуры нагнетания ступени ТДКЛП с диаметром цилиндра 0,04 м, временем цикла 3 с, интенсивностью внешнего охлаждения  $\bar{Q}_o = \bar{Q}'_o$  (см. рис. 2), временем прямого и обратного хода поршня равным

между собой  $T_0 = 203$  К:

а — при  $T_k = 273$  К; б — при  $T_k = 308$  К;

1 — температура конденсации; 2 — холодильный коэффициент при двухступенчатом сжатии;

3 — температура нагнетания; 4 — температура поверхности зеркала цилиндра; 5 — холодильный коэффициент при одноступенчатом сжатии в ТДКЛП

Fig. 3. Effect of the cylinder wall thickness to diameter ratio on the change in the coefficient of performance and discharge temperature of the LLCLD stage with a cylinder diameter of 0.04 m, a cycle time of 3 s, external cooling intensity  $\bar{Q}_o = \bar{Q}'_o$  (see fig. 2), and equal forward and reverse piston stroke times of  $T_0 = 203$  K: a — at  $T_k = 273$  K;

б — at  $T_k = 308$  K; 1 — condensation temperature;

2 — coefficient of performance for two-stage compression;

3 — discharge temperature; 4 — cylinder surface temperature;

5 — coefficient of performance for single-stage compression in the LLCLD

эффективности. Однако при  $\bar{Q}_o = \bar{Q}'_o$  температура поверхности зеркала цилиндра становится близкой к температуре охлаждающей среды, и при попытке дальнейшего увеличения  $\bar{Q}_o$  (например, за счёт внешнего оребрения цилиндра или за счёт увеличения расхода охлаждающей среды) температура поверхности зеркала цилиндра практически не изменяется. Соответственно, не изменяется температура нагнетания и холодильный коэффициент. Таким образом, при  $\bar{Q}_o = \bar{Q}'_o$  температура поверхности зеркала цилиндра и температура нагнетания ТДКЛП,

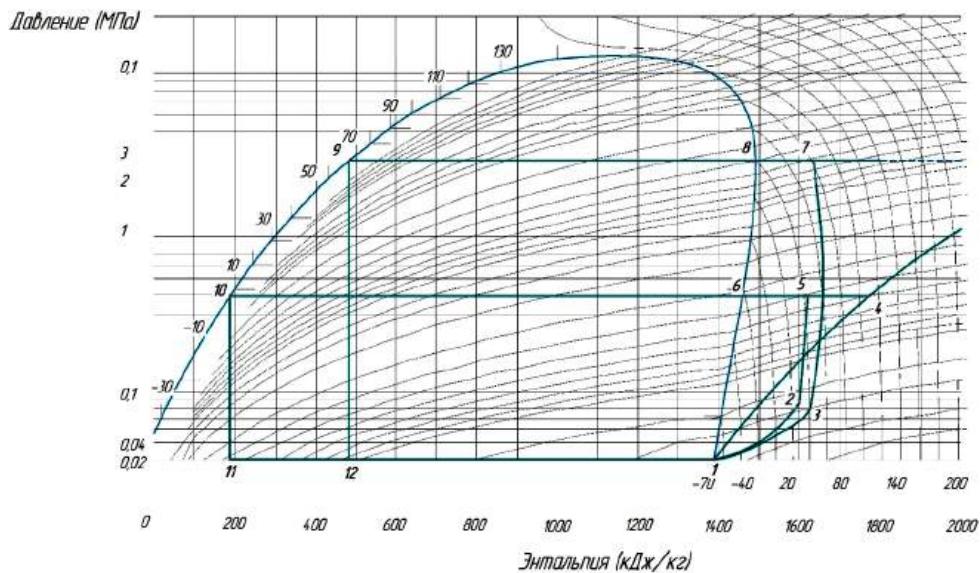


Рис. 4. Диаграмма  $P$ - $i$  холодильного цикла ТДКЛП с диаметром цилиндра 0,04 м, временем цикла 3 с, интенсивностью внешнего охлаждения  $\bar{Q}_o = \bar{Q}'_o$  (см. рис. 2), толщиной стенки  $\bar{\delta}_{cm} \leq \bar{\delta}_{cm}^*$  (см. рис. 3), временем прямого и обратного хода поршня, равным между собой, при  $T_0 = 203$  К;  $T_k = 273$  К и 343 К:

1-4-6-10-11 и 1-4'-8-9-12 (точка 4' условно не показана) — холодильные циклы при адиабатном процессе сжатия; 1-2-5-6-10-11 и 1-3-7-8-9-12 — холодильные циклы при интенсивном внешнем охлаждении ТДКЛП

Fig. 4.  $P$ - $i$  diagram of the refrigeration cycle of the LLCLD with a cylinder diameter of 0.04 m, a cycle time of 3 s, external cooling intensity  $\bar{Q}_o = \bar{Q}'_o$  (see fig. 2), wall thickness  $\bar{\delta}_{cm} \leq \bar{\delta}_{cm}^*$  (see fig. 3), equal forward and reverse piston stroke times, at  $T_0 = 203$  K;  $T_k = 273$  K and 343 K: 1-4-6-10-11 and 1-4'-8-9-12 (point 4' is not shown) are refrigeration cycles for an adiabatic compression process; 1-2-5-6-10-11 and 1-3-7-8-9-12 are refrigeration cycles for intensive external cooling of the LLCLD

а также его холодильный коэффициент становятся равными предельно достижимым при рассматриваемых конструктивных и режимных параметрах.

Результаты, представленные на рис. 3, ожидаемо отражают снижение эффективности внешнего охлаждения цилиндра ТДКЛП при увеличении толщины стенки цилиндра (то есть при увеличении её термического сопротивления [21]). При достижении примерного равенства между температурами внешней охлаждающей среды и поверхности зеркала цилиндра при толщине стенки  $\bar{\delta}_{cm}^*$  изменение дальнейшего уменьшения толщины стенки цилиндра не приводит к существенному изменению холодильного коэффициента; то есть при  $\bar{\delta}_{cm} \leq \bar{\delta}_{cm}^*$  (величина толщины стенки может быть определена исходя из практической целесообразности, например, обеспечения требуемой прочности или минимальной металлоёмкости).

Представленные результаты связаны с очевидным влиянием рассмотренных факторов на рабочие процессы ступени ТДКЛП, рассмотренные ранее применительно к воздушным и газовым ТДКЛП [14]. Указанное влияние не может не отразиться и на изменении холодильного цикла. На рис. 4 представлены результаты расчётов, отражающие влияние интенсивности внешнего охлаждения стенки цилиндра ТДКЛП на характер изменения холодильного цикла.

На представленной диаграмме хорошо видно принципиальное отличие холодильного цикла интенсивно охлаждаемого ТДКЛП, при котором, несмотря на подвод теплоты к сжимаемому газу и увеличение показателя политропы на начальном участке процесса сжатия, последующее интенсивное охлаждение сжимаемого газа обеспечивает существенное снижение температуры нагнетания

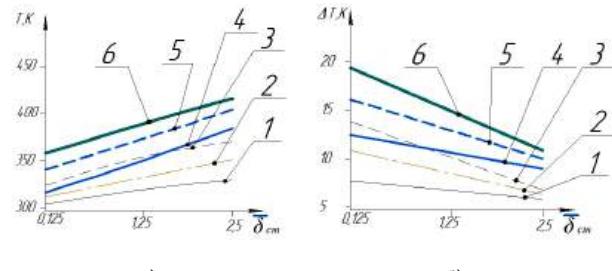


Рис. 5. Изменение максимальной температуры поверхности зеркала цилиндра (а) и её амплитуды за время цикла (б) в зависимости от относительной толщины стенки, температуры конденсации (1...3 —  $T_k = 273$  К; 4...6 —  $T_k = 343$  К) и высоты цилиндра при температуре кипения 203 К: 1, 4 — в области нижней мёртвой точки; 2, 5 — в области верхней мёртвой точки;

2, 5 — в области, соответствующей половине хода поршня

Fig. 5. Change in the maximum cylinder wall surface temperature (a) and its amplitude during a cycle (b) depending on the relative wall thickness, condensation temperature (1...3 —  $T_k = 273$  K; 4...6 —  $T_k = 343$  K), and cylinder height at a boiling point of 203 K:

1, 4 — in the bottom dead center region;

3, 6 — in the top dead center region; 2, 5 — in the region corresponding to half the piston stroke

по сравнению с адиабатным процессом сжатия. При увеличении температуры конденсации и, соответственно, отношения давления нагнетания к давлению всасывания, эффективность применения интенсивно охлаждаемой ступени ТДКЛП возрастает. На приведённой диаграмме это характеризуется, прежде всего, несоизмеримо более низкой температурой в конце процесса сжатия (точка 7) по сравнению с адиабатным сжатием.

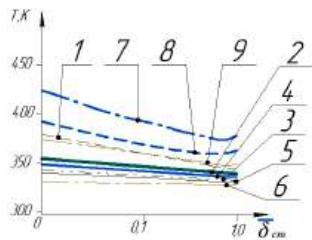


Рис. 6. Изменение температуры стенки по её глубине в зависимости от толщины стенки при температуре конденсации 343 К:  
 1, 2, 3 — толщина стенки 0,01 м; 4, 5, 6 — толщина стенки 0,004 м; 7, 8, 9 — толщина стенки 0,04 м;  
 4, 7 — в области верхней мёртвой точки; 3, 6, 9 — в области нижней мёртвой точки; 2, 5, 8 — в области, соответствующей половине хода поршня

Fig. 6. Change in wall temperature along its depth depending on wall thickness at a condensation temperature of 343 K:  
 1, 2, 3 — wall thickness 0.01 m;  
 4, 5, 6 — wall thickness 0.004 m;  
 7, 8, 9 — wall thickness 0.04 m;  
 4, 7 — in the top dead center region; 3, 6, 9 — in the bottom dead center region; 2, 5, 8 — in the region corresponding to half the piston stroke

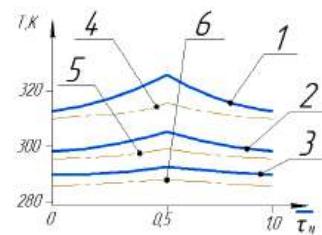


Рис. 7. Изменение максимальной температуры поверхности зеркала цилиндра в течение рабочего цикла в зависимости от времени цикла при толщине стенки 0,01 м, температуре кипения 203 К и температуре конденсации 303 К (1...3 — 3,5 с; 4...6 — 0,5 с) и высоты цилиндра: 1, 4 — в области верхней мёртвой точки; 3, 6 — в области нижней мёртвой точки; 2, 5 — в области, соответствующей половине хода поршня  
 Fig. 7. Change in maximum cylinder surface temperature during the working cycle with a wall thickness of 0.01 m, a boiling point of 203 K and a condensation temperature of 303 K (1–3 — 3.5 s; 4–6 — 0.5 s) and cylinder height: 1, 4 — at the top dead center; 3, 6 — at the bottom dead center; 2, 5 — at half of the piston stroke

Представленные результаты позволяют предположить существенное влияние рассмотренных факторов на температурные поля стенки цилиндра. Анализ некоторых возможных примеров режимных и конструктивных параметров холодильного ТДКЛП отражает характер изменения температурных полей стенки цилиндра в зависимости от температуры конденсации, толщины стенки и времени рабочего цикла ступени ТДКЛП (рис. 5–7).

Из представленных результатов видно, что величина толщины стенки цилиндра ТДКЛП безусловно оказывает существенное влияние на её тепловое состояние. Наиболее принципиальное значение это имеет по отношению к величине температуры поверхности зеркала цилиндра, непосредственно влияющей на рабочие процессы ТДКЛП.

В некоторых случаях обращает на себя внимание и высокое циклическое изменение температуры стенки; вероятно, этот фактор необходимо учитывать при подборе конструкционных материалов с точки зрения их стойкости к таким температурным режимам.

В целом прослеживается существенное влияние толщины стенки цилиндра как на её тепловое состояние, так и в целом на рабочие процессы и интегральные характеристики ступени холодильного ТДКЛП. Применяемая методика расчёта такой ступени на базе математической модели, учитывающей процессы нестационарной теплопроводности при смешанных граничных условиях, позволяет определить рациональную толщину стенки цилиндра, обеспечивающую как энергоэффективность конкретной ступени ТДКЛП в широком диапазоне режимных параметров, так и особенности её конструкции.

## Выводы и заключение

Представлена методика расчёта действительного рабочего процесса интенсивно охлаждаемой ступени холодильного ТДКЛП на базе математической модели, учитывающей процессы нестационарной теплопроводности при смешанных граничных условиях. Рассмотрены термодинамические характеристики холодильного одноступенчатого ТДКЛП при различной толщине стенки цилиндра и интенсивности её внешнего охлаждения. В качестве интегральных показателей рассмотрены холодильный коэффициент и температура нагнетания ступени ТДКЛП.

Выполнен расчёто-теоретический сравнительный анализ энергоэффективности рабочего процесса и температурного режима рассматриваемой ступени при температуре кипения 203 К в диапазоне температур конденсации 273 К–343 К и при различной плотности теплового потока на внешней поверхности цилиндра. Выявлено определяющее влияние плотности теплового потока, температур кипения и конденсации аммиака на интегральные характеристики ступени холодильного ТДКЛП, в частности, установлено, что целесообразность увеличения плотности теплового потока ограничена температурой охлаждающей среды. При этом уменьшение толщины стенки приводит к заметному улучшению интегральных характеристик ТДКЛП лишь до некоторой величины, что преимущественно обусловлено температурой охлаждающей среды.

Распределение температурного поля на поверхности зеркала цилиндра и по толщине стенки цилиндра, а также её циклическое амплитудное изменение существенно зависят от толщины стенки. Рациональное сочетание режима внешнего охлаждения

лаждения цилиндра ТДКЛП и толщины его стенки позволяет обеспечить допустимые температуры нагнетания и высокую энергоэффективность холодильного ТДКЛП даже при жёстких режимных параметрах, в том числе при низких температурах кипения и высоких температурах конденсации.

#### Список источников / References

1. Пронин В. А., Кованов А. В., Цветков В. А. Современное состояние и перспективы развития холодильного компрессоростроения. Ч. 2. Технологии и наука // Вестник Международной академии холода. 2023. № 2. С. 14 – 25. DOI: 10.17586/1606-4313-2023-22-2-14-25. EDN: RPHILW.
2. Pronin V. A., Kovanov A. V., Tsvetkov V. A. Sovremennoye sostoyaniye i perspektivy razvitiya kholodil'nogo kompressorostroyeniya. Ch. 2. Tekhnologii i nauka [State of the art and prospects for refrigerating compressor industry. Part 2. Technology and science]. Vestnik Mezhdunarodnoy akademii kholoda. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2023. No. 2. P. 14 – 25. DOI: 10.17586/1606-4313-2023-22-2-14-25. EDN: RPHILW. (In Russ.).
3. Trott A. R., Welch T. Refrigeration and air-conditioning. 3rd ed. Oxford: Butterworth Heinemann, 2000. 377 p. ISBN 0-7506-4219-X.
4. Эффективные решения для различных областей применения. URL: <https://www.bitzer.de/ru/> (дата обращения: 16.01.2025).
5. Effektivnyye resheniya dlya razlichnykh oblastey primeneniya [Efficient solutions for your applications]. URL: <https://www.bitzer.de/ru/> (accessed: 16.01.2025). (In Russ.).
6. Copeland — спиральные и поршневые компрессоры для климатической и холодильной техники. URL: <https://copelandcompressor.ru/> (дата обращения: 16.01.2025).
7. Copeland — spiral'nye i porshnevye kompressory dlya klimaticheskoy i kholodil'noy tekhniki [Copeland — scroll and piston compressors for air conditioning and refrigeration equipment]. URL: <https://copelandcompressor.ru/> (accessed: 16.01.2025). (In Russ.).
8. Компрессоры RDL. URL: <https://radoil.ru/catalog/kompressory-rdl/>. (дата обращения: 16.01.2025).
9. Kompressory RDL [RDL compressors]. URL: <https://radoil.ru/catalog/kompressory-rdl/>. (accessed: 16.01.2025). (In Russ.).
10. Kompressory Belief. URL: [https://cpsholod.ru/doc/our-suppliers/blf\\_fin.pdf](https://cpsholod.ru/doc/our-suppliers/blf_fin.pdf) (дата обращения: 16.01.2025).
11. Kompressory Belief [Belief compressors]. URL: [https://cpsholod.ru/doc/our-suppliers/blf\\_fin.pdf](https://cpsholod.ru/doc/our-suppliers/blf_fin.pdf) (accessed: 16.01.2025). (In Russ.).
12. Кошкин Н. Н., Ткачёв А. Г., Бадылькес И. С. [и др.]. Холодильные машины / под ред. Н. Н. Кошкина. Москва: Пищевая промышленность, 1973. 512 с.
13. Koshkin N. N., Tkachev A. G., Badyl'kes I. S. [et al.]. Kholodil'nyye mashiny [Refrigeration machines] / Ed. by N. N. Koshkin. Moscow, 1973. 512 p. (In Russ.).
14. Strommen I. Kholodil'nyye ustavok, konditsionery i teplovyye nasosy dlya XXI veka [Refrigeration units, air conditioners and heat pumps for the 21st century]. *Refrigeration business*. 2000. No. 5. P. 8 – 10. (In Russ.).
15. Arkharov A. M., Shishov V. V., Talyzin M. S. Энтропийно-статистический анализ низкотемпературных транскритических циклов диоксида углерода // Инженерный журнал: наука и инновации. 2017. № 3 (63). С. 8. DOI: 10.18698/2308-6033-2017-3-1601. EDN: YHEUPJ.
16. Arkharov A. M., Shishov V. V., Talyzin M. S. Entropiyno-statisticheskiy analiz nizkotemperaturnykh transkriticheskikh tsiklov dioksida ugleroda [Statistical entropy analysis of carbon dioxide low-temperature transcritical cycles]. *Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovatsii. Engineering Journal: Science and Innovation*. 2017. No. 3 (63). P. 8. DOI: 10.18698/2308-6033-2017-3-1601. EDN: YHEUPJ. (In Russ.).
17. Хрёкин А. С., Баранов И. В. Сравнительный анализ эффективности циклов холодильных машин // Вестник Международной академии холода. 2021. № 1. С. 12 – 21. DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-1-12-21. EDN: LNYFMY.
18. Khrekin A. S., Baranov I. V. Sravnitel'nyy analiz effektivnosti tsiklov kholodil'nykh mashin [Comparative analysis of the efficiency of refrigeration machine cycles]. *Vestnik Mezhdunarodnoy akademii kholoda. Journal of International Academy of Refrigeration*. 2021. No. 1. P. 12 – 21. DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-1-12-21. EDN: LNYFMY. (In Russ.).
19. Хрёкин А. С., Баранов И. В., Никитин А. А. Анализ эффективности циклов каскадных холодильных машин с применением диоксида углерода // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2021. Т. 5, № 4. С. 55 – 64. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-4-55-64. EDN: OCCHZZ.
20. Khrekin A. S., Baranov I. V., Nikitin A. A. Analiz effektivnosti tsiklov kaskadnykh kholodil'nykh mashin s primeneniem dioksida ugleroda [The analysis of cascade refrigeration machine cycles efficiency using carbon dioxide]. *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2021. Vol. 5, no. 4. P. 55 – 64. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-4-55-64. EDN: OCCHZZ. (In Russ.).
21. Юша В. Л. Научно-технологические предпосылки совершенствования и промышленного освоения малорасходных компрессорных агрегатов на базе длинноходовых поршневых ступеней // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2022. Т. 6, № 3. С. 24 – 39. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-3-24-39. EDN: YVEINB.
22. Yusha V. L. Nauchno-tehnologicheskiye predposyalki sovershenstvovaniya i promyshlennogo osvoyeniya maloraskhodnykh kompressornykh agregatov na baze dlinnokhodovykh porshnevых stupenei [Scientific and technological prerequisites for improvement and industrial development of low-flow compressor units based on long-stroke piston stages]. *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2022. Vol. 6, no. 3. P. 24 – 39. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-3-24-39. EDN: YVEINB. (In Russ.).
23. Юша В. Л. Теоретическая оценка эффективности применения одноступенчатых длинноходовых поршневых компрессоров в холодильной технике и системах сжижения углеводородов // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2024. Т. 8, № 1. С. 17 – 24. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-1-17-24. EDN: SWSUHV.
24. Yusha V. L. Teoreticheskaya otsenka effektivnosti primeneniya odnostupenchatykh dlinnokhodovykh porshnevых kompressorov v kholodil'noy tekhnike i sistemakh szhizheniya uglevodorodov [Theoretical assessment of the effectiveness of application single-stage long-stroke piston compressors in refrigeration and hydrocarbon gas liquefaction systems]. *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2024. Vol. 8, no. 1. P. 17 – 24. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-1-17-24. EDN: SWSUHV. (In Russ.).
25. Бусаров С. С. Создание и совершенствование бессмазочных поршневых компрессоров среднего и высокого давления на базе малорасходных тихоходных длинноходовых ступеней: дис. ... д-ра техн. наук. Омск, 2023. 325 с. URL: [https://rusneb.ru/catalog/000199\\_000009\\_012860386/](https://rusneb.ru/catalog/000199_000009_012860386/) (дата обращения: 15.02.2025).
26. Busarov S. S. Sozdaniye i sovershenstvovaniye bessmazochnykh porshnevых kompressorov srednego i vysokogo davleniya na baze maloraskhodnykh tikhohodnykh dlinnokhodovykh stupenei: dis. ... d-ra tekhn. nauk. Omsk, 2023. 325 s. URL: [https://rusneb.ru/catalog/000199\\_000009\\_012860386/](https://rusneb.ru/catalog/000199_000009_012860386/) (data obrazheniya: 15.02.2025).

- na baze maloraskhodnykh tikhokhodnykh dlinnokhodovykh stupeney [Creation and improvement of grease-free reciprocating compressors of medium and high pressure on the basis of low-speed long-stroke stages]. Omsk, 2023. 325 p. URL: [https://rusneb.ru/catalog/000199\\_000009\\_012860386/](https://rusneb.ru/catalog/000199_000009_012860386/) (accessed: 15.02.2025). (In Russ.).
15. Юша В. Л., Бусаров С. С., Недовенчаный А. В. Оценка применимости одноступенчатых поршневых длинноходовых тихоходных компрессоров в низкотемпературных холодильных машинах // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2024. Т. 8, № 3. С. 21–28. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-3-21-28. EDN: XANLWO.
- Yusha V. L., Busarov S. S., Nedovenchany A. V. Otsenka primenimosti odnostupenchatykh porshnevых dlinnokhodovykh tikhokhodnykh kompressorov v nizkotemperaturnykh khodil'nykh mashinakh [The assessment of applicability of single-stage piston long-stroke low-speed compressors in low-temperature refrigeration machines]. Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2024. Vol. 8, no. 3. P. 21–28. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-3-21-28. EDN: XANLWO. (In Russ.).
16. Ивашнев Е. А. Исследование рабочих процессов поршневых компрессоров малой производительности с воздушным охлаждением: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Ленинград, 1981. 16 с.
- Ivashnev E. A. Issledovaniye rabochikh protsessov porshnevых kompressorov maloy proizvoditel'nosti s vozduшnym okhlazhdeniem [Research of low performance piston compressors with air cooling]. Leningrad, 1981. 16 p. (In Russ.).
17. Морозюк Л. И. Термодинамический анализ машин для производства тепла и холода на двух температурных уровнях каждого // Холодильная техника и технология. 2015. Т. 51, № 5. С. 20–26. DOI: 10.15673/0453-8307.5/2015.44774. EDN: VHUVYV.
- Morozyuk L. I. Termodinamicheskiy analiz mashin dlya proizvodstva tepla i kholoda na dvukh temperaturnykh urovnyakh kazhdogo [Thermodynamic analysis of machines for producing heat and cold at two temperature levels]. *Kholodil'naya Tekhnika i Tekhnologiya*. 2015. Vol. 51, no. 5. P. 20–26. DOI: 10.15673/0453-8307.5/2015.44774. EDN: VHUVYV. (In Russ.).
18. Хрёкин А. С. Энергосберегающие решения для создания холодильных машин с применением диоксида углерода: дис. ... канд. техн. наук. Санкт-Петербург, 2023. 328 с. EDN: EKLVDS.
- Khrekin A. S. Energosberegayushchiye resheniya dlya sozdaniya kholodil'nykh mashin s primeneniem diokсиda ugleroda [Energy-saving solutions for creating refrigeration machines using carbon dioxide]. Saint Petersburg, 2023. 328 p. EDN: EKLVDS. (In Russ.).
19. Капелюховская А. А. Разработка и исследование тихоходных компрессоров малых холодильных машин: дис. ... канд. техн. наук. Санкт-Петербург, 2025. 198 с.
- Kapelyukhovskaya A. A. Razrabotka i issledovaniye tikhokhodnykh kompressorov malykh kholodil'nykh mashin [Development and research of low-speed compressors for small refrigerating machines]. Saint Petersburg, 2025. 198 p. (In Russ.).
20. Прилуцкий И. К. Разработка, исследование и создание компрессоров и детандеров для криогенной техники: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Ленинград, 1991.
- Prilutskiy I. K. Razrabotka, issledovaniye i sozdaniye kompressorov i detanderov dlya kriogennoy tekhniki [Development, research, and design of compressors and expanders for cryogenic equipment]. Leningrad, 1991. (In Russ.).
21. Хрустальев Б. С. Математическое моделирование рабочих процессов в объёмных компрессорах для решения задач автоматизированного проектирования: дис. ... д-ра техн. наук. Санкт-Петербург, 1999. 269 с.
- Khrustalev B. S. Matematicheskoye modelirovaniye rabochikh protsessov v ob'yemnykh kompressorakh dlya resheniya zadach avtomatizirovannogo proyektirovaniya [Mathematical modeling of work processes in volumetric compressors for solving computer-aided design problems]. Saint Petersburg, 1999. 269 p. (In Russ.).
22. Котлов А. А., Кузнецов Ю. Л., Бураков А. В. Анализ работы поршневого компрессора, работающего в составе автомобильной газонаполнительной компрессорной станции // Компрессорная техника и пневматика. 2019. № 2. С. 27–32. EDN: FMNXNU.
- Kotlov A. A., Kuznetsov Yu. L., Burakov A. V. Analiz raboty porshnevogo kompressora, rabotayushchego v sostave avtomobil'noy gazonapolnitel'noy kompressornoy stantsii [The analysis of the operation of a piston compressor working as a part of automobile gas-filling compressor stations]. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressor Technology and Pneumatics*. 2019. No. 2. P. 27–32. EDN: FMNXNU. (In Russ.).
23. Юша В. Л., Новиков Д. Г. Интенсификация процессов теплообмена в рабочей камере бесмазочных компрессоров // Вестник международной академии холода. 2004. № 4. С. 8–11. EDN: PNMRJ.
- Yusha V. L., Novikov D. G. Intensifikatsiya protsessov teploobmena v rabochey kamere bessmazochnykh kompressorov [Intensification of heat exchange processes in the working chamber of oil-free compressors]. *Vestnik mezhdunarodnoy akademii kholoda. Journal of International Academy of Refrigeration*. 2004. No. 4. P. 8–11. EDN: PNMRJ. (In Russ.).
24. Юша В. Л., Бусаров С. С. Интенсификация внешнего охлаждения бесмазочных компрессоров // Холодильная техника. 2006. № 2. С. 24–28. EDN: HTSVDH.
- Yusha V. L., Busarov S. S. Intensifikatsiya vneshnego okhlazhdeniya bessmazochnykh kompressorov [Intensification of external refrigeration of lubrication-free compressors]. *Kholodil'naya tekhnika. Refrigeration Technology*. 2006. No. 2. P. 24–28. EDN: HTSVDH. (In Russ.).

**ЮША Владимир Леонидович**, доктор технических наук, профессор (Россия), главный специалист технического отдела ОАО «Сибнефтетранспроект», г. Омск.

SPIN-код: 1503-9666

ORCID: 0000-0001-9858-7687

AuthorID (SCOPUS): 6505861937

ResearcherID: J-8079-2013

Адрес для переписки: 1978yusha@mail.ru

**БУСАРОВ Сергей Сергеевич**, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» Омского государственного технического университета, г. Омск.

AuthorID (РИНЦ): 610336

AuthorID (SCOPUS): 51560987400

Адрес для переписки: bssi1980@mail.ru

**ГРЕХНЕВ Андрей Владимирович**, кандидат технических наук, ведущий инженер-конструктор ПАО «ОДК-Сатурн» — Омское моторостроительное конструкторское бюро, г. Омск.

SPIN-код: 8595-0362

AuthorID: 684442

Адрес для переписки: niov@yandex.ru

**Прозрачность финансовой деятельности:** авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Статья поступила в редакцию 25.02.2025; одобрена после рецензирования 23.09.2025; принята к публикации 23.10.2025.

**YUSHA Vladimir Leonidovich**, Doctor of Technical Sciences, Professor, Chief Specialist of the Technical Department, OJSC "Sibneftetransproekt", Omsk.  
SPIN-code: 1503-9666  
ORCID: 0000-0001-9858-7687  
AuthorID (SCOPUS): 6505861937  
ResearcherID: J-8079-2013  
Correspondence address: 1978yusha@mail.ru

**BUSAROV Sergey Sergeevich**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department, Omsk State Technical University, Omsk.  
AuthorID (RSCI): 610336  
AuthorID (SCOPUS): 51560987400

Correspondence address: bssi1980@mail.ru  
**GREKHNEV Andrey Vladimirovich**, Candidate of Technical Sciences, Leading Design Engineer, PJSC "UEC-Saturn" — Omsk Engine Design Bureau, Omsk.  
SPIN-code: 8595-0362  
AuthorID: 684442  
Correspondence address: niov@yandex.ru

**Financial transparency:** the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

The article was submitted 25.02.2025; approved after reviewing 23.09.2025; accepted for publication 23.10.2025.

## СНИЖЕНИЕ ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЯ БЛОКА КОМПЛЕКСНОЙ ОСУШКИ И ОЧИСТКИ ВОЗДУХОРАЗДЕЛИТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ АК-1,5

А. В. Зиновьева

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

В статье рассмотрена возможность использования блока комплексной осушки и очистки с раздельной осушкой активной окисью алюминия и очисткой синтетическим цеолитом типа NaX в воздухоразделительной установке АК-1,5, а также представлены несколько схемных решений компоновки блока комплексной очистки. В результате проведенных расчетов была выбрана оптимальная схема. Выбранное техническое решение позволит сократить расход энергии на регенерацию адсорбентов, а за счет оптимальной геометрии адсорбера и минимальной цикличности процессов (адсорбции-регенерации-охлаждения) снизить гидравлическое сопротивление сжатого воздуха.

**Ключевые слова:** цеолит, активная окись алюминия, адсорбер, блок комплексной очистки, воздухоразделительная установка, оптимизация энергетических затрат, тепловой расчет.

**Для цитирования:** Зиновьева А. В. Снижение энергопотребления блока комплексной осушки и очистки воздухоразделительной установки АК-1,5 // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 4. С. 39–45. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-4-39-45. EDN: CJAABY.



© Зиновьева А. В., 2025.

Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

## REDUCING ENERGY CONSUMPTION OF THE COMPLEX CLEANING UNIT OF THE AK-1.5 AIR SEPARATION PLANT

А. В. Zinovieva

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

The article considers the possibility of using a complex drying and cleaning unit with separate drying with active aluminum oxide and cleaning with synthetic zeolite of the NaX type in the air separation unit AK-1.5, and also considers several circuit solutions for the layout of the complex cleaning unit. As a result of the calculations, the optimal scheme is selected. Such a technical solution will reduce energy consumption for the regeneration of adsorbents, and due to the optimal geometry of the adsorbers and minimal cyclicity of the processes (adsorption-regeneration-cooling) reduce the hydraulic resistance of compressed air.

**Keywords:** zeolite, active aluminum oxide, adsorber, complex cleaning unit, air separation unit, optimization of energy costs, thermal calculation.

**For citation:** Zinovieva A. V. Reducing energy consumption of the complex cleaning unit of the AK-1.5 air separation plant. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 4. P. 39–45. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-4-39-45. EDN: CJAABY.



© Zinovieva A. V., 2025.

The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

### Введение

Газообразные и жидкие продукты разделения воздуха, такие как кислород, азот, аргон, неон, криптон, ксенон, гелий высокой чистоты, широко применяются в различных областях промышленно-

сти, включая химическую. Для получения продуктов разделения воздуха высокой чистоты применяются воздухоразделительные установки криогенного типа высокого, среднего или низкого давления. Большинство таких функционирующих установок

были разработаны в XX в. Современные подходы экономики и производства, такие как повышение энергоэффективности, снижение воздействия на окружающую среду и цифровизация, предъявляют новые требования к технологическому процессу разделения продуктов на указанных воздухоразделительных установках и поиску потенциала для повышения их эффективности.

В работах [1–9] описаны возможные способы модернизации воздухоразделительных установок среднего давления, такие как оптимизация работы детандера, дополнительная установка источника холода (холодильной машины, дополнительного криогенного циркуляционного контура), повышение надежности компрессора, применение современных систем автоматизации, применение нового цеолитового наноструктурного адсорбента.

Следует отметить, что процесс получения азота и кислорода с помощью криогенных воздухоразделительных установок среднего давления связан с существенными затратами, прежде всего энергетическими [1]. Одним из источников потерь ходопроизводительности и затрат электроэнергии в криогенных воздухоразделительных установках является блок комплексной осушки и очистки воздуха. Рассмотрим этот блок очистки, входящий в состав криогенной воздухоразделительной установки среднего давления АК-1,5, на возможность модернизации, которая приведет к снижению энергопотребления. Получаемые на установке азот и кислород, используются предприятием АО «Омский каучук» для собственных нужд. В данной установке применен блок комплексной осушки и очистки на основе синтетического цеолита типа NaX с нагревной регенерацией. В качестве регенерирующего газа используется аргоновая фракция в количестве 20 % от перерабатываемого воздуха, являющаяся отбросным потоком для установки. Температура газа на входе при регенерации достигает 350–400 °C. Завершение процесса регенерации производится при достижении температуры регенерирующего газа на выходе 180–200 °C.

### Постановка задачи

При определении наиболее потенциального способа модернизации блока комплексной осушки и очистки руководствовались тем, чтобы сократить энергопотребление без изменений режимов установки АК-1,5.

В работе [10] рассмотрены различные схемы комплексной и раздельной осушки и очистки с помощью синтетического цеолита типа NaX и активной окиси алюминия. Синтетический цеолит NaX используется для осушки поступающего в установку воздуха от присутствующей в потоке воздуха влаги, а активная окись алюминия — для очистки воздуха от двуокиси углерода, ацетилена и других углеводородов.

Также проанализированы параметры процессов очистки (адсорбции, регенерации и охлаждения) при различной длительности во времени и различном давлении регенерации. Отмечено, что расходы энергии на подогрев регенерирующего газа сокращаются в 2,7 раза за счет увеличения продолжительности цикла от 8 до 24 ч. и разделения процессов осушки от влаги и очистки от углекислого газа. В данном случае снижается температура регенерации участкового очистки цеолита. При использовании схемного решения с применением теплоты сжатия в компрессорной ступени детандер-ком-

прессорного агрегата воздухоразделительной установки, установленной на потоке регенерирующего газа, и осушки с помощью активной окиси алюминия энергозатраты на регенерацию адсорбентов сокращаются на 60–85 %. Отмечено, что отказаться от электронагревателей нельзя, поскольку в описанном схемном решении требуется первичная регенерация адсорбентов при повышенной температуре.

Оценим целесообразность использования двухслойной засыпки шихт адсорбентов с активной окисью алюминия и синтетическим цеолитом NaX для блока очистки воздухоразделительной установки среднего давления АК-1,5.

Как описано в работах [11, 12], в блоках комплексной очистки такого типа в составе эксплуатируемых современных зарубежных и отечественных воздухоразделительных установок температура регенерирующего газа в штатном режиме на входе снижена до 150–170 °C, а температура окончания регенерации — до 90 °C. В результате существенно уменьшаются затраты на подогрев газа.

На производстве продуктов разделения воздуха применяются варианты компоновки блока комплексной очистки на основе работы двух или трех адсорбентов. Хотя работа блока очистки непрерывна, она разбита на циклы, в которых реализуются режимы адсорбции, нагрева адсорбента, десорбции (регенерации), охлаждения адсорбента до рабочей температуры. Данные режимы осуществляются с заданным промежутком времени и поочередным переключением адсорбентов. Принцип двухадсорбентной схемы работы блока комплексной очистки представлен на рис. 1, трёхадсорбентной схемы работы — на рис. 2. На указанных рисунках были приняты следующие условные обозначения: А1–А3 — адсорбер; ВО — влагоотделитель; К1–К24 — клапан запорный с электроприводом; МН1–МН3 — манометр-датчик давления; МР — мембрана разрывная; Т1–Т3 — термометр-терморегулятор; Ф — фильтр; ЭН — электроподогреватель газа.

Первая схема отличается простой системой управления и конструкцией, имеет небольшое значение капиталовложения на модернизацию блока очистки; вторая — малым расходом электроэнергии, затрачиваемым на регенерацию адсорбентов.

Рассмотрим два схемных решения работы блока очистки с двухшахтовой системой адсорбентов и проведем конструктивные, тепловые и энергетические расчеты по исходным данным воздухоразделительной установки АК-1,5.

### Методика расчета

В отличие от авторов [13] была взята упрощенная методика расчета блоков комплексной очистки, изложенная в [14]. Сначала проводились конструктивные расчеты по определению массогабаритных характеристик адсорбера, а также его трубопроводных коммуникаций и теплоизоляции. Далее проводились тепловые расчеты по определению количества тепла, необходимого для процесса регенерации адсорбента рассматриваемого блока очистки для двух вариантов компоновки (на основе работы двух или трех адсорбентов). В итоге определялись удельные затраты энергии.

Теоретическое исследование осуществлялось по следующему алгоритму:

1. Определение массы адсорбентов по формуле

$$m_{0i} = \rho_B \cdot V_B \cdot \tau_{a_{AC}} \cdot \frac{c_i}{a_i}, \text{ кг,} \quad (1)$$

где  $\rho_B$ ,  $V_B$  — плотность и объем очищаемого воздуха, приведенные к нормальным условиям;  $\tau_{\text{адс.}}$  — время защитного действия адсорбента;  $c_i$  — концентрация примеси в очищаемом воздухе;  $a$  — динамическая активность адсорбента по примеси.

2. Вычисление диаметра адсорбера и высоты слоя шихт адсорбентов по формулам:

$$D_{\text{адс.}} = \sqrt{\frac{V_B \cdot \rho_{\text{ва}}}{V_{\text{адс.}}} \cdot \frac{4}{\pi}}, \quad (2)$$

$$H_{\text{адс.}} = \sum_i \frac{m_{0i}}{\rho_{0i}} \cdot \frac{4}{\pi D_{\text{адс.}}^2}, \quad (3)$$

где  $\rho_{\text{ва}}$  — плотность воздуха при условии адсорбции;  $V_{\text{адс.}}$  — скорость фильтрации воздуха при очистке, которая принимается близкой к оптимальной на основе опытных данных;  $\rho_{0i}$  — насыпная плотность адсорбента указанного типа.

3. Вычисление толщины адсорбера [15], после чего вычисляются массогабаритные характеристики адсорбера, трубопроводных коммуникаций и теплоизоляции.

4. Определение необходимого количества регенерирующего газа на основе уравнений теплового баланса режимов регенерации и охлаждения.

Уравнения для определения количества регенерирующего газа в режиме регенерации и охлаждения в общем виде имеют следующий вид

$$\Phi = \sum_j Q_{\text{пер}_j} \cdot \frac{V_B}{\rho_{\Phi} \cdot c_{p_{\Phi}} \cdot \Delta T_{\text{пер}} \cdot \tau_{\text{пер}}}, \quad (4)$$

$$\Phi = -\sum_j Q_{\text{окх}_j} \cdot \frac{V_B}{\rho_{\Phi} \cdot c_{p_{\Phi}} \cdot \Delta T_{\text{окх}} \cdot \tau_{\text{окх}}}, \quad (5)$$

где  $Q_{\text{пер}_j}$  — составляющие количества тепла, затрачиваемые в процессе регенерации;  $Q_{\text{окх}_j}$  — составляющие количества тепла, отводимые регенерирующим газом в процессе охлаждения;  $\rho_{\Phi}$ ,  $c_{p_{\Phi}}$  — плотность при нормальных условиях и те-

плоемкость регенерирующего газа;  $\Delta T_{\text{пер}}$ ,  $\Delta T_{\text{окх}}$  — среднее изменение температуры регенерирующего газа (на входе и выходе) в процессе регенерации и охлаждения;  $\tau_{\text{пер}}$ ,  $\tau_{\text{окх}}$  — продолжительность регенерации и охлаждения.

При этом справедливы следующие дополнительные равенства:

— для схемы работы с двумя адсорбераами

$$\tau_{\text{адс.}} = \tau_{\text{пер}} + \tau_{\text{окх}} + 2\tau_p + \tau_{\text{п.р.}}; \quad (6)$$

— для схемы работы с тремя адсорбераами

$$\tau_{\text{адс.}} = 0,5\tau_{\text{п.р.}} + \tau_p + \tau_{\text{пер}} = \tau_{\text{окх}} + \tau_p + 0,5\tau_{\text{п.р.}} \quad (7)$$

где  $\tau_{\text{п.р.}}$  — продолжительность параллельной работы;  $\tau_p$  — время на сброс или подъем давления в адсорбере.

Совместное решение уравнений (4–7) позволяет определить минимальное количество регенерирующего газа.

5. Определение количества тепла, подведенного к блоку комплексной осушки и очистки за период регенерации адсорбента по следующим формулам:

— для схемы работы с двумя адсорбераами

$$Q_{\text{БКО}} = \rho_{\Phi} \cdot c_{p_{\Phi}} \cdot \Phi \cdot \Delta T_{\text{пер}}, \quad (8)$$

— для схемы работы с тремя адсорбераами

$$Q_{\text{БКО}} = \rho_{\Phi} \cdot c_{p_{\Phi}} \cdot \Phi \cdot \Delta T_{\text{пер}} - \frac{\sum_j Q_{\text{окх}_j}}{\tau_{\text{пер}} \cdot V_B}, \quad (9)$$

где  $\frac{\sum_j Q_{\text{окх}_j}}{\tau_{\text{пер}} \cdot V_B}$  — составляющая рекуперированного тепла при последовательном прохождении регенерирующим газом охлаждаемого и регенерируемого адсорбера.

6. Вычисление удельных затрат энергии на регенерацию адсорбента в блоке комплексной осушки и очистки по формуле

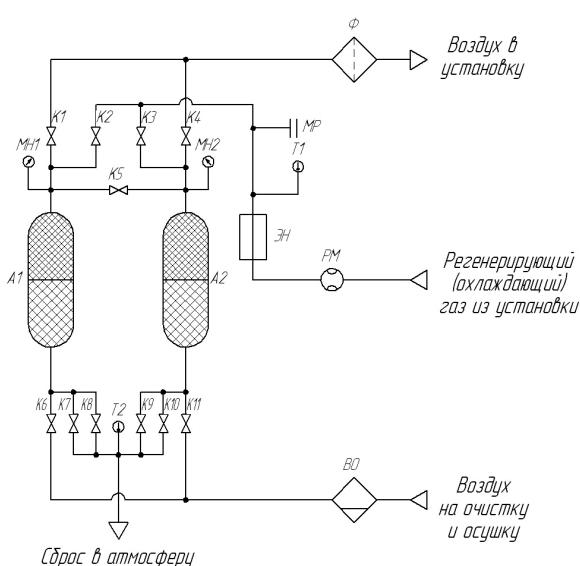
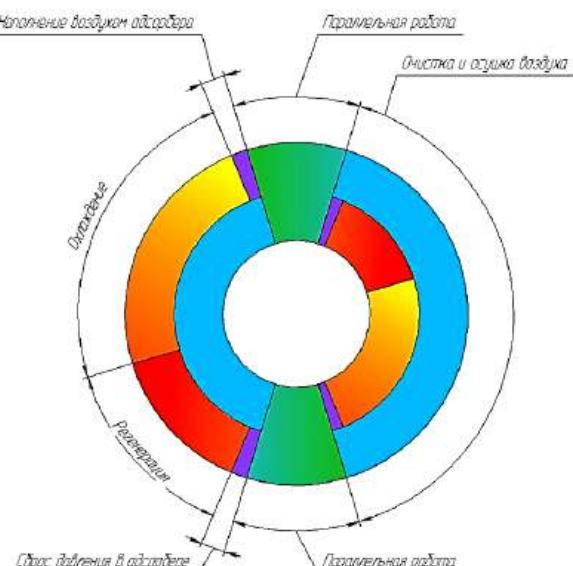


Рис. 1. Схема работы блока комплексной осушки и очистки с двумя адсорбераами:  
 а — принципиальная схема; б — циклограмма работы

Fig. 1. Operation diagram of the complex drying and cleaning unit with two adsorbers:  
 а — schematic diagram; б — work cycle diagram



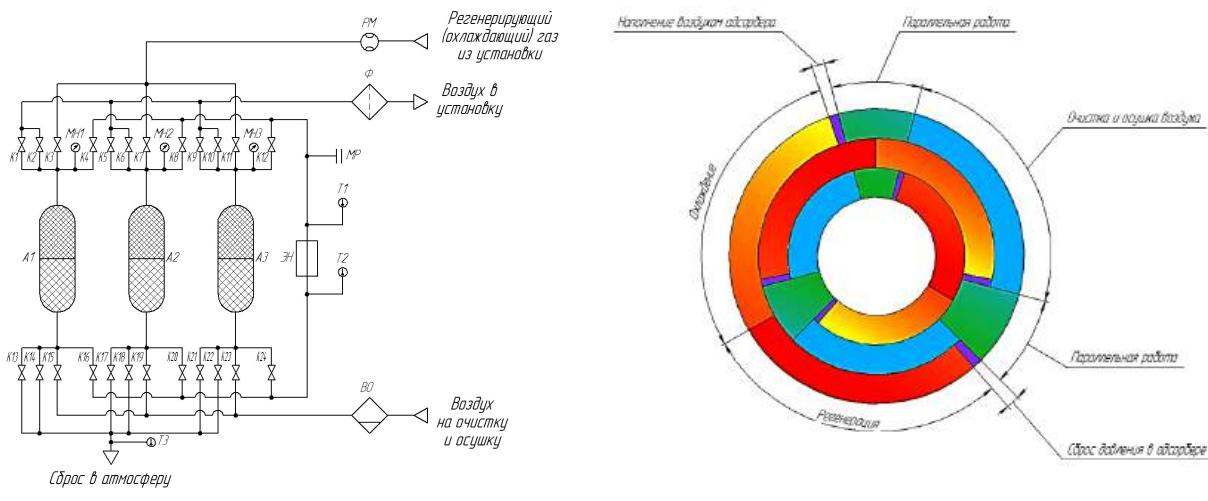


Рис. 2. Схема работы блока комплексной осушки и очистки с тремя адсорбераами:  
а — принципиальная схема; б — циклограмма работы  
Fig. 2. Operation diagram of the complex drying and cleaning with three adsorbers:  
a — schematic diagram; б — work cycle diagram

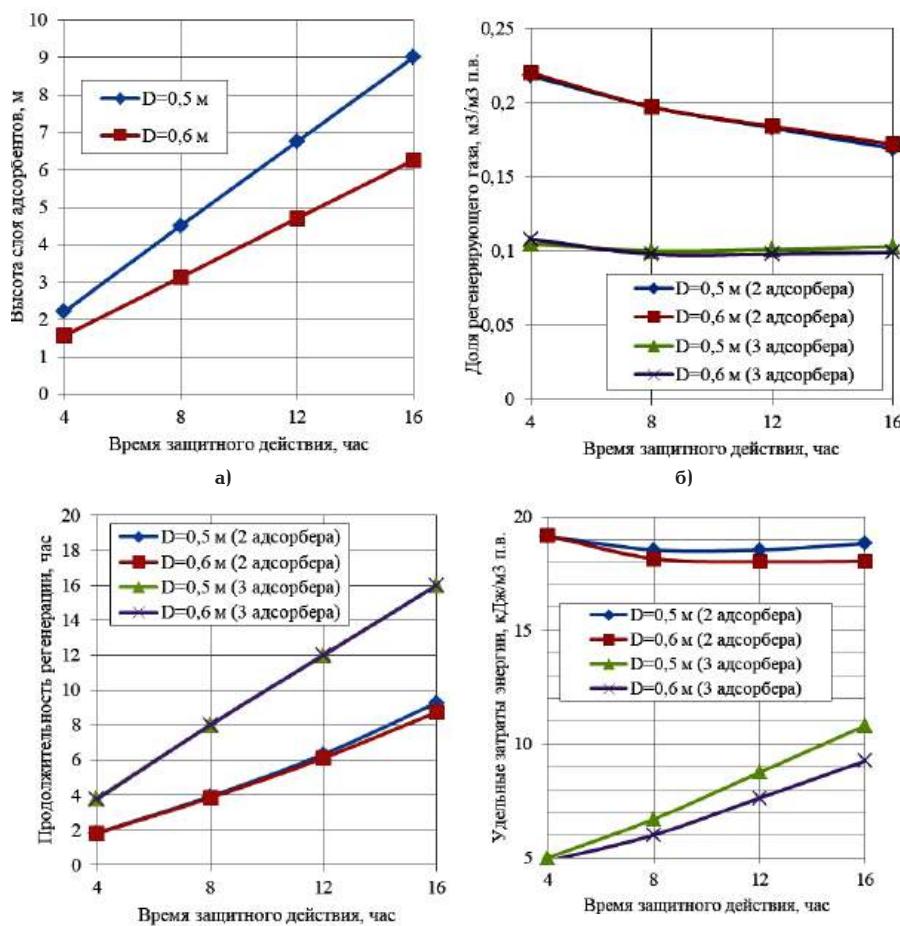


Рис. 3. Результаты расчетов блока комплексной осушки и очистки для различных вариантов компоновки блока комплексной очистки:  
а — зависимость высоты слоя адсорбента от времени защитного действия адсорбента;  
б — зависимость доли регенерирующего газа от времени защитного действия адсорбента;  
в — зависимость продолжительности регенерации от времени защитного действия адсорбента;  
г — зависимость удельных затрат энергии от времени защитного действия адсорбента  
Fig. 3. Results of calculations of the complex cleaning and drying unit for various options of the complex cleaning unit:  
а — dependence of the height of the adsorbent layer on the time of protective action of the adsorbent;  
б — dependence of the proportion of regenerating gas on the time of protective action of the adsorbent;  
в — dependence of the duration of regeneration on the time of protective action of the adsorbent;  
г — dependence of specific energy consumption on the time of protective action of the adsorbent

$$I_{БКО} = \frac{q_{БКО}}{3600} \cdot \frac{\tau_{per}}{\tau_{a_{AC}}} . \quad (10)$$

### Результаты и обсуждение

В результате теоретических расчетов по приведенному выше алгоритму были получены зависимости для двух вариантов компоновки блока очистки по двухадсорберной и трёхадсорберной схемам работы на диаметры (0,5 и 0,6 м): высота слоя адсорбента от времени защитного действия адсорбента; доля регенерирующего газа от времени защитного действия адсорбента; продолжительность регенерации от времени защитного действия адсорбента; удельные затраты энергии от времени защитного действия адсорбента (рис. 3).

Было принято время защитного действия адсорбента в диапазоне от 4 до 24 ч. и кратное четырем часам для учета сменной работы операторов.

Из рис. За видно, что высота слоя адсорбента зависит от диаметра самого адсорбера и от времени защитного действия адсорбента. Высота слоя адсорбента в адсорбере блока очистки установки АК-1,5 для диаметра адсорбера 0,5 м примерно в 1,4 раза выше, чем для диаметра адсорбера 0,6 м. Диаметры адсорбера были определены с учётом условия допустимых скоростей фильтрации потока воздуха, поступающего на осушку и очистку. Высота слоя адсорбента увеличивается в 1,3–2 раза при условии увеличения времени работы адсорбера до переключения на режим регенерации.

При определении доли регенерирующего газа для схем работы блока очистки установки АК-1,5 с двумя и тремя адсорбераами результаты показали, что для трёхадсорберной схемы работы блока понадобится значительно меньшее количества газа, идущего на регенерацию адсорбента, по сравнению с двухадсорберной схемой работы блока (рис. 3б) — в 1,73–2 раза.

В данном случае для сохранения режима эксплуатации воздухоразделительной установки среднего давления АК-1,5 для двухадсорберной схемы работы блока потребуется поддерживать время защитного действия адсорбера на уровне 8 ч. или более, а для трёхадсорберной схемы работы блока — 4 ч. или более (см. рис. 3б). В обоих случаях это возможно за счет увеличения продолжительности регенерации (рис. 3в) [16].

Расчеты на рис. 3в показали, что для двухадсорберной схемы работы блока время регенерации будет меньше времени защитного действия адсорбента в 1,8–2,2 раза, а для случая трёхадсорберной схемы работы они будут равны.

Расчеты удельного расхода энергии, затрачиваемого на регенерацию адсорбента в блоке комплексной очистки и осушки, для схем работы блока очистки с двумя и тремя адсорбераами показали, что удельный расход энергии для трёхадсорберной схемы работы блока меньше, чем для двухадсорберной схемы работы блока (рис. 3г). Это может быть объяснено тем, что в трёхадсорберной схеме работы блока тепло, направляемое от охлаждаемого адсорбера, может быть применено частично для нагрева регенерирующего газа. Благодаря чему удельный расход энергии, который затрачивается на проведение регенерации, меньше по сравнению со схемой работы с двумя адсорбераами.

При определении, какая схема подключения адсорбера в блоке комплексной очистки и осушки предпочтительней, помимо удельных затрат энер-

гии необходимо учитывать гидравлическое сопротивление таких схемных решений. Так, например, блок комплексной очистки и осушки, построенный по трёхадсорберной схеме работы, имеет гидравлическое сопротивление, более чем в два раза большее по сравнению с двухадсорберной схемой работы. Кроме того, указанная схема значительно сложнее в управлении и конструктивно по сравнению с двухадсорберной схемой работы, поэтому при создании блока по трёхадсорберной схеме работы целесообразно предусматривать полную автоматизацию процесса переключения адсорбера и поддержания технологических параметров процессов адсорбции, регенерации, охлаждения. В совокупности все это приводит к увеличению капиталовложений в модернизацию блока.

### Выводы и заключение

В работе блок очистки с раздельной осушкой активной окисью алюминия и очисткой синтетическим цеолитом NaX был предложен для воздухоразделительной установки среднего давления АК-1,5. В исследовании были рассмотрены варианты по двухадсорберной и трёхадсорберной схеме работы блока. Проведенные расчеты показали, что удельный расход энергии, приходящийся на электроподогреватель для трёхадсорберной схемы работы блока, меньше в 1,67–4,26 раза по сравнению с удельным расходом энергии для двухадсорберной схемы работы [17].

### Список источников / References

1. Лавренченко Г. К., Плесной А. В. Снижение удельного энергопотребления воздухоразделительных установок среднего давления и малой тоннажности // Восточно-европейский журнал передовых технологий. 2013. № 8. С. 29–34. EDN: REDBOZ. Lavrenchenko G. K., Plesnoy A. V. Snizheniye udel'nogo energopotrebleniya vozdukhvorazdelitel'nykh ustanovok srednego davleniya i maloy tonnazznosti [Reducing specific energy consumption of medium -pressure and small-tonnage air separation plants]. Vostochno-evropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnologiy. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2013. No. 8. P. 29–34. EDN: REDBOZ. (In Russ.).
2. Бумагин Г. И., Сорокин В. Н., Рогальский Е. И. Модернизация воздухоразделительных установок среднего давления типа К-0,4, АК-1,5 и др. // Омский научный вестник. 2008. № 3 (70). С. 91–95. EDN: TLTSFR. Bumagin G. I., Sorokin V. N., Rogal'skiy E. I. Modernizatsiya vozdukhvorazdelitel'nykh ustanovok srednego davleniya tipa K-0,4, AK-1,5 i dr. [Modernization of air-separation units of average pressure K-0.4, AK-1.5, etc.]. Omskiy nauchnyy vestnik. Omsk Scientific Bulletin. 2008. No. 3 (70). P. 91–95. EDN: TLTSFR. (In Russ.).
3. Castle W. F. Air separation and liquefaction: recent developments and prospects for the beginning of the new millennium. International Journal of Refrigeration. 2002. Vol. 25, no. 1. P. 158–172. DOI: 10.1016/S0140-7007(01)00003-2.
4. Zhu Y., Legg S., Laird C. D. Optimal design of cryogenic air separation columns under uncertainty. Computers Chemical Engineering. 2010. Vol. 34, no. 9. P. 1377–1384. DOI: 10.1016/j.compchemeng.2010.02.007.
5. Zhu Y., Legg S., Laird C. D. Optimal operation of cryogenic air separation systems with demand uncertainty and contractual obligations. Chemical Engineering Science. 2011. Vol. 66. P. 953–963. DOI: 10.1016/j.ces.2010.11.039.
6. Аллаяров У. Э., Макулов Р. Р., Абдрахманов Н. Х. [и др.]. Повышение надежности компрессорного оборудования установки воздухоразделения // Электронный научный жур-

нал Нефтегазовое дело. 2021. № 5. С. 19–33. DOI: 10.17122/ogbus-2021-5-19-33. EDN: YVDBEQ.

Allayarov U. E., Makulov R. R., Abdurakhmanov N. Kh. [et al.]. Povysheniye nadezhnosti kompressornogo oborudovaniya ustanovki vozdukhоразделения [Improving the reliability of compressor equipment for air separation units]. Elektronnyy nauchnyy zhurnal Neftegazovoye delo. Oil and Gas Business. 2021. No. 5. P. 19–33. DOI: 10.17122/ogbus-2021-5-19-33. EDN: YVDBEQ. (In Russ.).

7. Навасардян Е. С., Мохов К. В. Тенденция развития современных систем автоматического регулирования технологических процессов воздухоразделительных установок. Инженерный журнал: наука и инновации. 2017. № 3 (63). С. 7. DOI: 10.18698/2308-6033-2017-3-1597. EDN: YHEUOZ.

Navasardyan E. S., Mokhov K. V. Tendentsiya razvitiya sovremennykh sistem avtomaticheskogo regulirovaniya tekhnologicheskikh protsessov vozdukhоразделител'nykh ustanovok [Trends in developing modern automated control systems of technological process in air separation units]. Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovatsii. Engineering Journal: Science and Innovation. 2017. No. 3 (63). P. 7. DOI: 10.18698/2308-6033-2017-3-1597. EDN: YHEUOZ. (In Russ.).

8. Матюх А. С., Демчук В. О., Баскаков И. В. Разработка проекта системы автоматического управления рабочими процессами в блоке комплексной очистки и осушки транспортабельной ВРУ // Проблемы совершенствования машин, оборудования и технологий в агропромышленном комплексе: материалы междунар. науч.-техн. конф. Воронеж: Воронежский государственный аграрный университет им. Императора Петра I, 2019. С. 262–265. EDN: XVIRVG.

Matyukh A. S., Demchuk V. O., Baskakov I. V. Razrabotka proyekta sistemy avtomaticheskogo upravleniya rabochimi protsessami v bloke kompleksnoy ochistki i osushki transportabel'noy VRU [Problems with improving machines, equipment, and technologies in the agro-industrial complex]. Problemy Sovershenstvovaniya Mashin, Oborudovaniya i Tekhnologiy v Agropromyshlennom Komplekse. Voronezh, 2019. P. 262–265. EDN: XVIRVG. (In Russ.).

9. Фастов И. С., Фастов С. А. Высокоэффективный цеолитныйnanostructured adsorbent для осушки воздуха в криогенных ВРУ // Технические газы. 2013. № 1 (2013). С. 69–72. EDN: RPXUTZ.

Fastov I. S., Fastov S. A. Vysokoeffektivnyy tseolitnyy nanostrukturirovannyy adsorbent dlya osushki vozdukh v kriogenykh VRU [High zeolitic nanostructured an adsorbent for air dryer in cryogenic ASU]. Tekhnicheskiye Gazy. 2013. No. 1 (2013). P. 69–72. EDN: RPXUTZ. (In Russ.).

10. Лавренченко Г. К., Копытин А. В., Швец С. Г. Оптимизация узла осушки и очистки воздуха воздухоразделительной установки высокого давления с целью снижения энергопотребления // Технические газы. 2006. № 1. С. 28–33. EDN: SBDQLF.

Lavrenchenko G. K., Kopytin A. V., Shvets S. G. Optimizatsiya uzla osushki i ochistki vozdukh vozdukhоразделител'noy ustanovki vysokogo davleniya s tsel'yu snizheniya energopotrebleniya [Manufactures of air separation products: analysis of condition and prospects of perfection]. Tekhnicheskiye Gazy. 2006. No. 1. P. 28–33. EDN: SBDQLF. (In Russ.).

11. Rege S. U., Yang R. T., Buzanowski M. A. Sorbents for air purification in air separation. Chemical Engineering Science. 2000. Vol. 55, no. 21. P. 4827–4838. DOI: 10.1016/S0009-2509(00)00122-6.

12. Орешкин А. Н., Борзенко Н. А., Липа В. И. [и др.]. Автоматическое обеспечение энергосберегающих режимов работы блоков комплексной очистки воздуха воздухоразделительных установок. Технические газы. 2015. № 6. С. 71–77. EDN: VBRJN.

Oreshkin A. N., Borzenko N. A., Lipa V. I. [et al.]. Avtomaticheskoye obespecheniye energosberegayushchikh rezhimov raboty blokov kompleksnoy ochistki vozdukh ustanovok

vozdukhоразделител'nykh ustanovok [System of automatic implementation of energy saving modes of integrated treatment units operation in air-separation plants]. Tekhnicheskiye Gazy. 2015. No. 6. P. 71–77. EDN: VBRJN. (In Russ.).

13. Горенштейн И. В., Копытин А. В., Власюк В. А., Лавренченко Г. К. Методика расчёта блоков комплексной очистки и осушки воздуха воздухоразделительных установок // Технические газы. 2003. № 2. С. 39–44. EDN: SIJKVN.

Gorenshteyn I. V., Kopytin A. V., Vlasuk V. A., Lavrenchenko G. K. Metodika rascheta blokov kompleksnoy ochistki i osushki vozdukh vozdukhоразделител'nykh ustanovok [Method for calculating complex cleaning and air dehumidification units of air separation plants]. Tekhnicheskiye Gazy. 2003. No. 2. P. 39–44. EDN: SIJKVN. (In Russ.).

14. Головко Г. А. Криогенное производство инертных газов. 2-е изд., перераб. и доп. Ленинград: Машиностроение, 1983. 416 с.

Golovko G. A. Kriogennoye proizvodstvo inertnykh gazov [Cryogenic production of inert gases]. 2nd ed., revised and completed. Leningrad, 1983. 416 p. (In Russ.).

15. ГОСТ 34233.2–2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет цилиндрических и конических обечаек, выпуклых и плоских днищ и крышек. Введ. 01–08–2018. Москва: Стандартинформ, 2018. 53 с.

GOST 34233.2–2017. Sosudy i apparaty. Normy i metody rascheta na prochnost'. Raschet tsilindricheskikh i konicheskikh obechayek, vypuklykh i ploskikh dnishch i kryshek [Vessels and apparatuses. Standards and methods for strength calculation. Calculation of cylindrical and conical shells, convex and flat bottoms and covers]. Moscow, 2018. 53 p. (In Russ.).

16. Зиновьева А. В., Котова Н. В., Лоджанская В. О. Модернизация блока комплексной очистки воздухоразделительной установки АК-1,5 // Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства: материалы 6-й Междунар. науч.-техн. конф. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2016. С. 70–71. EDN: XEKHJL.

Zinov'yeva A. V., Kotova N. V., Lodzhanskaya V. O. Modernizatsiya bloka kompleksnoy ochistki vozdukhоразделител'noy ustanovki AK-1,5 [Modernization of the AK-1.5 air separation unit]. Tekhnika i Tekhnologiya Neftekhimicheskogo i Neftegazovogo Proizvodstva. Omsk, 2016. P. 70–71. EDN: XEKHJL. (In Russ.).

17. Зиновьева А. В. К вопросу модернизации блока комплексной очистки воздухоразделительной установки АК-1,5 // Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства: материалы 15-й Междунар. науч.-техн. конф. Омск: Омский государственный технический университет, 2025. С. 72–73. EDN: IWQTRX.

Zinov'yeva A. V. K voprosu modernizatsii bloka kompleksnoy ochistki vozdukhоразделител'noy ustanovki AK-1,5 [To the problem of the modernization of the AK-1.5 air separation unit]. Tekhnika i Tekhnologiya Neftekhimicheskogo i Neftegazovogo Proizvodstva. Omsk, 2025. P. 72–73. EDN: IWQTRX. (In Russ.).

**ЗИНОВЬЕВА Анастасия Владимировна**, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» Омского государственного технического университета, г. Омск.

SPIN-код: 6823-1344

AuthorID (РИНЦ): 176944

Адрес для переписки: zav55tok@mail.ru

**Прозрачность финансовой деятельности:** автор не имеет финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Статья поступила в редакцию 12.08.2025; одобрена после рецензирования 13.10.2025; принята к публикации 24.10.2025.

**ZINOVIEVA Anastasia Vladimirovna**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department, Omsk State Technical University, Omsk.

SPIN-code: 6823-1344

AuthorID (RSCI): 176944

Correspondence address: zav55tok@mail.ru

**Financial transparency:** the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

The article was submitted 12.08.2025; approved after reviewing 13.10.2025; accepted for publication 24.10.2025.

# ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЧНОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК РАБОЧИХ КОЛЕС ВЫСОКООБОРОТИСТЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ, ИЗГОТОВЛЕННЫХ МЕТОДОМ ВАКУУМНОЙ ПАЙКИ

А. А. Казанцев, Д. Р. Малахов, А. В. Махонин,  
Ф. С. Рябов, М. В. Соловьев, М. Л. Цельмер

АО «Инженерно-производственные решения»,  
Россия, 197760, г. Санкт-Петербург, г. Кронштадт, ул. Макаровская, 2 Л

В статье рассматривается процесс создания рабочего колеса для высокооборотистого центробежного компрессора ИЦК КЦК-01-100-1-8-А, изготовленного методом вакуумной пайки. Особое внимание уделено сложности воспроизведения детали, включая подбор материала при существенной разности в государственных стандартах и выбор материала-заменителя, подбор припоя для вакуумной пайки, а также рассмотрены технологические аспекты вакуумной пайки.

Проведено моделирование газодинамических характеристик (отношение давлений и разница температур), результаты которого показали удовлетворительные результаты. Произведена оценка напряженно-деформированного состояния. Моделирование производилось в соответствии с требованиями стандартов API 617 и ИНТИ S.60.2–2023, с учетом MCS и TRIP скоростей рабочего колеса. По результатам расчета приведены эпюры напряженно-деформированного состояния и эпюры пластической деформации ротора. В завершение проекта выполнено изготовление рабочего колеса и проведены стендовые разгонные испытания, по результатам которых произведен контроль размеров и проведена оценка деформаций методами дефектоскопии.

Показано, что успешное восстановление рабочего колеса требует глубокого понимания множества нюансов. Полученные результаты подтверждают, что применение отечественных аналогов материалов, а также современных методов анализа позволяет создать рабочее колесо с характеристиками, близкими к лучшим образцам современной техники.

**Ключевые слова:** центробежный компрессор, рабочее колесо, вакуумная пайка, прочностные расчеты, конечно-элементный анализ, газодинамические характеристики.

**Для цитирования:** Казанцев А. А., Малахов Д. Р., Махонин А. В., Рябов Ф. С., Соловьев М. В., Цельмер М. Л. Исследование прочностных характеристик рабочих колес высокооборотистых технологических центробежных компрессоров, изготовленных методом вакуумной пайки // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 4. С. 46–54. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-4-46-54. EDN: XOUUEYO.



© Казанцев А. А., Малахов Д. Р., Махонин А. В.,  
Рябов Ф. С., Соловьев М. В., Цельмер М. Л., 2025.

Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

## STRENGTH EXAMINATION OF HIGH-SPEED INDUSTRIAL CENTRIFUGAL COMPRESSOR IMPELLERS, MANUFACTURED BY VACUUM BRAZING METHOD

А. А. Kazantsev, D. R. Malakhov, A. V. Makhonin,  
F. S. Ryabov, M. V. Solovyev, M. L. Tselmer

JSC "Engineering and Manufacturing Solutions",  
Russia, Saint Petersburg, Kronstadt, Makarovskaya St., 2 L, 197760

The paper presents the results of a comprehensive study on the reverse engineering process of a high-speed centrifugal compressor impeller ICK KCK-01-100-1-8-A, special attention is paid to the complexity of reproducing a part, including the selection of a material with a significant difference in state standards

and the choice of a substitute material, the selection of solder for vacuum soldering, and the technological aspects of vacuum soldering.

A simulation of gas dynamic characteristics is carried out — the pressure ratio and the temperature difference, the results of which showed satisfactory results. The stress-strain state is estimated. The simulation is performed in accordance with the requirements of API 617 and INTI S.60.2—2023 standards, taking into account the MCS and TRIP speeds of the impeller. Based on the calculation results, the diagrams of the stress-strain state and the diagrams of the plastic deformation of the rotor are given. At the end of the project, the impeller is manufactured and bench acceleration tests are carried out, according to the results of which size control is performed and deformations are evaluated using flaw detection methods.

It is shown that successful restoration of the impeller requires a deep understanding of many nuances. The results obtained confirm that the use of domestic analogues of materials, as well as modern methods of analysis, makes it possible to create an impeller with characteristics close to the best examples of modern technology.

**Keywords:** centrifugal compressor, impeller, vacuum brazing, strength calculations, finite element analysis, gas-dynamic characteristics.

**For citation:** Kazantsev A. A., Malakhov D. R., Makhonin A. V., Ryabov F. S., Solovyev M. V., Tselmer M. L. Strength examination of high-speed industrial centrifugal compressor impellers, manufactured by vacuum brazing method. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 4. P. 46—54. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-4-46-54. EDN: XOUYEYO.



© Kazantsev A. A., Malakhov D. R., Makhonin A. V., Ryabov F. S., Solovyev M. V., Tselmer M. L., 2025.  
The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

## Введение

Центробежные компрессоры являются критически важным оборудованием в нефтегазовой, химической и энергетической отраслях [1]. Одной из самых ответственных, дорогих и сложных в изготовлении деталей центробежного компрессора является рабочее колесо.

Восстановление или замена таких деталей представляет собой сложную инженерную задачу, особенно при отсутствии оригинальной технической документации.

В работе рассматривается случай восстановления рабочего колеса для компрессора ИЦК КЦК-01-100-1-8-А, изготовленного методом вакуумной пайки.

Цель работы — показать возможность достижения требуемых эксплуатационных характеристик рабочего колеса для компрессора ИЦК КЦК-01-100-1-8-А методами предварительного расчета рабочих параметров компрессора и напряженно-деформированного состояния рабочего колеса, подбора материалов с учетом апробированной технологии производства рабочих колес, изготавливаемых методом вакуумной пайки.

К проблематике процесса воспроизведения рабочего колеса относятся:

- отсутствие прямых аналогов материала оригинальной детали;
- необходимость точного воспроизведения геометрии рабочего колеса и прочностных характеристик паяного соединения;
- сложность технологии вакуумной пайки и подбора припоя;
- проведение натурных испытаний на высоких оборотах (свыше 19 000 об/мин).

## Анализ исходной детали

Рабочие колеса компрессоров могут иметь открытую, полуоткрытую или закрытую конструкцию. Рассматриваемое колесо относится к закрыто-

му типу и состоит из основного диска с лопatkами сложной геометрии, а также покрывного диска. Основными особенностями, которые являются существенными вызовами для успешного завершения проекта по воссозданию рабочего колеса, являлись:

- 1) узкое междисковое пространство рабочего колеса (8 мм по периферии колеса);
- 2) высокая густота решетки профилей;
- 3) техническая невозможность получения геометрии диффузора и обратного направляющего аппарата оригинальной конструкции ввиду аварийного ремонта оборудования, в связи с чем для решения задач компьютерного моделирования и оценки характеристик во взаимной увязке необходимо было разработать их заново.

Следовательно, основными задачами данного проекта являлись:

- 1) воссоздание геометрии рабочего колеса во взаимной увязке с диффузором и обратным направляющим аппаратом;
- 2) подбор материала-заменителя для рабочего колеса;
- 3) проектирование диффузора и обратного направляющего аппарата во взаимной увязке с рабочим колесом;
- 4) компьютерное моделирование средствами систем автоматизированного проектирования (САПР) и вычислительной газодинамики (ВГД) проточной части компрессора на рабочих и разгонных режимах;
- 5) технологическая подготовка производства;
- 6) изготовление рабочего колеса, включая вакуумную пайку диска и лопастей;
- 7) испытание на разгонном режиме изготовленного образца;
- 8) сравнение расчетных результатов ВГД-моделирования и данных натурных испытаний;
- 9) сверка размеров изготовленного колеса до и после натурных испытаний с разработанной конструкторской документацией.

Таблица 1. Механические свойства стали X5CrNiCuNb16-4  
Table 1. Mechanical properties of X5CrNiCuNb16-4 steel

Условия термообработки	Предел текучести, $R_{0,2}$ , МПа, мин	Временное сопротивление разрыву, $R_m$	Относительное удлинение, % min (продольные и поперечные образцы) при толщине	
			<3 мм	≥3 мм
+AT	—	≤1275	5	5
+P1300	1150	1300	3	3
+P900	700	900	6	6
+P1070	1000	1070 – 1270	8	10
+P950	800	950 – 1150	10	12
+P850	600	850 – 1050	12	14
+SR630	—	≤1050	—	—

Таблица 2. Механические свойства стали 07Х16Н4Б  
Table 2. Mechanical properties of 07Cr16Ni4Nb steel

НД	Режим термообработки			Сечение, мм	$\sigma_{0,2}$ , Н/мм <sup>2</sup>	$\sigma_b$ , Н/мм <sup>2</sup>	$\delta$ , %	$\Psi$ , %	KСU, Дж/см <sup>2</sup>	HB	
	Операция	$t_i$ , °C	Охл. среда		Не менее						
ГОСТ 25054 – 81	Закалка	1050	Масло	До 200	690	882	14	55	88	269 – 302	
	Отпуск (1 ступень)	650	Воздух	Свыше 200 до 500	690	882	12	45	69	269 – 302	
	Отпуск (2 ступень)	635		Свыше 500 до 1000	690	882	11	40	59	269 – 302	
Показатели механических свойств после термообработки				$\sigma_{0,2}$ , Н/мм <sup>2</sup>	$\sigma_b$ , Н/мм <sup>2</sup>				HRC		
				800 – 1000	1000 – 1200				30 – 35		

### Вопросы проектирования и выбора материала-заменителя

Рассматриваемое рабочее колесо ввиду малого междискового пространства изготавливается методом вакуумной пайки, что накладывает дополнительные ограничения, а именно — обеспечение достаточной прочности цельной конструкции, назначение дополнительных припусков на механическую обработку после пайки и высокую точность позиционирования соединяемых деталей для обеспечения допустимых зазоров в сопряжении рабочего колеса, диффузора и обратного направляющего аппарата.

Для полноты информации в процессе проектирования необходимо на начальном этапе определить, из какого материала выполнена оригинальная деталь, подобрать материал-заменитель и выбрать подходящий припой для пайки соединений.

Исходный материал детали был определен материаловедческой экспертизой в лаборатории АО «Инженерно-производственные решения», г. Кронштадт, и сопоставлен с материалом, указанным в паспорте изделия. По результатам материаловедческой экспертизы определена нержавеющая дисперсионно-твердеющая сталь X5CrNiCuNb6-4 (1.4542), стабилизированная ниобием (механические характеристики стали приведены в табл. 1). К её характерным свойствам можно отнести высокую коррозионную стойкость, хорошую свариваемость и высокий предел текучести после термообработки.

Прямых аналогов данной стали нет в российских стандартах. Отраслевой стандарт [2] рекомендует в качестве ближайших аналогов использовать 07Х16Н4Д4Б и 08Х15Н5Д2Т, также специалистами компаний по материаловедению в АО «Инженерно-производственные решения» был предложен к рассмотрению материал 07Х16Н4Б [3].

Сталь 08Х15Н5Д2Т схожа по своим характеристикам с оригинальным материалом 1.4542, также является коррозионностойкой, хорошо поддается сварке и имеет высокие прочностные характеристики ( $\sigma_b = 1230...1470$  МПа). Однако она мало распространена и стоит значительно дороже, чем сталь 07Х16Н4Б.

Сталь 07Х16Н4Б является также близкой по химическому составу и механическим свойствам (табл. 2) и относится к коррозионностойким сталям мартенситного класса и находит широкое применение в различных отраслях промышленности. Данный материал используется для изготовления деталей турбин, фланцевых соединений реакторов, элементов парогенераторов, сосудов высокого давления, паропроводов и технологической аппаратуры.

В качестве материала детали для дальнейших расчетов была выбрана сталь 07Х16Н4Б, так как по химическому составу и механическим свойствам она близка к оригинальному материалу, а также имеется отработанная технология применения конструкционного материала и его вакуумной пайки [4]. Фактически — это технология производства, при которой критически важен контроль на образцах-шлифах структурных составляющих: аустенита, мартенсита, наличие или отсутствие карбидной сетки, балл зерна. Указанные данные связывают режимы термообработки, механической обработки и пайки. Кроме того, соответствие материалов важно еще и в связи с тем, что компрессор работает на водородсодержащем газе, следовательно, правильный подбор материала является одним из ключевых индикаторов, влияющих на эксплуатационные характеристики рабочего колеса.

В качестве припоея, которые соответствовали бы по прочностным характеристикам паяного шва основному металлу соединяемых деталей, выступа-

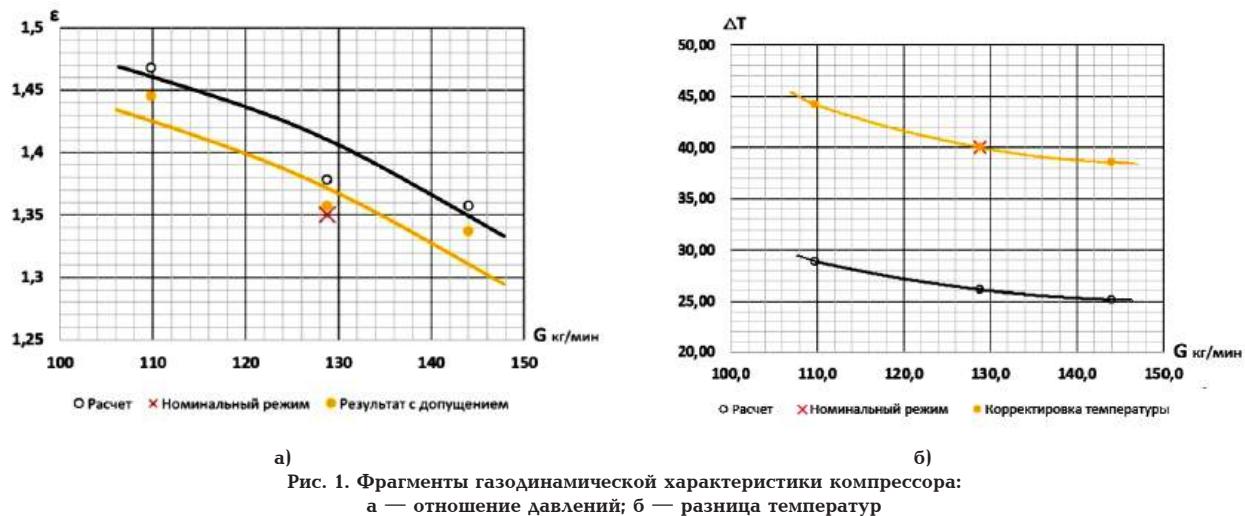


Рис. 1. Фрагменты газодинамической характеристики компрессора:  
 а — отношение давлений; б — разница температур

Fig. 1. Local gas dynamic characteristics of the compressor:  
 a — pressure ratio; b — temperature difference

ют только титановые и палладиевые припои. Титановые припои в нашем случае не являются подходящими ввиду того, что они либо имеют высокие прочностные характеристики и слишком высокую температуру пайки, либо низкие прочностные характеристики и низкую температуру пайки. Палладий и его сплавы используются в первую очередь для пайки тугоплавких металлов и сплавов, таких как молибден, вольфрам, ниобий и платина.

Сплавы палладия с никелем, кобальтом, хромом, серебром и золотом применяются для пайки жаропрочных сплавов и сталей. Палладиевые припои также используются для соединения изделий из высокотемпературной керамики с тугоплавкими металлами, такими как ниобий, tantal, молибден и вольфрам.

Добавление палладия в припои значительно повышает их коррозионную стойкость, пластичность, способность растекаться и смачивать гладкую поверхность, а также снижает их способность проникать в основной материал и вызывать его разъедание, что уменьшает риск контактной эрозии. Это позволяет использовать такие припои для пайки тонкостенных изделий [5]. Выбранный в качестве припоя в нашем случае ПЖК-1000 широко используется при изготовлении ответственных узлов в различных отраслях машиностроения для пайки соединений жаропрочных и коррозионностойких сплавов. Более того, известна и широко опробована технология его применения при производстве колес компрессора. Он обеспечивает высокие механические и антикоррозионные свойства при экстремальных температурах и в условиях воздействия агрессивных сред [6].

### Моделирование и расчеты

Получение математической модели воссоздаваемого рабочего колеса достаточно трудоемкий процесс. Он состоит из следующих операций: 3D-сканирование детали (где это возможно); получение геометрической формы и размеров межлопаточной зоны (методом получения силиконового слепка); сканирование слепка; выполнение ручных замеров; совмещение сканов детали; построение математической модели с учетом ручных замеров. При построении математической модели необходимо ориентироваться на знания и практический опыт в проектировании рабочих колес данного типа.

После выполнения предыдущих операций и построения математической модели была проведена комплексная оценка напряженно-деформированного состояния модели на разгонном режиме.

Часть этой оценки по определению необходимого натяга и распределению напряжений в соединении вал — ступица рабочего колеса была подробно изложена коллективом авторов в работе [7]. Не менее важным является исследование газодинамических характеристик, их моделирование и сравнение с расчетными, а также расчет динамики ротора. Некоторые исследования в этом направлении изложены в работе [8], которые хорошо коррелируют с результатами работ других авторов [9–14].

### Моделирование газодинамических характеристик (ГДХ)

Физические и математические настройки задачи для моделирования средствами компьютерной вычислительной гидрогазодинамики в САПР типа ANSYS CFD и ей подобных представлены ниже:

- рассматриваемая среда — водородсодержащий реальный газ;
- модель реального газа — Соава — Редлиха — Квонга (dry SRK);
- решатель — связанный, основанный на давлении;
- решение — квазистационарное;
- шаг по времени — автоматический, с изменяющимся временным масштабом;
- схема дискретизации — второго порядка;
- характеристики среды — сжимаемый, вязкий, теплопроводный газ;
- модель турбулентности — SST K-W.

Моделирование показало удовлетворительную сходимость расчетных и эталонных параметров компрессора (рис. 1). Расчетная модель центробежного компрессора моделировалась без подводящего патрубка, поэтому отношение давлений по расчету выше, чем в реальном компрессоре. На рис. 1а показаны фрагменты ГДХ — расчетные и с учетом понижающего коэффициента на подводящий патрубок.

Как видно из рис. 1б, относительная погрешность отношения давлений на номинальном режиме работы составила для расчетной модели:

$$\Delta = \left| \frac{\epsilon^* - \epsilon_{\text{ном}}^*}{\epsilon_{\text{ном}}^*} \right| \cdot 100 \% = \frac{1,378 - 1,35}{1,35} \cdot 100 \% = 2 \%$$

И для расчетов с допущением:

$$\Delta = \left| \frac{\varepsilon^* - \varepsilon_{\text{ном}}^*}{\varepsilon_{\text{ном}}^*} \right| \cdot 100 \% = \frac{1,357 - 1,35}{1,35} \cdot 100 \% = 0,55 \%.$$

При этом газодинамический расчет плохо смоделировал распределение температур по проточной части, занизив их на ~50 %. Для корректной оценки температур был введен поправочный коэффициент, который компенсирует неточность моделирования (рис. 1б).

#### Модальный анализ

Критические частоты ротора были рассчитаны для двух значений жесткости опор (рис. 2а для жесткости  $1 \cdot 10^9$  Нм и рис. 2б для жесткости  $2 \cdot 10^9$  Нм). Был получен ряд гармоник для каждой жесткости опор.

Расчет гармоник показал, что рабочая частота вращения (15 155 об/мин) находится между первой и второй критическими гармониками в обоих случаях. Запас по частоте можно рассчитать по формуле:

$$\Delta_{n \text{ гармоник}} = \left| \frac{n_{\text{1 крит}} - n_{\text{раб}}}{n_{\text{раб}}} \right| \cdot 100 \%.$$

При этом, произведя отстройку критических частот от рабочих оборотов, получим довольно значительный запас в обе стороны, что обеспечивает устойчивость системы.

#### Оценка напряженно-деформированного состояния (НДС)

Моделирование НДС производилось в соответствии с требованиями [2] и [15]. Стандарт API 617 определяет два ключевых понятия скорости (частоты вращения) ротора и рабочего колеса — максимальная частота вращения ротора, при которой оборудование может работать непрерывно (MCS) и частота вращения ротора, при которой активируется отключение компрессора (TRIP speed). Обе характеристики указаны в паспорте на оборудование и являются базовыми, на которое оборудование рассчитывается при его проектировании. При этом  $\text{MCS} \leq \text{TRIP}$ .

В зависимости от типа привода значение TRIP скорости может составлять 100 ... 115 % от MCS [15]. Для турбин и поршневых двигателей TRIP скорость выше MCS, так как для них требуется запас по частоте вращения для безопасного останова оборудования.

Для электродвигателей (особенно с регулируемой частотой вращения) скорость отключения равна MCS, так как указанная скорость контролируется электроникой.

По паспорту производителя компрессора TRIP скорость составляет 17 575 об/мин, что на 15 % выше номинальной частоты вращения. Максимальные напряжения в рабочем колесе возникали на этапе раскрутки до TRIP скорости и во время останова вращения и составили 767 МПа, в зоне пайки 738 МПа (рис. 3, при температуре 85 °C) при прочности детали после термообработки в 1000 МПа

#### КРИТИЧЕСКИЕ СКОРОСТИ ВРАЩЕНИЯ РОТОРА

	РАДИАНЫ В СЕКУНДУ	ОБОРОТЫ В МИНУТУ
1 ГАРМОНИКА:	638.5 1/C	6097. 0Б/МИН
2 ГАРМОНИКА:	2204.5 1/C	21052. 0Б/МИН
3 ГАРМОНИКА:	5166.6 1/C	49338. 0Б/МИН
4 ГАРМОНИКА:	5872.5 1/C	56078. 0Б/МИН
5 ГАРМОНИКА:	8390.9 1/C	80127. 0Б/МИН
6 ГАРМОНИКА:	9792.0 1/C	93507. 0Б/МИН

a)

Рис. 2. Результаты расчета критических частот ротора:

а — для жесткости  $1 \cdot 10^9$  Нм; б — для жесткости  $2 \cdot 10^9$  Нм

Fig. 2. Calculating results of the critical frequencies of the rotor:  
a — for the stiffness of  $1 \cdot 10^9$  Nm; б — for the stiffness of  $2 \cdot 10^9$  Nm

#### КРИТИЧЕСКИЕ СКОРОСТИ ВРАЩЕНИЯ РОТОРА

	РАДИАНЫ В СЕКУНДУ	ОБОРОТЫ В МИНУТУ
1 ГАРМОНИКА:	648.7 1/C	6194. 0Б/МИН
2 ГАРМОНИКА:	2270.2 1/C	21678. 0Б/МИН
3 ГАРМОНИКА:	5252.6 1/C	50158. 0Б/МИН
4 ГАРМОНИКА:	6842.0 1/C	65337. 0Б/МИН
5 ГАРМОНИКА:	9686.2 1/C	92496. 0Б/МИН

б)

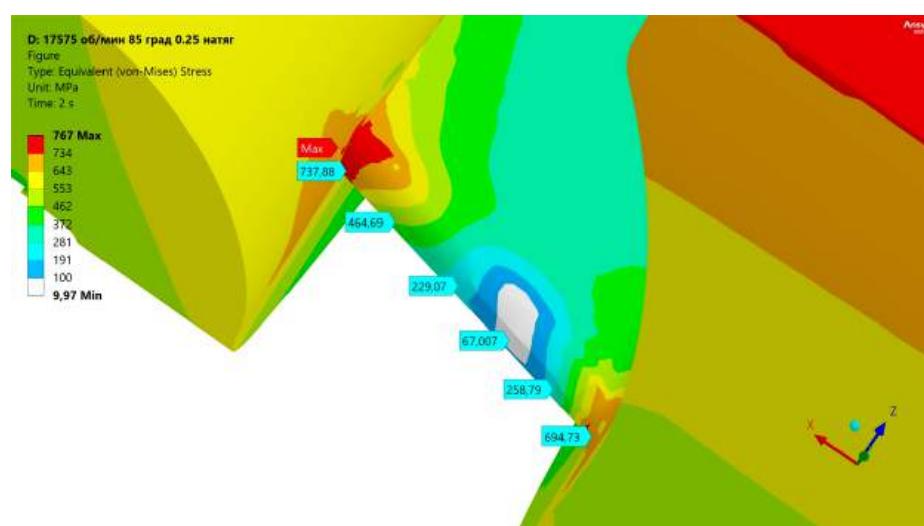


Рис. 3. Эпюра напряженно-деформированного состояния в зоне паяного шва (ротор)  
Fig. 3. Diagram of the stress-strain state in the area of the solder joint (rotor)

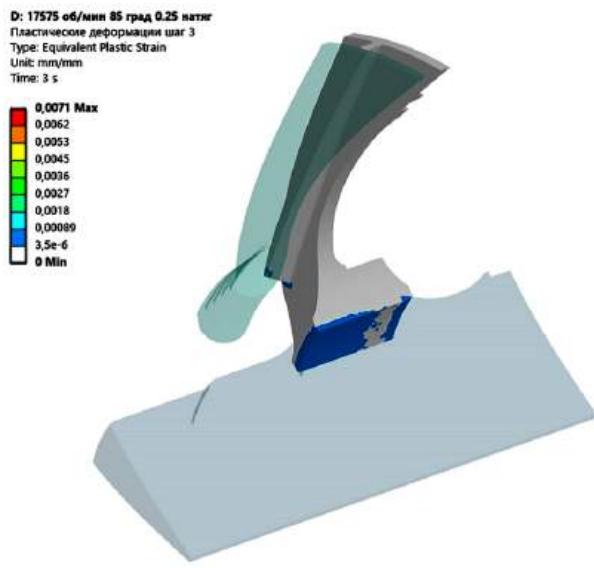


Рис. 4. Эпюра пластической деформации (ротор)  
Fig. 4. Plastic deformation diagram (rotor)

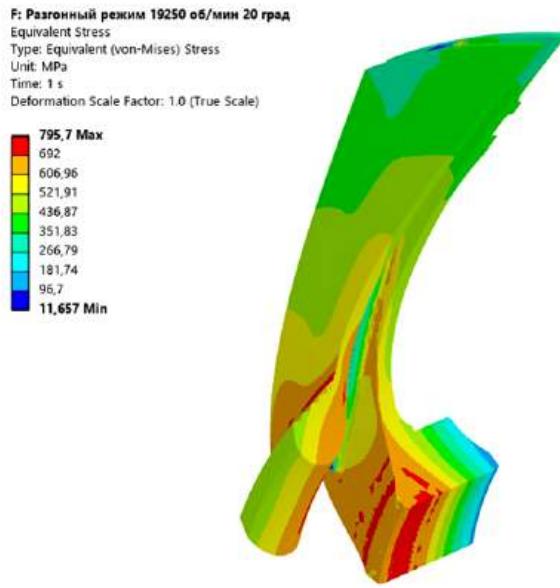


Рис. 5. Эпюра напряженно-деформированного состояния (рабочее колесо)  
Fig. 5. Stress-strain diagram (impeller)

и в зоне соединения 1135–1155 МПа, что подтверждает достаточный запас прочности.

Моделирование проводилось для рабочего колеса, изготовленного из стали 07Х16Н4Б ( $\sigma_t = 692$  МПа при 22 °C), посаженного на вал из стали 1.7225 EN 10083-3 ( $\sigma_t = 885$  МПа при 22 °C), материал припоя ПЖК-1000, ( $\tau_{op} = 450$  МПа при 22 °C). Расчеты выполнены для различных температурных режимов: 22 °C, 85 °C, 100 °C, 150 °C, 200 °C.

Расчет выполнен методом конечных элементов (МКЭ) в секторе 1/19 от полной модели. Рассмотрены контактные взаимодействия с учетом трения (коэффициент 0,18): движение диска вдоль вала — невозможно (frictionless support), движение вала вдоль оси ограничено (fixed support). Симметрия моделировалась использованием граничного условия (cyclic region). Нагрузки вводились в три этапа:

1. Инициация контакта вал — ступица.
2. Разгон до расчетной частоты вращения.
3. Остановка вращения и определение остаточных деформаций.

Пластические деформации (рис. 4) при моделировании разгонных испытаний составили 0,7 % и при последующих нагрузлениях не проявлялись. Необходимо также отметить, что при моделировании не учтена кромка паяного шва в месте сопряжения лопатки и покрывного диска, а моделирование и нагружение проведено при плоском контакте поверхностей. Таким образом, делая допущение об ограничениях при моделировании и интерпретации получаемых эпюр при моделировании МКЭ, считаем, что это является допустимым в нашем случае. Кроме того, качественная оценка результатов моделирования дана при проведении натурных испытаний.

Расчет малоциклической усталости был выполнен по методике [16] с коэффициентом запаса 5, рассчитанным по формуле Мэнсона:

$$\Delta \varepsilon_i = \left[ \ln \frac{1}{1 - \Psi(t, T)} \right]^{0,6} \cdot N^{-0,6} + \frac{3,5 [\sigma_{\text{дл}}(t, T) - \sigma_m]}{E(T)} \cdot N^{-0,12}.$$

Минимальный ресурс составил 1648 циклов.

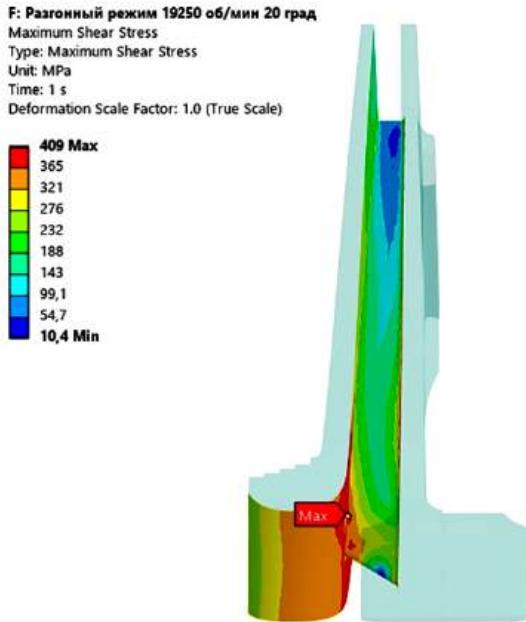


Рис. 6. Эпюра касательных напряжений (рабочее колесо)  
Fig. 6. Tangential stress diagram (impeller)

Если говорить отдельно о разгонных испытаниях рабочего колеса, то, согласно API 617, частота вращения, на которой испытывается рабочее колесо, должна составлять не менее 115 % от MCS или, в нашем случае, 19 250 об/мин в течение не менее чем 1 мин.

Эпюры напряженно-деформированного состояния, эпюра касательных напряжений и пластической деформации рабочего колеса на разгонном режиме, полученные по результатам моделирования при температуре 22 °C соответственно, приведены на рис. 5, 6 и 7.

При этом необходимо отметить, что, согласно эпюре, изображенной на рисунке, запас прочности обеспечивается только при оценке по критерию предела прочности, т. к. максимальные напряже-

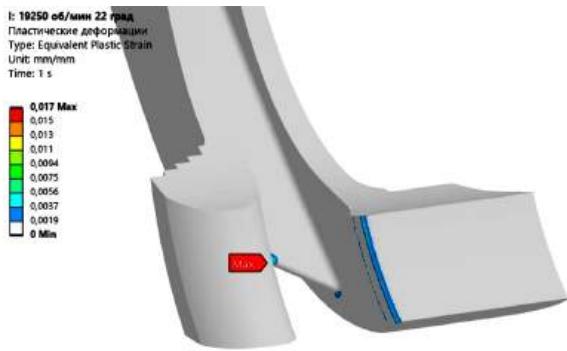


Рис. 7. Эпюра пластической деформации (рабочее колесо)  
Fig. 7. Plastic deformation diagram (impeller)



Рис. 8. Рабочее колесо на стенде  
Fig. 8. Impeller on the stand

ния — 753 МПа — выше предела текучести. Максимальные касательные напряжения в 409 МПа (рис. 6) обозначают краевые эффекты и не влияют на прочность сечения. Из-за возникновения областей пластической деформации (рис. 7) был проведен анализ малоцикловой усталости, где определено, что среднее количество циклов до разрушения равно 1000. В связи с этим особый интерес представляют результаты стендовых разгонных испытаний.

### Изготовление и стендовые разгонные испытания

На основе проведенных расчетов была разработана конструкторская документация и изготовлено рабочее колесо силами инженерного центра АО «Инженерно-производственные решения».

На производственной площадке АО «Энергомашиностроительный завод «ОРМА» были проведены разгонные испытания рабочего колеса центробежного компрессора ИЦК КЦК-01-100-1-8-А на специальном стенде (рис. 8).

Размеры колеса, обозначенные как определяющие (такие как отверстие для посадки на вал, уплотняющая поверхность, наружный диаметр) должны быть измерены до и после проведения разгонных испытаний. Все эти измерения и значение скорости, при которых проводились испытания, должны

Таблица 3. Результаты контроля размеров рабочего колеса

после разгонных испытаний

Table. 3. Results of the size control of the impeller after acceleration tests

№ п/п	Размер до разгонных испытаний, мм	Размер после разгонных испытаний, мм	Измеренное отклонение, мм	Величина допуска на размер по чертежу, мм
1	Ø 160,00 (технологи- ческий припуск на оснастку для разгонных испытаний)	Ø 160,05... Ø 160,19	0,05... 0,09	—
2	Ø 386,84	Ø 386,96	0,12	Ø 387 <sub>-0,23</sub>
3	Ø 202,34 (припуск под обработку в сборе)	Ø 202,36	0,02	—
4	Ø 235,82 (припуск под обработку в сборе)	Ø 236,02	0,20	—
5	49,99	49,99	0	50±0,1
6	8,27 – 8,33	8,27 – 8,33	0	8*±0,1

\* может отличаться от действительного размера согласно  
КД

быть представлены заказчику для ознакомления после окончания испытаний. Любая остаточная деформация центрального отверстия для посадки на вал или других определяющих размеров вне пределов допусков, указанных на чертеже, может являться причиной для отбраковки [15].

Рабочее колесо было разогнано до частоты вращения 19 250 об/мин с выдержкой по времени 3 мин. на установленныхся оборотах. После окончания разгонных испытаний был проведен контроль размеров и выполнена цветная дефектоскопия в соответствии с [17]. Результаты контроля размеров рабочего колеса приведены в табл. 3.

По результатам испытаний расчетные деформации не превысили допустимых значений по чертежу, и колесо успешно прошло испытания. В ходе проведения дефектоскопии дефекты не были обнаружены. Информация, полученная в ходе испытаний, была занесена в акт технического контроля, который подтверждает соответствие детали установленным нормам, стандартам.

### Заключение

Процесс создания рабочего колеса для высокоботористого центробежного компрессора ИЦК КЦК-01-100-1-8-А продемонстрировал, что успешное восстановление детали требует учета множества факторов — от выбора материалов и технологий пайки до точного моделирования нагрузок. Необходимость соблюдения жестких технологических норм и проведения комплексных расчетов подчеркивает сложность решаемой задачи. Полученные результаты подтверждают, что применение отечественных аналогов материалов, а именно стали 07Х16Н4Б и припоя ПЖК-1000, а также совре-

менных методов анализа позволяет создать рабочее колесо с характеристиками, близкими к лучшим образцам современной техники.

#### Список источников / References

- Хисамеев И. Г., Максимов В. А., Баткис Г. С., Гузельбайев Я. З. Проектирование и эксплуатация промышленных центробежных компрессоров. Казань: ФЭН, 2010. 671 с.
- Khisameyev I. G., Maksimov V. A., Batkis G. S., Guzel'bayev Ya. Z. Proyektirovaniye i ekspluatatsiya promyshlennyykh tsentrobereznykh kompressorov [Design and operation of industrial centrifugal compressors]. Kazan, 2010. 671 p. (In Russ.).
- СТО ИНТИ S.60.2 – 2023. Центробежные компрессорные установки для нефтепереработки и нефтехимии. Общие технические условия. Санкт-Петербург, 2023. 241 с.
- STO INTI S.60.2 – 2023. Tsentrobereznyye kompressoronye ustanovki dlya neftepererabotki i neftekhimii. Obshchiye tekhnicheskiye usloviya [Centrifugal compressor units for oil refining and petrochemistry. General specifications]. Saint Petersburg, 2023. 241 p. (In Russ.).
- ГОСТ 25054 – 81. Поковки из коррозионно-стойких сталей и сплавов. Общие технические условия. Введ. 01 – 01 – 1983. Москва: Изд-во стандартов, 1981. 12 с.
- GOST 25054 – 81. Pokovki iz korroziyonno-stoykikh staley i splavov. Obshchiye tekhnicheskiye usloviya [Forgings of corrosion-resistant steels and alloys. General specifications]. Moscow, 1981. 12 p. (In Russ.).
- Галиахметов И. Г. Конструкционные материалы центробежных и винтовых компрессоров. Выбор и технология их применения. Казань: ФЭН, 2009. 155 с. ISBN 978-5-9690-0069-8.
- Galiakhmetov I. G. Konstruktsionnye materialy tsentrobereznykh i vintovykh kompressorov. Vybor i tekhnologiya ikh primeniya [Structural materials of centrifugal and screw compressors. Selection and technology of their application]. Kazan, 2009. 155 p. ISBN 978-5-9690-0069-8. (In Russ.).
- Максименко И. А. Высокотемпературная вакуумная пайка центробежных рабочих колес из титановых сплавов: отработка технологии и расчётоно-экспериментальные исследования прочности соединений // Труды XIX Междунар. науч.-практ. конф. по компрессоростроению, посвященной 100-летию со дня рождения Владимира Борисовича Шнеппа / под общ. ред. Е. Р. Ибрагимова. Казань: Визард, 2024. С. 291 – 300. ISBN 978-5-6048101-3-2. EDN: WZCHKO.
- Maksimenko I. A. Vysokotemperaturnaya vakuumnaya payka tsentrobereznykh rabochikh koles iz titanovykh splavov: otrabotka tekhnologii i raschetoно-eksperimental'nyye issledovaniya prochnosti soyedineniy [High-temperature vacuum soldering of centrifugal impellers made of titanium alloys: technology development and computational and experimental studies of joint strength]. Trudy XIX Mezhdunar. nauch.-prakt. konf. po kompressorostroyeniyu, posvyashchennoy 100-letiyu so dnya rozhdeniya Vladimira Borisovicha Shneppa. Proceedings of the XIX International Scientific and Practical Conference on Compressor Engineering, dedicated to the 100th Anniversary of the birth of Vladimir Borisovich Schnepp / ed. by E. R. Ibragimov. Kazan, 2024. P. 291 – 300. ISBN 978-5-6048101-3-2. EDN: WZCHKO. (In Russ.).
- Справочник по пайке / под ред. И. Е. Петрунина. 3-е изд., перераб. и доп. Москва: Машиностроение, 2003. 480 с.
- Spravochnik po payke [Handbook on soldering] / ed. by I. E. Petrunin. 3rd. ed., revised and suppl. Moscow, 2003. 480 p. (In Russ.).
- Махонин А. В., Соловьев М. В., Рябов Ф. С., Цельмер М. Л. Сравнение методов расчета и выбора прессовых посадок рабочих колес на вал для современных технологических высокогооборотистых центробежных компрессоров // Потребители — производители компрессоров и компрессорного оборудования: сб. тр. междунар. симп. Санкт-Петербург: Политех-Пресс, 2025. С. 12 – 28. EDN: BEFBKK.
- Makhonin A. V., Solov'yev M. V., Ryabov F. S., Tsel'mer M. L. Sravneniye metodov rascheta i vybora pressovykh posadok rabochikh koles na val dlya sovremennykh tekhnologicheskikh vysokooborotistykh tsentrobereznykh kompressorov [Comparison of methods of calculation and selection of press fits of impellers on the shaft for modern technological high-speed centrifugal compressors]. Potrebiteli — proizvoditeli kompressorov i kompressoronnogo oborudovaniya. Consumers — Manufacturers of Compressors and Compressor Equipment. Saint Petersburg, 2025. P. 12 – 28. EDN: BEFBKK. (In Russ.).
- Егоров О. В., Махонин А. В., Сиверский А. С., Соловьев М. В., Цельмер М. Л. Создание линейки отечественных процессных компрессоров нефтеперерабатывающих заводов на основе опыта иностранных лидеров рынка // Компрессорные технологии. 2024. № 8. С. 28 – 32.
- Egorov O. V., Makhonin A. V., Siverskiy A. S., Solov'yev M. V., Tsel'mer M. L. Sozdaniye lineyki otechestvennykh protsessnykh kompressorov neftepererabatyvayushchikh zavodov na osnove opyta inostrannyykh liderov rynka [Creation of a line of domestic process compressors for oil refineries based on the experience of foreign market leaders]. Kompressornye Tekhnologii. 2024. No. 8. P. 28 – 32. (In Russ.).
- Rekstain A. F., Soldatova K. V., Galerkin Yu. B. Experience of application the computer program based on a simplified mathematical model for industrial centrifugal compressors candidates. IOP Conference Series Materials Science and Engineering. 2019. Vol. 604. P. 012045. DOI: 10.1088/1757-899X/604/1/012045.
- Rekstain A., Popova E., Ucehovscy A. Centrifugal compressor stages efficiency analysis by means of the approximate algebraic equations. AIP Conference Proceedings. 2018. Vol. 2007. P. 030036. DOI: 10.1063/1.5051897.
- Marenina L., Galerkin Yu., Drozdov A. Stator elements optimization of centrifugal compressor intermediate type stage by CFD methods. E3S Web of Conferences. 2020. Vol. 178. P. 01020. DOI: 10.1051/e3sconf/202017801020.
- Matas R., Syka T., Lunacek O. Numerical and experimental modelling of the centrifugal compressor stage — setting the model of impellers with 2D blades. EPJ Web of Conferences. 2017. Vol. 143. P. 02073. DOI: 10.1051/epjconf/201714302073.
- Matas R., Syka T., Hurda L. Experimental investigation and numerical modelling of 3D radial compressor stage and influence of the technological holes on the working characteristics. EPJ Web of Conferences. 2018. Vol. 180. P. 02060. DOI: 10.1051/epjconf/201818002060.
- Syka T., Matas R., Luňáček O. Numerical and experimental modelling of the radial compressor stage. AIP Conference Proceedings. 2016. Vol. 1745. P. 020059. DOI: 10.1063/1.4953753.
- API Standard 617 Axial and Centrifugal Compressors and Expander-compressors. 9th ed. Washington: API Publishing Services, 2022. 214 p.
- Махонин А. В., Маренина Л. Н., Семеновский В. Б., Максименко И. А. Расчет ступени центробежного компрессора с кольцевой сборной камерой методами вычислительной газодинамики // Компрессорная техника и пневматика. 2023. № 2. С. 11 – 18. EDN: ZNJUDX.
- Makhonin A. V., Marenina L. N., Semenovskiy V. B., Maksimenko I. A. Raschet stupeni tsentroberezhnogo kompressora s kol'tsevoy sbornoj kameroy metodami vychislitel'noy gazodinamiki [Calculation of the centrifugal compressor stage with an annular chamber by computational gas dynamics methods]. Kompressorная tekhnika i pnevmatika. Compressors and Pneumatics. 2023. No. 2. P. 11 – 18. EDN: ZNJUDX. (In Russ.).
- ГОСТ 18442 – 80. Контроль неразрушающий. Капиллярные методы. Общие требования. Введ. 01 – 07 – 1981. Москва: Стандартинформ, 2005. 33 с.
- GOST 18442 – 80. Kontrol' nerazrushayushchiy. Kapillyarnyye metody. Obshchiye trebovaniya [Nondestructive testing. Capillary methods. General requirements]. Moscow, 2005. 33 p. (In Russ.).

**КАЗАНЦЕВ Антон Александрович**, кандидат технических наук, доцент (Россия), начальник отдела АО «Инженерно-производственные решения», г. Санкт-Петербург, г. Кронштадт.

SPIN-код: 9980-8398

AuthorID (РИНЦ): 234408

ORCID: 0000-0002-8765-0895

AuthorID (SCOPUS): 56496487600

ResearcherID: G-4869-2017

Адрес для переписки: Kazantsev.AA@ipr-kron.ru

**МАЛАХОВ Дмитрий Романович**, инженер-конструктор третьей категории АО «Инженерно-производственные решения», г. Санкт-Петербург, г. Кронштадт.

SPIN-код: 6605-8590

AuthorID (РИНЦ): 1304621

Адрес для переписки: malakhov.dr@ipr-kron.ru

**МАХОНИН Артем Вадимович**, инженер-конструктор второй категории АО «Инженерно-производственные решения», г. Санкт-Петербург, г. Кронштадт.

SPIN-код: 6727-4540

AuthorID (РИНЦ): 1203402

ORCID: 0009-0008-5887-4823

Адрес для переписки: Makhonin.av@ipr-kron.ru

**РЯБОВ Филипп Сергеевич**, начальник управления (Управление виртуального полигона) АО «Инженерно-производственные решения», г. Санкт-Петербург, г. Кронштадт.

Адрес для переписки: ryabov.fs@ipr-kron.ru

**СОЛОВЬЕВ Михаил Владимирович**, руководитель центра — главный конструктор АО «Инженерно-производственные решения», г. Санкт-Петербург, г. Кронштадт.

SPIN- код: 2813-6385

AuthorID (РИНЦ): 1052385

Адрес для переписки: Solovev.MVla@ipr-kron.ru

**ЦЕЛЬМЕР Марк Леонидович**, начальник управления — главный конструктор АО «Инженерно-производственные решения», г. Санкт-Петербург, г. Кронштадт.

SPIN-код: 3918-4667

AuthorID (РИНЦ): 1304490

ORCID: 0009-0006-7789-3224

AuthorID (SCOPUS): 57201581051

ResearcherID: OCK-8697-2025

Адрес для переписки: zelmer.ml@ipr-kron.ru

**Прозрачность финансовой деятельности:** авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Статья поступила в редакцию 22.08.2025; одобрена после рецензирования 06.11.2025; принята к публикации 12.11.2025.

**KAZANTSEV Anton Aleksandrovich**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Department, JSC "Engineering and Manufacturing Solutions", Saint Petersburg, Kronstadt.

SPIN-code: 9980-8398

AuthorID (RSCI): 234408

ORCID: 0000-0002-8765-0895

AuthorID (SCOPUS): 56496487600

ResearcherID: G-4869-2017

Correspondence address: Kazantsev.AA@ipr-kron.ru

**MALAKHOV Dmitriy Romanovich**, Design Engineer, JSC "Engineering and Manufacturing Solutions", Saint Petersburg, Kronstadt.

SPIN-code: 6605-8590

AuthorID (RSCI): 1304621

Correspondence address: malakhov.dr@ipr-kron.ru

**MAKHONIN Artem Vadimovich**, Design Engineer, JSC "Engineering and Manufacturing Solutions", Saint Petersburg, Kronstadt.

SPIN-code: 6727-4540

AuthorID (RSCI): 1203402

ORCID: 0009-0008-5887-4823

Correspondence address: Makhonin.av@ic-k.ru

**RYABOV Filipp Sergeyevich**, Head of the Department, JSC "Engineering and Manufacturing Solutions", Saint Petersburg, Kronstadt.

Correspondence address: ryabov.fs@ipr-kron.ru

**SOLOVYEV Mikhail Vladimirovich**, Head of the Center — Chief Designer, JSC "Engineering and Manufacturing Solutions", Saint Petersburg, Kronstadt.

SPIN-code: 2813-6385

AuthorID (RSCI): 1052385

Correspondence address: Solovev.MVla@ipr-kron.ru

**TSELMER Mark Leonidovich**, Head of the Department — Chief Designer, JSC "Engineering and Manufacturing Solutions", Saint Petersburg, Kronstadt.

SPIN-code: 3918-4667

AuthorID (RSCI): 1304490

ORCID: 0009-0006-7789-3224

AuthorID (SCOPUS): 57201581051

ResearcherID: OCK-8697-2025

Correspondence address: zelmer.ml@ipr-kron.ru

**Financial transparency:** the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

The article was submitted 22.08.2025; approved after reviewing 06.11.2025; accepted for publication 12.11.2025.

# АНАЛИЗ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КОМБИНИРОВАННОГО ЦИКЛА АБСОРБЦИОННОЙ БРОМИСТОЛИТИЕВОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ С ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ ГЕНЕРАЦИЕЙ (ТИП 3) В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ПАРАМЕТРОВ ВНЕШНИХ ИСТОЧНИКОВ

О. С. Малинина, А. В. Бараненко, Ш. З. Байрамов, А. Н. Корнильев

Университет ИТМО, Россия, 197101, г. Санкт-Петербург, Кронверкский пр., 49

Абсорбционные холодильные машины, использующие для работы теплоту вторичных энергетических ресурсов и возобновляемых источников энергии, нашли широкое применение в системах хладоснабжения предприятий химической, нефтехимической, текстильной, металлургической и других отраслей промышленности. Преобразование теплоты в абсорбционных холодильных машинах осуществляется с помощью прямого и обратного циклов, поэтому для выработки холода необходимо располагать тремя внешними источниками теплоты: греющий, охлаждаемый (источник охлаждаемого объекта) и охлаждающий. Для получения холода в области положительных температур применяют абсорбционные бромистолитиевые холодильные машины. Многие предложенные для абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин циклы не исследованы до настоящего времени.

В работе представлены результаты исследования параметров действительного комбинированного термодинамического цикла абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины с двухступенчатой генерацией (тип 3) в зависимости от температур внешних источников. Определены показатели эффективности исследуемого цикла, нагрузки на теплообменные аппараты, оптимальная величина зоны дегазации водного раствора бромида лития. Выполнено исследование влияния на эффективность цикла величин неполноты насыщения раствора в абсорбере и неполноты выпаривания раствора в генераторе.

**Ключевые слова:** действительный комбинированный термодинамический цикл, абсорбционная бромистолитиевая холодильная машина, двухступенчатая генерация раствора, энергоэффективность, недонасыщение раствора в абсорбере, недовыпаривание раствора в генераторе.

**Для цитирования:** Малинина О. С., Бараненко А. В., Байрамов Ш. З., Корнильев А. Н. Анализ показателей комбинированного цикла абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины с двухступенчатой генерацией (тип 3) в зависимости от параметров внешних источников // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 4. С. 55–62. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-4-55-62. EDN: YOGUST.



Малинина О. С., Бараненко А. В., Байрамов Ш. З., Корнильев А. Н., 2025.  
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

# ANALYSIS OF THE COMBINED CYCLE INDICATORS OF THE LITHIUM BROMIDE ABSORPTION REFRIGERATION MACHINE WITH DOUBLE-STAGE GENERATION (TYPE 3) DEPENDING ON THE PARAMETERS OF EXTERNAL SOURCES

О. С. Malinina, А. В. Baranenko, Sh. Z. Bayramov, А. Н. Kornilev

ITMO University, Russia, Saint Petersburg, Kronverkskiy Ave., 49, 197101

Absorption refrigeration machines that use the heat of secondary energy resources and renewable energy sources for operation have found wide application in refrigeration systems in the chemical, petrochemical, textile, metallurgy and other industries. Heat conversion in absorption refrigeration machines is accomplished using direct and reverse cycles, so three external heat sources are required to generate cold: a heating source, a source being cooled (the source of the cooled object), and a cooling source. Lithium bromide absorption refrigeration machines are used to generate cold at above-zero temperatures. Many proposed cycles for lithium bromide absorption refrigeration machines have not yet been studied.

The paper presents the results of a study of the parameters of a real combined thermodynamic cycle of lithium bromide absorption refrigeration machines with double-stage generation (type 3) depending on the temperatures of external sources. The cycle's efficiency indicators, heat exchanger loads, and the optimal degassing zone for an aqueous lithium bromide solution are determined. The efficiency indicators of the studied cycle, the loads on heat exchangers, and the optimal value of the degassing zone of an aqueous solution of lithium bromide were determined. A study was carried out to determine the influence of the values of incompleteness of solution saturation in the absorber and incompleteness of solution evaporation in the generator on the cycle efficiency.

**Keywords:** actual combined thermodynamic cycle, lithium bromide absorption refrigeration machine, double-stage solution generation, energy efficiency, undersaturation of the solution in the absorber, under-evaporation of the solution in the generator.

**For citation:** Malinina O. S., Baranenko A. V., Bayramov Sh. Z., Kornilev A. N. Analysis of the combined cycle indicators of the lithium bromide absorption refrigeration machine with double-stage generation (type 3) depending on the parameters of external sources. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 4. P. 55–62. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-4-55-62. EDN: YOGUST.



© Malinina O. S., Baranenko A. V., Bayramov Sh. Z., Kornilev A. N., 2025.  
The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

## Введение

Применение абсорбционных холодильных машин (АХМ) на возобновляемых источниках энергии (ВИЭ) или вторичных энергетических ресурсах (ВЭР) обеспечивает экономию производимой энергии. Поэтому не ослабевает интерес к исследованию этих машин и комплексов, в которых они используются [1 – 10]. В статье [1] выполнен анализ возможности интеграции в систему утилизации отработанного тепла коммунального предприятия разработанной коррозионно-стойкой абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины (АБХМ) для охлаждения морской воды. Результаты показали, что энергетическая и эксергетическая эффективность сети утилизации отходящего тепла повышается на 55,9 и 86,1 % соответственно. Авторами работы [2] рассмотрено использование теплоты отходящих дымовых газов для привода одноступенчатой АБХМ, интегрированной с мембранным конденсатором. В публикации [3] предлагается каскадная система, состоящая из АБХМ и установки, работающей по транскритическому циклу на  $\text{CO}_2$ , для рекуперации отходящего тепла с температурным потенциалом 90 – 150 °C. Авторами исследования [4] предложена новая комбинированная система охлаждения, отопления и электроснабжения, состоящая из установки, работающей на  $\text{CO}_2$ , АБХМ и нагревателей для рекуперации отработанного тепла газовой турбины. Результаты показали, что эффективность эксергии системы когенерации на 4,62 % выше, чем у автономного энергетического цикла. В работе [5] представлена каскадная система, состоящая из одноступенчатой АБХМ и установки, работающей по циклу Калины, для утилизации низкотемпературного отработанного тепла. В исследовании [6] рассмотрена система когенерации, в которой тепло от газотурбинного модульного гелиевого реактора использовалось в качестве входной энергии двигателя Стирлинга и АБХМ для производства дополнительной мощности и охлажденной воды соответственно. Результаты показывают, что массовый расход гелия сократился на 16,1 – 17,78 %. Авторами работы [7] предложена инновационная гибридная система тригенерации, включающая в свой состав АБХМ с приводом от отводимого тепла фосфорно-кислотного топливного элемента.

В статье [8] рассмотрена интеграция охладителя воздуха с одноступенчатой АБХМ, использующей для привода отводимое тепло фазы сжатия цикла сжижения. Результаты показали увеличение эксергетической эффективности на 11,5 %.

Совместное использование многоступенчатого компрессора и одноступенчатой АБХМ на теплоте водяного пара после турбины компрессора обеспечивает снижение потребления электроэнергии и выбросов диоксида углерода в атмосферу [9]. По оценке авторов срок окупаемости проекта составит 7,7 лет. В статье [10] выполнено экспериментальное исследование эффективности АБХМ, работающей по циклу с двухступенчатой генерацией и приводом от отработанного тепла для системы кондиционирования воздуха.

Однако в действующих системах охлаждения тепловой потенциал ВЭР используется не в полном объеме, что вдвое снижает эффективность выработки холода. При наличии теплоты с потенциалом, достаточным для обогрева высокотемпературного генератора АБХМ (140 °C и более) целесообразно применение циклов с многоступенчатой генерацией и комбинированных циклов [11 – 16]. Авторы работы [12] исследовали новый генератор для абсорбционного охладителя, использующий тепло от горячей воды вместо выхлопных газов двигателя внутреннего сгорания. Исследователи в публикации [13] выполнили эксергетический и экономический анализ, а также оптимизацию абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины с двухступенчатой генерацией (АБХМДГ), интегрированной в систему охлаждения морской воды. Результаты показали, что в оптимальных рабочих условиях расчетные значения коэффициента прироста мощности и теплового коэффициента составляют 2,02 и 1,25 соответственно. В работе [14] выполнена оптимизация эффективности АБХМ с трехступенчатой генерацией раствора. Из результатов исследования следует, что при температуре от 142 до 227 °C диапазон оптимальных значений теплового коэффициента составил 1,05 – 2,13. При этом массовый расход раствора, подаваемого в генераторы низкого, среднего и высокого давления, составил 2,1 – 22,1 кг/ч, 2,2 – 23,8 кг/ч и 2,9 – 44,6 кг/ч на 1 кВт холодопроизводительности соответственно. В статье

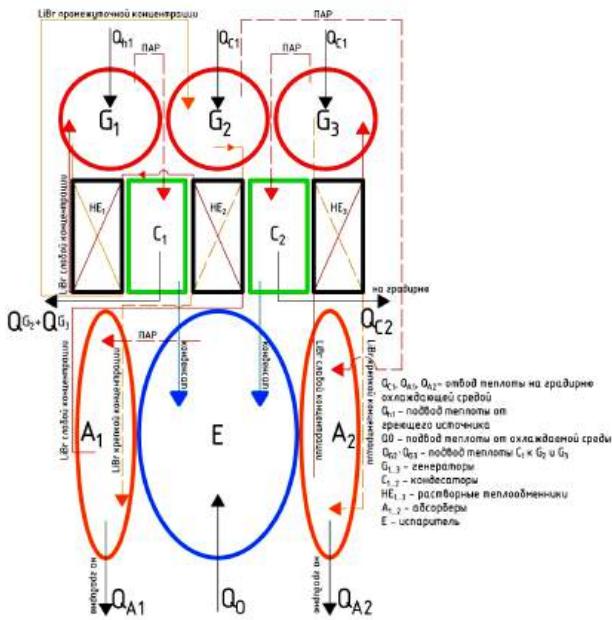


Рис. 1. Схема КАБХМДГ (тип 3)  
Fig. 1. Scheme of the CLBARMMDG (type 3)

[15] проведен анализ эффективности комбинированных циклов АБХМ с двухступенчатой генерацией. Оптимальная температура греющего источника должна находиться в диапазоне 110 – 140 °С. Публикация [16] посвящена разработке математической модели для исследования эффективности работы АБХМ с двухступенчатой генерацией с приводом от солнечных коллекторов, работающих в диапазоне температур 135 – 180 °С. Результаты показали, что эффективность эксергии составила 6,9 % при оптимальных условиях.

#### Постановка задачи

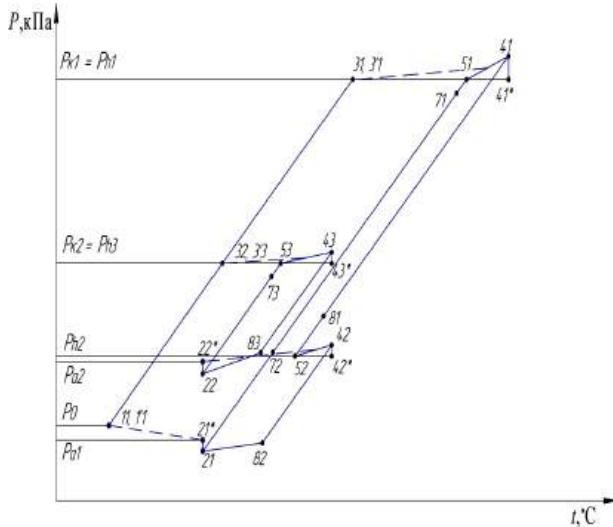
Из представленного анализа следует, что в последнее десятилетие в основном производятся и применяются одноступенчатые АБХМ и АБХМ с двухступенчатой генерацией раствора. В литературном источнике [17] приведены сведения о различных циклах АБХМ. Интеграция АБХМ на этих циклах в системы охлаждения способна повысить их технико-экономическую эффективность. Однако по большинству из них отсутствуют сведения по методикам расчетов и величинам тепловых коэффициентов.

Цель работы — разработка методики расчета, определение значений теплового коэффициента и границ осуществления действительного комбинированного цикла АБХМДГ (тип 3) при различных параметрах внешних источников.

Принципиальная схема АБХМДГ (тип 3) приведена на рис. 1.

Машина выполнена из следующих теплообменных аппаратов: абсорбера A1 и A2; конденсаторы C1 и C2; генераторы G1, G2 и G3; теплообменники растворов HE1, HE2, HE3. Движение раствора по контурам организовано следующим образом: A1 – G1 – G2 – A1 и A2 – G3 – A2. Описание принципа действия представлено в [18].

Рассматриваемый цикл (рис. 2) состоит из двух ступеней, соединенных параллельно: одноступенчатого цикла АБХМ и цикла АБХМДГ с последовательным движением раствора по ступеням генератора.



Удельная тепловая нагрузка на генератор, кДж/кг:

— цикл АБХМДГ:

низкотемпературная ступень

$$q_{h1} = x \cdot h_{3'1} + (a_1 - x) \cdot h_{41} - a_1 \cdot h_{71}; \quad (8)$$

высокотемпературная ступень

$$q_{h2} = (1 - x) \cdot h_{3'2} + (a_1 - 1) \cdot h_{42} - (a_1 - x) \cdot h_{81}; \quad (9)$$

— цикл АБХМ

$$q_{h3} = (1 - x) \cdot h_{3'3} + (a_2 - 1 + x) \cdot h_{43} - a_2 \cdot h_{22}. \quad (10)$$

Удельная тепловая нагрузка на теплообменники, кДж/кг:

— цикл АБХМДГ:

низкотемпературная ступень

$$q_{he1} = (a_1 - x) \cdot (h_{41} - h_{81}); \quad (11)$$

высокотемпературная ступень

$$q_{he2} = (a_1 - 1) \cdot (h_{42} - h_{82}); \quad (12)$$

— цикл АБХМ

$$q_{he3} = (a_2 - 1 + x) \cdot (h_{43} - h_{83}). \quad (13)$$

Тепловой коэффициент

$$\zeta = \frac{q_0}{q_{h1}}. \quad (14)$$

Для выполнения расчетов рассматриваемого цикла (рис. 1) была разработана математическая модель, блок-схема которой представлена на рис. 3.

Реализация математической модели осуществляется с помощью языка программирования C# в среде VisualStudio на базе технологии WinForms для построения графического интерфейса и удобства анализа результатов, полученных в процессе проведения расчетов.

При разработке модели приняты следующие допущения: концентрация крепкого раствора бромистого лития не должна превышать 64 %, так как при более высоких значениях концентрации возрастает риск его кристаллизации; минимальная зона дегазации должна составлять не менее 3 % с целью минимизации необратимых потерь в цикле.

Приняты следующие исходные данные для расчета исследуемого цикла:  $t_{w1} = t_{wa11} = t_{wa12} = t_{wk11} = 20 - 30^{\circ}\text{C}$  — температура охлаждающей воды;  $t_{s1} = 12 - 16^{\circ}\text{C}$  — температура охлаждаемой среды;  $\Delta\xi = \Delta\xi_1 = \Delta\xi_2 = 3; 4; 5\%$  — зона дегазации для двух ступеней.

В результате проведенного исследования получены зависимости основных показателей эффективности действительного комбинированного цикла АБХМДГ (тип 3) при различных параметрах внешних источников.

### Результаты исследования

На рис. 4 приведены зависимости  $t_{h11}$  в диапазоне, при котором может осуществляться цикл КАБХМДГ (тип 3) от  $\Delta\xi$  при различной температуре охлаждающей среды. Для осуществления цикла КАБХМДГ (тип 3) температура греющего источни-

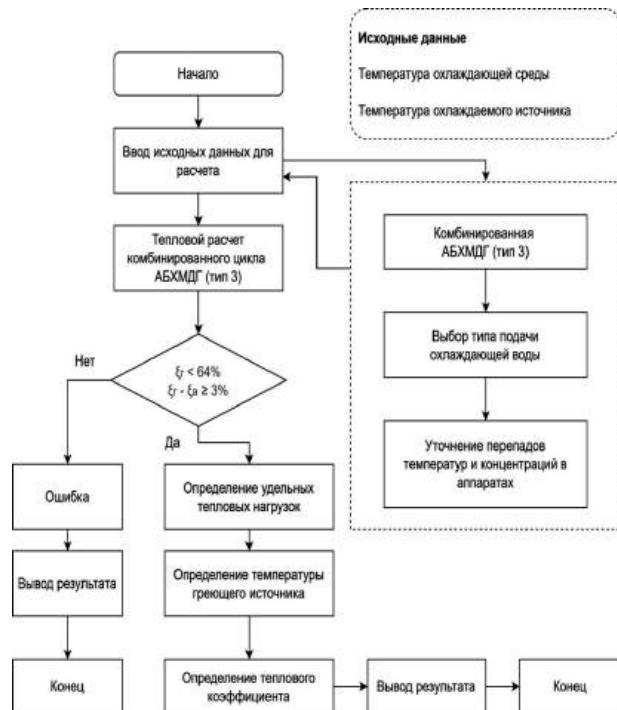


Рис. 3. Блок-схема математической модели для расчета КАБХМДГ (тип 3)

Fig. 3. Block diagram of the simulation model for the calculation of the CLBARMDG (type 3)

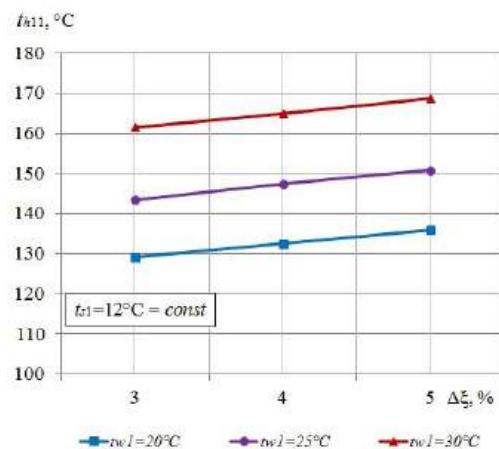


Рис. 4. Температуры греющей среды от  $\Delta\xi$  при различной температуре охлаждающей среды

Fig. 4. Temperatures of the heating medium on  $\Delta\xi$  at different temperatures of the cooling medium

ка, подаваемого в генератор G1, должна находиться в пределах  $t_{h11} = (129 - 169)^{\circ}\text{C}$ .

Приведенные результаты (рис. 4) свидетельствуют о том, что в пределах параметров исследования наибольшее влияние на  $t_{h11}$  оказывает температура охлаждающей воды. Например, при  $\Delta\xi = 4\%$  увеличение  $t_{w1}$  от 20 до 30 °C приводит к росту температуры греющего источника более чем на 30 °C, со 132 до 165 °C. При изменении  $\Delta\xi$  от 3 до 5 %  $t_{h11}$  возрастает на 5–6 %.

На рис. 5 представлена графическая зависимость удельных тепловых потоков аппаратов  $q_i$  от зоны дегазации при различной температуре охлаждающей среды.

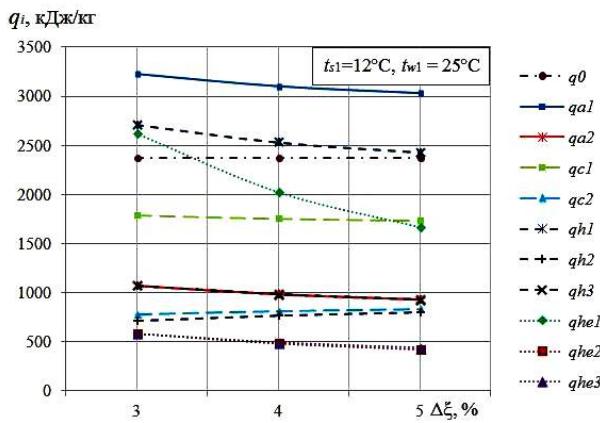


Рис. 5. Графическая зависимость удельных тепловых потоков аппаратов от  $\Delta\xi$  при различной температуре охлаждающей среды

Fig. 5. Graphical dependence of specific heat loads on the main heat exchangers on  $\Delta\xi$  at different temperatures of the cooling medium

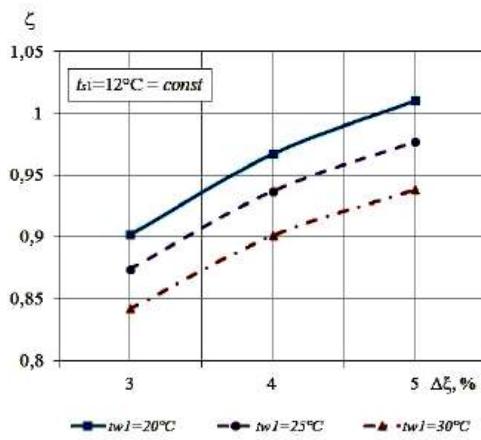
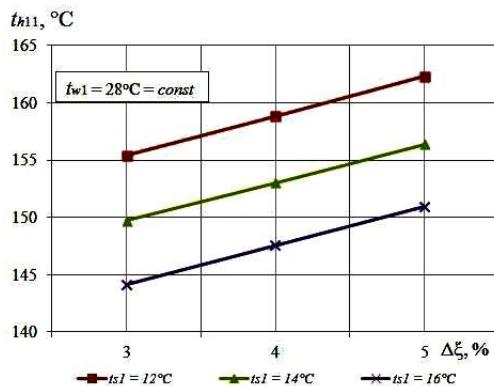


Рис. 6. Графическая зависимость  $\zeta$  от  $\Delta\xi$  при различной температуре охлаждающей среды

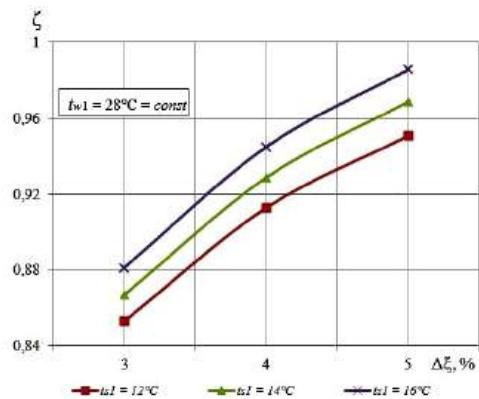
Fig. 6. Graphical dependence of  $\zeta$  on  $\Delta\xi$  at different temperatures of the cooling medium



a)

Рис. 7. Графическая зависимость температуры греющего источника (а) и теплового коэффициента (б) от  $\Delta\xi$  при различной температуре охлаждаемой среды

Fig. 7. Graphical dependences of the temperature of the heating source (a) and the thermal coefficient (b) on  $\Delta\xi$  at different temperatures of the cooled medium



б)

Представленные результаты анализа (рис. 5) показывают, что величина  $\Delta\xi$  влияет на удельные тепловые потоки аппаратов. При росте  $\Delta\xi$  от 3 до 5 % снижаются величины  $q$  абсорбера A1 и A2 на 6,6 % и 15,4 %, генераторов G1 и G3 на 11,7 % и 15,5 %, конденсатора C1 на 3 %, теплообменников раствора HE1, HE2, HE3 на 55,8 %, 38,3 % и 33,4 % соответственно; возрастает тепловой поток генератора G2 и конденсатора C2 на 12 % и 7,4 % соответственно.

На рис. 6 представлена графическая зависимость теплового коэффициента  $\zeta$  от зоны дегазации при различной температуре охлаждающей среды. При принятых параметрах исследования величина  $\zeta$  изменяется от 0,84 до 1,01. Увеличение  $\Delta\xi$  от 3 до 5 % приводит к росту  $\zeta$  на 12–13 %, при возрастании  $t_{w1}$  от 20 до 30 °C  $\zeta$  снижается на 7–9 %.

На рис. 7а, б представлены графические зависимости температуры греющего источника (рис. 7а) и теплового коэффициента (рис. 7б) от зоны дегазации при различной температуре охлаждаемой среды.

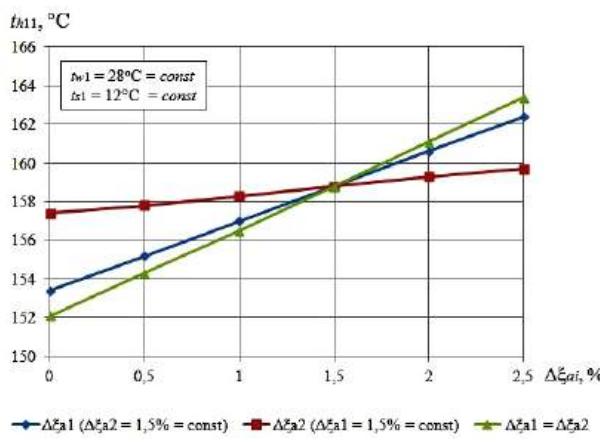
С повышением температуры охлаждаемой среды на 4 °C (рис. 4а, б) температура греющего источника снижается на 7,7 %, а величина теплового коэффициента возрастает на 3,5 %.

Из названных результатов следует, что наиболее оптимальными являются режимы АБХМ на изученном цикле при  $\Delta\xi$  в районе 5 %. При создании машин для условий эксплуатации  $\Delta\xi = 5$  % могут быть существенно сокращены площади теплообменной поверхности растворных теплообменников.

Недонасыщение раствора в абсорбере  $\Delta\xi_{ai}$  и недовыпаривание раствора в генераторе  $\Delta\xi_{ri}$ , относящиеся к необратимым потерям действительных термодинамических циклов АБХМ, оказывают существенное влияние на эффективность циклов [20, 21].

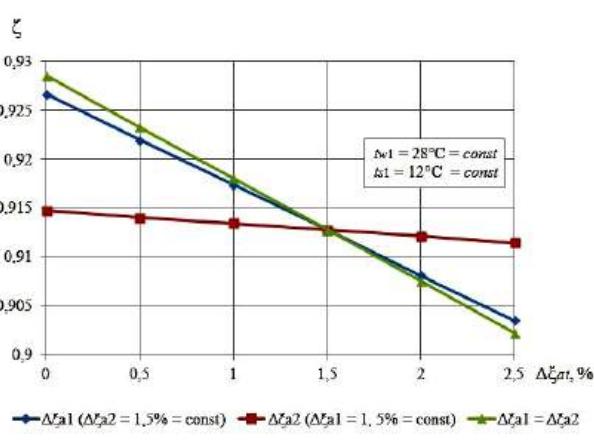
В данной работе проведено исследование влияния названных величин, неполноты насыщения раствора в абсорберах A1 и A2 и неполноты выпаривания раствора в генераторах G2 и G3, на эффективность исследуемого цикла.

Расчет выполнялся по исходным данным исходя из недопущения кристаллизации раствора:  $t_{w1} = 28$  °C — температура охлаждающей среды;  $t_{s1} = 12$  °C — температура охлаждаемой среды;  $\Delta\xi_{ai} = 0-2,5$  % — неполнота насыщения раствора;  $\Delta\xi_{ri} = 0-3,5$  % — неполнота выпаривания раствора. При  $\Delta\xi_{ai} = 0$  и  $\Delta\xi_{ri} = 0$  имеет место быть теоретический цикл; при  $0 < \Delta\xi_{ai} < 2,5$  % и  $0 < \Delta\xi_{ri} < 3,5$  % реализуется действительный цикл.

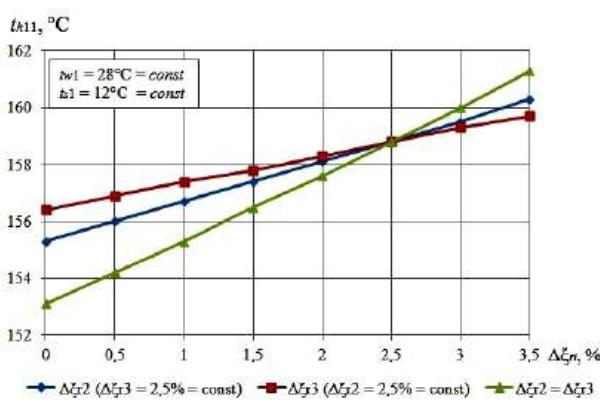


a)

Рис. 8. Влияние величины недонасыщения раствора в абсорберах на  $t_{h11}$  (а) и  $\zeta$  (б)  
Fig. 8. The influence of the value of undersaturation of the solution in absorbers on  $t_{h11}$  (a) and  $\zeta$  (b)

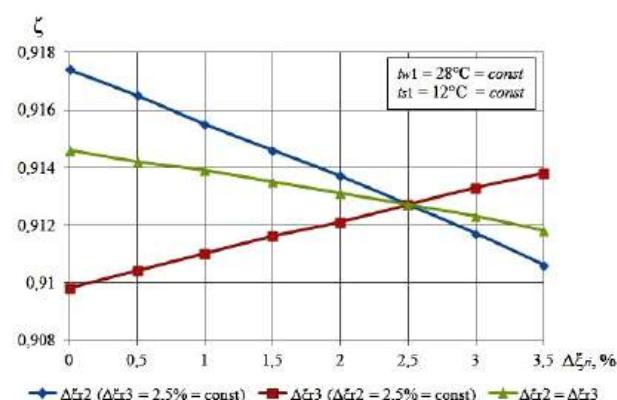


б)



а)

Рис. 9. Влияние величины недовыпаривания раствора в генераторах G2 и G3 на  $t_{h11}$  (а) и  $\zeta$  (б)  
Fig. 9. Influence of the value of under-evaporation of the solution in generators G2 and G3 on  $t_{h11}$  (a) and  $\zeta$  (b)



б)

На рис. 8а, б приведены результаты анализа влияния  $\Delta\xi_a$  на температуру теплоносителя генератора G1 и величину  $\zeta$ .

Из представленных на рис. 8а, б зависимостей следует, что  $t_{h11}$  возрастает на 5,7 %, а  $\zeta$  снижается на 2,6 % при увеличении  $\Delta\xi_{a1}$  от 0 до 2,5 % и неизменной  $\Delta\xi_{a2}$ . Удельный тепловой поток A2 в три раза ниже, чем у A1 (рис. 5), поэтому при повышении величины  $\Delta\xi_{a2}$  и неизменной  $\Delta\xi_{a1}$  названные параметры изменяются лишь на +1,5 и -0,36 %. При совместном росте  $\Delta\xi_{a1}$  и  $\Delta\xi_{a2}$  рассматриваемые параметры изменяются следующим образом:  $t_{h11}$  увеличивается на 7,4 %, а  $\zeta$  уменьшается на 2,9 %.

На рис. 9а, б приведены результаты исследования влияния величины недовыпаривания раствора в генераторах G2 и G3 на  $t_{h11}$  и  $\zeta$ .

Из графика на рис. 9а, б видно, что увеличение  $\Delta\xi_r$  от 0 до 3,5 % в генераторах G2 и G3 приводит к росту  $t_{h11}$  на 5,4 % (рис. 9а), при этом  $\zeta$  меняется незначительно, снижается на 0,31 % (рис. 9б).

### Выводы

Выполнено исследование влияния параметров внешних источников на эффективность действительного комбинированного цикла АБХМДГ (тип 3). Они показали, что при принятых условиях исследования показатели действительного термодинамического цикла составляют  $t_{h11} = (129 - 169) ^\circ\text{C}$ ,  $\zeta = 0,84 - 1,01$  при изменении температуры охлаж-

дающей среды в пределах  $t_{w1} = (20 - 30) ^\circ\text{C}$ ; при изменении температуры охлаждаемой среды в диапазоне  $t_{s1} = (12 - 16) ^\circ\text{C}$  и  $t_{w1} = 28 ^\circ\text{C} - t_{h11} = (144,1 - 162,3) ^\circ\text{C}$ ,  $\zeta = 0,88 - 0,95$ .

Результаты также продемонстрировали, что величина неполноты насыщения раствора в абсорберах A1 и A2 более существенно влияет на энергетическую эффективность данного цикла, чем величина неполноты выпаривания раствора в генераторах G2 и G3: при повышении  $\Delta\xi_{a1}$  температура греющего источника возрастает в среднем на 5 %, тепловой коэффициент снижается в среднем на 2 %; при повышении  $\Delta\xi_{r1}$  температура греющего источника возрастает в среднем на 3,6 %, тепловой коэффициент меняется незначительно (менее 1 %).

Установлено, что в рассмотренном диапазоне параметров оптимальной является зона дегазации водного раствора бромида лития, равная 5 %.

### Список источников / References

1. Du S., Xu Z., Wang R. [et al.]. Development of direct seawater-cooled LiBr- $\text{H}_2\text{O}$  absorption chiller and its application in industrial waste heat utilization. *Energy*. 2024. Vol. 294 (8). P. 130816. DOI:10.1016/j.energy.2024.130816.
2. Salilah E. M., Bamaga O., Almatrafi E. [et al.]. Performance analysis of a novel absorption-refrigeration driven membrane condenser system for recovery of water and waste heat from flue

- gas. *International Journal of Refrigeration*. 2023. Vol. 156. P. 219–231. DOI:10.1016/j.ijrefrig.2023.10.011.
3. Yang S., Deng C., Liu Z. Optimal design and analysis of a cascade LiBr/H<sub>2</sub>O absorption refrigeration/transcritical CO<sub>2</sub> process for low-grade waste heat recovery. *Energy Conversion and Management*. 2019. Vol. 192 (7). P. 232–242. DOI:10.1016/j.enconman.2019.04.045.
4. Li B., Wang S.-S., Wang K. [et al.]. Thermo-economic analysis of a combined cooling, heating and power system based on carbon dioxide power cycle and absorption chiller for waste heat recovery of gas turbine utilization. *Energy Conversion and Management*. 2020. Vol. 224. P. 113372. DOI: 10.1016/j.enconman.2020.113372.
5. Liu Z., Xie N., Yang S. Thermodynamic and parametric analysis of a coupled LiBr/H<sub>2</sub>O absorption chiller/Kalina cycle for cascade utilization of low-grade waste heat. *Energy Conversion and Management*. 2020. Vol. 205. P. 112370. DOI: 10.1016/j.enconman.2019.112370.
6. Alali A. E., Al Tubeshat A., Al Khasawneh K. Performance analysis of stirling engine double-effect absorption chiller hybrid system for waste heat utilization from gas turbine modular helium reactor. *Energy Conversion and Management*. 2022. Vol. 251 (1). P. 114976. DOI:10.1016/j.enconman.2021.114976.
7. Chen Z., Ripin Z. M., Wang J. Thermodynamic and economic analysis of a phosphoric acid fuel cell combined heating cooling and power system. *Energies*. 2024. Vol. 17 (16). P. 4038. DOI: 10.3390/en17164038.
8. Borri E., Tafone A., Comodi G. [et al.]. Improving liquefaction process of microgrid scale liquid air energy storage (LAES) through waste heat recovery (WHR) and absorption chiller. *Energy Procedia*. 2017. Vol. 143. P. 699–704. DOI: 10.1016/j.egypro.2017.12.749.
9. Ul Haq E., Taqvi S. A. A., Naqvi M. [et al.]. Multistage carbon dioxide compressor efficiency enhancement using waste heat powered absorption chillers. *Energy Science & Engineering*. 2021. Vol. P. 1373–1384. DOI: 10.1002/ese3.898.
10. Shieh A., Hu S.-C., Chiang K.-H. Effect of operating variables on performance of an absorption chiller driven by heat from municipal solid waste incineration. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*. 2018. Vol. 27. P. 134–140. DOI: 10.1016/j.seta.2018.04.008.
11. Xu Z. Y., Wang R. Z. Absorption refrigeration cycles: Categorized based on the cycle construction. *International Journal of Refrigeration*. 2016. Vol. 62. P. 114–136. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2015.10.007.
12. Dadpour D., Deymi-Dashtebayaz M., Hoseini-Modaghegh A. [et al.]. Proposing a new method for waste heat recovery from the internal combustion engine for the double-effect direct-fired absorption chiller. *Applied Thermal Engineering*. 2022. Vol. 216 (2). P. 119114. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2022.119114.
13. Bhowmick A., Kundu B. Exergoeconomic assessment and optimization of a double effect absorption chiller integrated with a humidification-dehumidification desalination system. *Energy Conversion and Management*. 2021. Vol. 247. P. 114766. DOI: 10.1016/j.enconman.2021.114766.
14. Lizarte R., Marcos J. D. COP optimisation of a triple-effect H<sub>2</sub>O/LiBr absorption cycle under off-design conditions. *Applied Thermal Engineering*. 2016. Vol. 99. P. 195–305. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2015.12.121.
15. Wang J., Zheng D. Performance of one and a half-effect absorption cooling cycle of H<sub>2</sub>O/LiBr system. *Energy Conversion and Management*. 2009. Vol. 50 (12). P. 3087–3095. DOI: 10.1016/j.enconman.2009.08.004.
16. Ibrahim N. I., Al-Sulaiman F. A., Ani F. N. A detailed parametric study of a solar driven double-effect absorption chiller under various solar radiation data. *Journal of Cleaner Production*. 2020. Vol. 251. P. 119750. DOI: 10.1016/j.jclepro.2019.119750.
17. Nikbakhti R., Wang X., Hussein A. K. [et al.]. Absorption cooling systems — Review of various techniques for energy performance enhancement. *Alexandria Engineering Journal*. 2020. Vol. 59 (2). P. 707–738. DOI: 10.1016/j.aej.2020.01.036.
18. Бараненко А. В., Малинина О. С. Развитие систем ходоснабжения на базе абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин // Вестник Международной академии холода. 2024. № 1. С. 3–12. DOI: 10.17586/1606-4313-2024-23-1-3-12. EDN: ICQZTI.
- Baranenko A. V., Malinina O. S. Razvitiye sistem kholodosnabzheniya na baze absorbtionnykh bromistolitievых kholodil'nykh mashin [Refrigeration supply systems based on lithium bromide absorption refrigerating machines]. Vestnik Mezhdunarodnoy akademii kholoda. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2024. No. 1. P. 3–12. DOI: 10.17586/1606-4313-2024-23-1-3-12. EDN: ICQZTI. (In Russ.).
19. Малинина О. С., Бараненко А. В., Аль-Фураиджи М. А. [и др.]. Эффективность абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины с многоступенчатыми процессами абсорбции и генерации со связанным потоком массы. Омский научный вестник. Серия Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2021. Т. 5, № 2. С. 9–17. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-2-9-17. EDN: JPVVVE.
- Malinina O. S., Baranenko A. V., Al'-Furaidzhi M. A. [et al.]. Effektivnost' absorbtionnoy bromistolitievoy kholodil'noy mashiny s mnogostupenchatymi protsessami absorbtii i generatsii so svyazannym potokom massy [Efficiency of lithium bromide absorption chiller with multi-stage absorption and generation processes with associated mass flow]. Omskiy nauchnyy vestnik. Seriya Aviatsionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2021. Vol. 5, no. 2. P. 9–17. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-2-9-17. EDN: JPVVVE. (In Russ.).
20. Бараненко А. В., Бухарин Н. Н., Пекарев В. И. [и др.]. Холодильные машины / под общ. ред. Л. С. Тимофеевского. Санкт-Петербург: Политехника, 2006. 941 с. ISBN 5-7325-0792-2.
- Baranenko A. V., Bukharin N. N., Pekarev V. I. [et al.]. Kholodil'nyye mashiny [Refrigerating machines] / ed. by L. S. Timofeyevskiy. Saint Petersburg, 2006. 941 p. ISBN 5-7325-0792-2. (In Russ.).
21. Бараненко А. В., Тимофеевский Л. С., Долотов А. Г. [и др.]. Абсорбционные преобразователи теплоты: моногр. Санкт-Петербург: Изд-во СПбГУНиПТ, 2005. 337 с. ISBN 5-89565-116-X.
- Baranenko A. V., Timofeyevskiy L. S., Dolotov A. G., Popov A. V. Absorbtionnye preobrazovateli teploty [Absorption heat converters]. Saint Petersburg, 2005. 338 p. ISBN 5-89565-116-X. (In Russ.).

**МАЛИНИНА Ольга Сергеевна**, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург. SPIN-код: 6840-9272

AuthorID (РИНЦ): 709687

AuthorID (SCOPUS): 57203591145

ResearcherID: T-5313-2018

Адрес для переписки: osmalinina@itmo.ru

**БАРАНЕНКО Александр Владимирович**, доктор технических наук, профессор (Россия), советник при ректорате Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 5621-0524

AuthorID (РИНЦ): 173759

ORCID: 0000-0003-3675-9513

AuthorID (SCOPUS): 6602940582

ResearcherID: T-4251-2018

Адрес для переписки: avbaranenko@itmo.ru

**БАЙРАМОВ Шамиль Загидович**, аспирант образовательного центра «Энергоэффективные инже-

нерные системы» Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург.  
SPIN-код: 7377-6499  
ORCID: 0009-0001-8090-3327  
Адрес для переписки: szbairamov@itmo.ru  
**КОРНИЛЬЕВ Алексей Никитович**, аспирант образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург.  
AuthorID (РИНЦ): 772128  
Адрес для переписки: ankornilev@itmo.ru

**Прозрачность финансовой деятельности:** авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Статья поступила в редакцию 08.09.2025; одобрена после рецензирования 24.11.2025; принята к публикации 26.11.2025.

**MALININA Olga Sergeevna**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Energy-Efficient Engineering Systems Educational Center, ITMO University, Saint Petersburg.  
SPIN-code: 6840-9272  
AuthorID (RSCI): 709687  
AuthorID (SCOPUS): 57203591145  
ResearcherID: T-5313-2018

Correspondence address: osmalinina@itmo.ru  
**BARANENKO Aleksandr Vladimirovich**, Doctor of Technical Sciences, Professor, Rector's Advisor, ITMO University, Saint Petersburg.  
SPIN-code: 5621-0524  
AuthorID (RSCI): 173759  
ORCID: 0000-0003-3675-9513  
AuthorID (SCOPUS): 6602940582  
ResearcherID: T-4251-2018  
Correspondence address: avbaranenko@itmo.ru  
**BAYRAMOV Shamil Zagidovich**, Postgraduate of the Energy-Efficient Engineering Systems Educational Center, ITMO University, Saint Petersburg.  
SPIN-code: 7377-6499  
ORCID: 0009-0001-8090-3327  
Correspondence address: szbairamov@itmo.ru  
**KORNILEV Aleksey Nikitovich**, Postgraduate of the Energy-Efficient Engineering Systems Educational Center, ITMO University, Saint Petersburg.  
AuthorID (RSCI): 772128  
Correspondence address: ankornilev@itmo.ru

**Financial transparency:** the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

The article was submitted 08.09.2025; approved after reviewing 24.11.2025; accepted for publication 26.11.2025.

## ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ТЕМПЕРАТУРНЫХ ПОЛЕЙ РОТОРОВ ВИНТОВЫХ КОМПРЕССОРОВ «СУХОГО» СЖАТИЯ

Т. Н. Мустафин<sup>1</sup>, Р. Р. Якупов<sup>1</sup>, О. Ю. Паранина<sup>1,2</sup>

<sup>1</sup>Казанский национальный исследовательский технологический университет,  
Россия, 420015, г. Казань, ул. К. Маркса, 68

<sup>2</sup>АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа» (Группа ГМС),  
Россия, 420029, г. Казань, ул. Сибирский тракт, 40

Ввиду широкого применения в современной промышленности винтовых компрессоров актуальной является разработка мер по повышению эффективности их работы. Основные достоинства винтовых компрессоров «сухого» сжатия по сравнению с маслозаполненными компрессорами — их компактность ввиду отсутствия развитой системы смазки с громоздкой системой маслоотделения, а также дополнительных фильтров; экологичность; экономия обслуживания.

Одним из направлений повышения объемных и энергетических характеристик винтового компрессора является совершенствование методики расчета профильных зазоров путем учета различных факторов, возникающих при его работе. С учетом того, что винтовой компрессор «сухого» сжатия зачастую работает на режимах с повышенными значениями температур сжимаемого газа, существенно увеличивается тепловая загруженность элементов компрессора по сравнению с маслозаполненными компрессорами. Таким образом, при расчете зазоров необходимо учитывать тепловое состояние роторов, а также распределение температур по роторам в рабочих полостях.

В статье предложена методика расчета температурных полей роторов с целью уменьшения профильных зазоров роторов и улучшения характеристик винтовых компрессоров «сухого» сжатия.

**Ключевые слова:** винтовой компрессор «сухого» сжатия, профильные зазоры, тепловые деформации, тепловые поля, теплообмен в рабочей полости, теплota трения роторов о рабочее тело.

**Для цитирования:** Мустафин Т. Н., Якупов Р. Р., Паранина О. Ю. Особенности расчета температурных полей роторов винтовых компрессоров «сухого» сжатия // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 4. С. 63–70. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-4-63-70. EDN: VQVFJU.



© Мустафин Т. Н., Якупов Р. Р., Паранина О. Ю., 2025.  
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

## CALCULATIONS FEATURES OF THE TEMPERATURE FIELDS OF “DRY” SCREW COMPRESSOR ROTORS

T. N. Mustafin<sup>1</sup>, R. R. Yakupov<sup>1</sup>, O. Yu. Paranina<sup>1,2</sup>

<sup>1</sup>Kazan National Research Technological University, Russia, Kazan, Karl Marks St., 68, 420015  
<sup>2</sup>JSC "NIIturbocompressor n. a. V. B. Shnep", HMS Group, Russia, Kazan, Sibirskiy trak St., 40, 420029

In case of the wildly using of screw compressors in modern industries, the compressor efficiency improving methods' development are actual. The main advance of the «dry» screw compressor comparing with oil-injected compressors is their compact due to the no needs huge oil system, which includes oil separation system and additional filters, which leads to improving an ecology and reducing the exploitation coast.

One of the way of the compressor capacity and energy efficiency improving is developing of the rotor profile gaps' calculation methodic by taken into account different factors determined by the compressor working conditions. The heating load on the «dry» screw compressor parts higher than on the oil-injected compressor parts, because their working conditions lead to the highest value of the discharge temperature. Therefore, it is necessary to take into account compressor rotors' temperature fields to calculate rotors' profile gaps correctly.

This paper presents the methodic of the rotors' temperature field calculation with the aim to reduce the rotors' profile gaps and improve the «dry» screw compressor efficiency.

**Keywords:** «dry» screw compressor, profile gaps, temperature fields, temperature deformation, heat exchanging process inside working chambers, friction heating between the gas and rotors.

**For citation:** Mustafin T. N., Yakupov R. R., Paranina O. Yu. Calculations features of the temperature fields of "dry" screw compressor rotors. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 4. P. 63–70. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-4-63-70. EDN: VQVFJU.



© Mustafin T. N., Yakupov R. R., Paranina O. Yu., 2025.  
The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

## Введение

Невозможность полностью герметизировать рабочую полость винтовых компрессоров в их рабочем цикле в значительной степени приводит к снижению эксплуатационных показателей и показателей эффективности. Особенно это актуально для винтовых компрессоров «сухого» сжатия, в которых отсутствует уплотнение зазоров впрыскиваемой жидкостью. Наличие таких «треугольных» щелей в зацеплении делает невозможным герметизацию рабочей полости даже при использовании теоретического (идеального) профиля роторов винтового компрессора. Назначение занижения действительных профилей роторов по отношению к теоретическому лишь снижает герметичность рабочей полости. Данное занижение обусловлено необходимостью учета как технологических погрешностей изготовления, так и температурных деформаций элементов компрессора. Минимизация занижения возможна при разработке более совершенных методов расчета негативных факторов, величины которых и призваны компенсировать данное занижение.

Исследование посвящено разработке методики расчета температурных полей роторов с целью уменьшения профильных зазоров роторов и улучшения характеристик винтовых компрессоров «сухого» сжатия.

## Основная часть

Многие методики расчета профильных зазоров роторов являются устаревшими, а в литературных источниках по данной тематике [1–6] отсутствует информация о совокупном влиянии отдельных факторов на величину зазоров. Однако в более поздних работах [7–14] учитывается влияние данных факторов, но в них представлены методики расчета с целью уменьшения профильных зазоров для маслозаполненных винтовых компрессоров.

Общая схема тепловых потоков в винтовом компрессоре представлена на рис. 1. Рабочие органы

винтовых компрессоров, как и всех компрессоров объемного принципа действия, подвержены знакопеременным тепловым нагрузкам, период действия которых обусловлен рабочим процессом компрессора. Значительная тепловая инерционность роторов и корпусов компрессоров позволяет пренебречь данным фактом, используя осредненные за время рабочего цикла значения нагрузок для их различных участков. Тогда задача нахождения температурного поля сводится к решению уравнения теплопроводности, записанного в стационарной постановке:

$$\nabla^2 T = 0. \quad (1)$$

В настоящее время не существует критериальных уравнений, описывающих теплообмен непосредственно в рабочих полостях винтовых компрессоров, поэтому для их описания используются максимально адаптированные критериальные уравнения, применимые для различных участков роторов. Теплообмен с основной профильной частью роторов, образующих рабочую полость, может быть описан как теплообмен газа, протекающего в канале сложной формы. В зависимости от режима течения используются следующие уравнения [15, 16]:

$$\begin{aligned}
 & \text{Nu}_{GL, \text{Re}_{GZ}} = \\
 & = \left( 49,371 + \left( 1,685 \cdot (\text{Re}_{GZ} \cdot \text{Pr}_G)^{\frac{1}{3}} - 0,7 \right)^3 + \right)^{\frac{1}{3}} \\
 & + \left( \left( \frac{2}{1 + 22 \cdot \text{Pr}_G} \right)^{\frac{1}{6}} \cdot (\text{Re}_{GZ} \cdot \text{Pr}_G)^{\frac{1}{2}} \right)^3, \quad (2)
 \end{aligned}$$

$$Nu_{GT, \text{Re}_{GZ}} = \frac{(\text{Re}_{GZ} - 1000) \cdot \left(\frac{f}{2}\right) \cdot \text{Pr}_G}{\left(1 + 12,7 \cdot \left(\text{Pr}_G^{2/3} - 1\right) \cdot \left(\frac{f}{2}\right)^{0.5}\right)}, \quad (3)$$

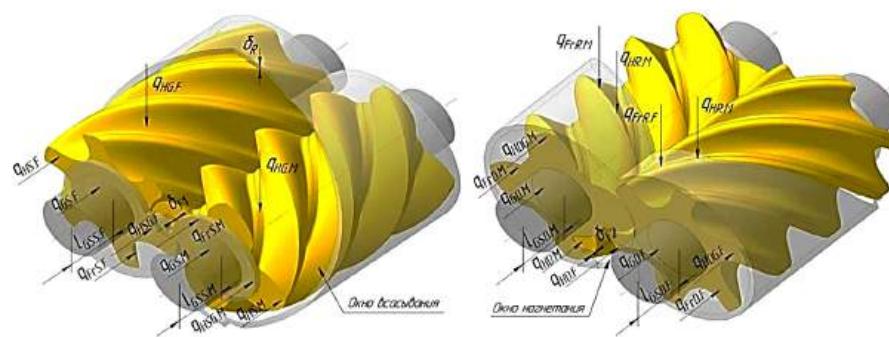


Рис. 1. Схема тепловых потоков  
Fig. 1. Scheme of the heat flux

$$Nu_{G0} = \begin{cases} Nu_{GL, Re_{GZ}}, & Re_{GZ} \leq 2300 \\ Nu_{GT, Re_{GZ}}, & Re_{GZ} \geq 10000 \\ Nu_{GL, 2300} + \left[ \frac{Nu_{GT, 10000} - Nu_{GL, 2300}}{2} \right] \times \frac{Re_{GZ} - 2300}{2700}, & 10000 > Re_{GZ} > 2300, \end{cases} \quad (4)$$

где  $f = (1,58 \cdot \ln(Re_{GZ}) - 3,28)^{0,5}$  — коэффициент трения;  $Pr_G$  — число Прандтля;  $Re_{GZ} = \frac{D_H \cdot \left( \frac{w_c}{2} \right) \cdot \rho_{MIX}}{\eta_{MIX}}$  —

число Рейнольдса;  $D_H$  — гидравлический диаметр торцевого сечения межзубчатого пространства соответствующего ротора;  $w_c$  — определяющая скорость (скорость точки контакта роторов в осевом направлении, поделенная на два).

Особенностью процесса теплообмена в рабочей полости является наличие дополнительного поля центробежных сил вследствие ее вращения относительно оси роторов, что приводит к интенсификации процесса теплообмена по сравнению с условиями, описанными в уравнении (4), которые применимы только к неподвижным каналам. Данное различие в коэффициенте теплоотдачи можно учесть с помощью поправок, предложенных в работах [17, 18]:

$$\frac{Nu_G}{Nu_{G0}} = 0,262 \cdot \left( Gr \cdot \frac{Pr_G}{4} \right), \quad (5)$$

$Gr^* = Gr \cdot Nu_{G0}$  — модифицированное число Грасгофа;  $Gr = \frac{\omega^2 \cdot R_{MC} \cdot D_H^2 \cdot \rho_{MIX}^2 \cdot \beta_{MIX} \cdot \Delta T}{\eta_{MIX}^2}$  — поворотное число Грасгофа;  $\omega$  — угловая скорость соответствующего ротора;  $R_{MC}$  — радиус-вектор центра масс торцевого сечения межзубчатого пространства соответствующего ротора;  $\Delta T$  — разница температур поверхности ротора и газа в рабочей полости.

Тепловые потоки к профильной поверхности ведущего и ведомого роторов, образующих рабочую полость, соответственно определяются по формулам:

$$q_{HGM} = \frac{\alpha_{R1(M)} \cdot Nu_{G(M)} \cdot \lambda_{MIX}}{D_{H(M)}} \cdot (T_g - T), \quad (6)$$

$$q_{HGF} = \frac{\alpha_{R1(F)} \cdot Nu_{G(F)} \cdot \lambda_{MIX}}{D_{H(F)}} \cdot (T_g - T) \quad (7)$$

где индекс  $M$  означает, что геометрические параметры относятся к ведущему ротору, а индекс  $F$  — к ведомому ротору;  $T_g$  — средняя температура газовой среды, с которой происходит теплообмен;  $T$  — температура поверхности, с которой происходит теплообмен;  $\alpha_{R1}$  — поправочный коэффициент на наличие периода в рабочем цикле компрессора, когда отсутствует воздействие данного теплового потока на заданный участок роторов. Численно данный коэффициент равен отношению периода действия тепловой нагрузки к общему периоду рабочего цикла компрессора на участках, где образуется радиальный зазор.

Теплообмен в радиальном зазоре носит сложный характер в силу значительной неопределен-

ности картины течения среды в нем. Для упрощения процесса предлагается рассмотреть зазор как сегмент вращающегося цилиндрического тела, где течение среды может быть описано в рамках модели осевого потока в полости между вращающимся и статическим цилиндрическими элементами [19].

В рамках данной модели демонстрируется формирование тейлоровских вихрей, а также анализируются процессы теплопереноса в условиях широкого диапазона линейных и угловых скоростей и значительного разброса термодинамических характеристик проницаемой среды.

Для количественного описания теплообменных процессов авторами предложено использовать следующее соотношение:

$$Nu_R = 0,21(Ta \cdot Pr_R)^{0,25}, \quad (8)$$

$$\text{где } Ta = \frac{\left( \frac{w_c}{2} \right)^2 \cdot \delta_r^2 \cdot \rho_{MIX}^2}{\eta_{MIX}^2} \cdot \frac{\delta_r}{R} \quad \text{— число Тейлора;}$$

$Pr_R$  — число Прандтля;  $\delta_r$  — радиальный зазор;  $R^*$  — номинальный радиус расточки корпуса под ротор.

Тогда тепловые потоки к ведущему и ведомым роторам будут определяться по формулам:

$$q_{HRM} = \frac{(1 - \alpha_{R1(M)}) \cdot Nu_{R(M)} \cdot \lambda_{MIX}}{\delta_{R(M)}} \cdot (T_g - T), \quad (9)$$

$$q_{HRF} = \frac{(1 - \alpha_{R1(F)}) \cdot Nu_{R(F)} \cdot \lambda_{MIX}}{\delta_{R(F)}} \cdot (T_g - T). \quad (10)$$

Теплообмен торцевых поверхностей с компримируемой средой, находящейся в полостях всасывания и нагнетания, определяется по уравнению [19]:

$$Nu_{[FG-S]_{D]} = \begin{cases} 0,616 \cdot Re_w^{0,5} \cdot Pr^{0,435}, & Re_w \leq 2300 \\ 0,0267 \cdot Re_w^{0,8} \cdot Pr^{0,6}, & Re_w \geq 10000 \\ 0,616 \cdot (2300)^{0,5} \cdot Pr^{0,435} + \\ + \left( 0,0267 \cdot (10000)^{0,6} \times \right. \\ \left. \times Pr^{0,6} - 0,616 \cdot (2300)^{0,5} \cdot Pr^{0,435} \right) \times \\ \times \frac{Re_w - 2300}{7700}, & 10000 > Re_w > 2300 \end{cases} \quad (11)$$

где  $Re_w = \frac{R^2 \cdot \omega \cdot \rho_{MIX}}{\eta_{MIX}}$  — поворотное число Рейнольдса;  $R$  — радиус-вектор точки поверхности теплообмена.

Определяющими в данном случае будут температуры всасывания и нагнетания. Индекс  $S$  относится к стороне всасывания, а индекс  $D$  — к стороне нагнетания.

Тогда тепловой поток к роторам со стороны торцевых окон компрессора определяется как

$$q_{HSM} = \frac{\alpha_{FS(M)} \cdot Nu_{FGS(M)} \cdot \lambda_{MIX}}{R} \cdot (T_g - T), \quad (12)$$

$$q_{HDM} = \frac{\alpha_{FD(M)} \cdot Nu_{FGS(M)} \cdot \lambda_{MIX}}{R} \cdot (T_g - T), \quad (13)$$

$$q_{HSF} = \frac{\alpha_{FS(F)} \cdot Nu_{FGS(F)} \cdot \lambda_{MIX}}{R} \cdot (T_g - T), \quad (14)$$

$$q_{HDF} = \frac{\alpha_{FD_{(F)}} \cdot Nu_{FGD(F)} \cdot \lambda_{MIX}}{R} \cdot (T_g - T), \quad (15)$$

где  $\alpha_{FS}$  и  $\alpha_{FD}$  — поправочные коэффициенты, физический смысл которых аналогичен физическому смыслу поправочных коэффициентов, определенных ранее. Они равны отношению площади сектора окон, которую пересекает при вращении ротор на торцевой поверхности корпуса к площади торцевого сечения цилиндра радиусом расточки корпуса под ротор.

Аналогично может быть определен и теплообмен в торцевом зазоре [19]:

$$Nu_{[FGG\_S]} = \begin{cases} 0,922 \cdot Re_w^{0,5} \cdot Pr^{0,435}, Re_w \leq 2300 \\ 0,0251 \cdot Re_w^{0,8} \cdot Pr^{0,6}, Re_w \geq 10000 \\ 0,922 \cdot (2300)^{0,5} \cdot Pr^{0,435} + \\ + \left( 0,0251 \cdot (10000)^{0,6} \cdot Pr^{0,6} - \right. \\ \left. - 0,922 \cdot (2300)^{0,5} \cdot Pr^{0,435} \right) \times \\ \times \frac{Re_w - 2300}{7700}, \quad 10000 > Re_w > 2300, \end{cases} \quad (16)$$

$$q_{HSGM} = \frac{(1 - \alpha_{FS_{(M)}}) \cdot Nu_{FGGS(M)} \cdot \lambda_{MIX}}{R} \cdot (T_g - T), \quad (17)$$

$$q_{HDGM} = \frac{(1 - \alpha_{FD_{(M)}}) \cdot Nu_{FGD(M)} \cdot \lambda_{MIX}}{R} \cdot (T_g - T), \quad (18)$$

$$q_{HSGF} = \frac{(1 - \alpha_{FS_{(F)}}) \cdot Nu_{FGGS(F)} \cdot \lambda_{MIX}}{R} \cdot (T_g - T), \quad (19)$$

$$q_{HDGF} = \frac{(1 - \alpha_{FD_{(F)}}) \cdot Nu_{FGD(F)} \cdot \lambda_{MIX}}{R} \cdot (T_g - T). \quad (20)$$

В качестве определяющей температуры принимается среднеарифметическая температура между температурой газовой среды в окне и температурой поверхности теплообмена. Теплота трения во многом определяется вязкостью протекаемой среды. Для наглядности проведем расчет отношений кинематической вязкости газомасляной смеси к газу при прочих равных условиях.

Кинематическая вязкость смеси определяется по следующей зависимости [20, 21]:

$$\eta_{MIX} = \left( \frac{1}{1 + \xi} \right) \cdot \eta_{GAS} + \left( \frac{\xi}{1 + \xi} \right) \cdot \eta_{OIL}, \quad (21)$$

где  $\xi$  — газомасляное отношение (для упрощения расчетов величину можно принять постоянной для всех участков ротора), равное

$$\xi = \frac{m_{OIL}}{m_{GAS}}; \quad (22)$$

$\eta_{OIL}$  — динамическая вязкость масла;  $\eta_{GAS}$  — динамическая вязкость газа.

Тогда отношение кинематической вязкости газомасляной смеси к чистому газу при прочих равных условиях примет следующий вид

$$\frac{\eta_{MIX}}{\eta_{GAS}} = \frac{\left[ \left( \frac{1}{1 + \xi} \right) \cdot \eta_{GAS} + \left( \frac{\xi}{1 + \xi} \right) \cdot \eta_{OIL} \right]}{\eta_{GAS}}. \quad (23)$$

Преобразуя формулу (23), получим:

$$\frac{\eta_{MIX}}{\eta_{GAS}} = \frac{1}{1 + \xi} \cdot \left( 1 + \xi \cdot \frac{\eta_{OIL}}{\eta_{GAS}} \right). \quad (24)$$

Для проведения сравнительного расчета в качестве газа возьмем воздух, а в качестве охлаждающей жидкости на впрыск в рабочую полость компрессора — масло марки КП-8. Рабочий режим компрессора будет характеризоваться следующими параметрами:

—  $t_{BC} = 20^{\circ}\text{C}$  — температура газа на всасывании;

—  $\rho_{BC} = 1,193 \text{ кг/см}^3$  — плотность газа на всасывании;

—  $m_{GAS} = 0,107 \text{ кг/с}$  — массовый расход газа;

—  $t_H = 100^{\circ}\text{C}$  — температура газа на нагнетании.

Динамическая вязкость сжимаемого газа определялась при его средней температуре на основании справочных данных [22]:

$$\eta_{GAS} = 20,1 \cdot 10^{-6} \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}^2 = 0,0000201 \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}^2.$$

$$\text{Средняя температура газа: } t_{CP} = \frac{t_{BC} + t_H}{2} = \frac{20 + 100}{2} = 60^{\circ}\text{C}.$$

Параметры масла при средней температуре  $60^{\circ}\text{C}$ :

—  $\rho_{OIL} = 860 \text{ кг/см}^3$  — плотность масла;

—  $m_{OIL} = 0,547 \text{ кг/с}$  — массовый расход;

—  $\eta_{OIL} = 20,1 \cdot 10^{-3} \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}^2 = 0,0201 \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}^2$  — динамическая вязкость масла на впрыск, которая определяется при средней температуре газомасляной смеси.

Подставив числовые значения, получим:

$$\frac{\eta_{MIX}}{\eta_{GAS}} = \frac{1}{1 + 5} \cdot \left( 1 + 5 \cdot \frac{0,0201}{0,0000201} \right) = 833,5,$$

где  $\xi$  — газомасляное отношение, равное

$$\xi = \frac{0,547}{0,107} = 5,1 \approx 5.$$

Пропорционально уменьшению вязкости смеси снижается трение роторов об нее. Силами и теплотой трения о чистый газ при расчете температурных полей роторов винтовых компрессоров «сухого» сжатия можно пренебречь из-за значительно меньшего значения динамической вязкости газа по отношению к динамической вязкости газомасляной смеси.

Для решения указанных уравнений требуется определение граничных условий, в качестве которых используется осредненная за рабочий период температура компримируемой среды.

Граничные условия для расчёта уравнения (1) требуют предварительного определения средней за один рабочий цикл температуры газа в каждом торцевом сечении. Карта распределения температур сжимаемой среды для различных сечений роторов и различных периодов рабочего цикла представлена на рис. 2–5.

В качестве средней температуры компримируемой среды принимается ее среднеинтегральное значение, рассчитанное по формуле:

$$T_{CP} = \frac{\sum_{i=1}^{360/\Delta\varphi} T_i}{360/\Delta\varphi}, \quad (25)$$

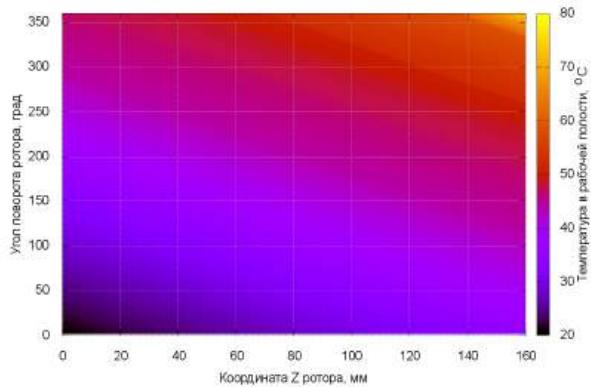


Рис. 2. Распределение температуры воздуха в рабочей полости по длине ведущего ротора и углу поворота ротора (для варианта 1)

Fig. 2. Air temperature pattern inside the working chamber along the male rotor length and rotation angle (Variant 1)

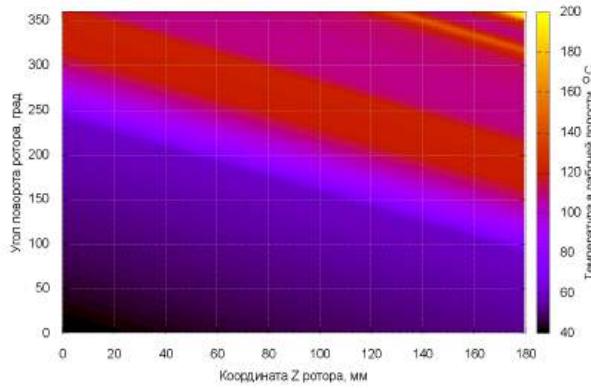


Рис. 5. Распределение температуры воздуха в рабочей полости по длине ведомого ротора и углу поворота ротора (для варианта 2)

Fig. 5. Air temperature pattern inside the working chamber along the driven rotor length and rotation angle (Variant 2)

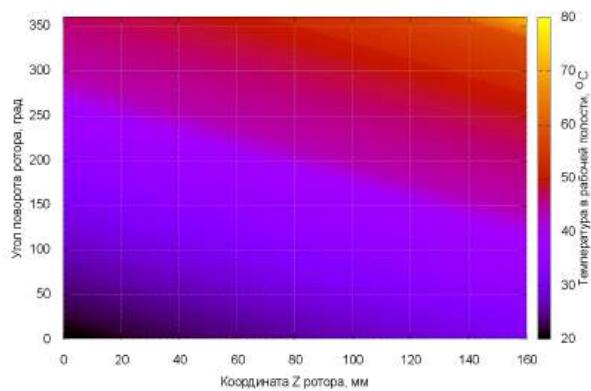


Рис. 3. Распределение температуры воздуха в рабочей полости по длине ведомого ротора и углу поворота ротора (для варианта 1)

Fig. 3. Air temperature pattern inside the working chamber along the driven rotor length and rotation angle (Variant 1)

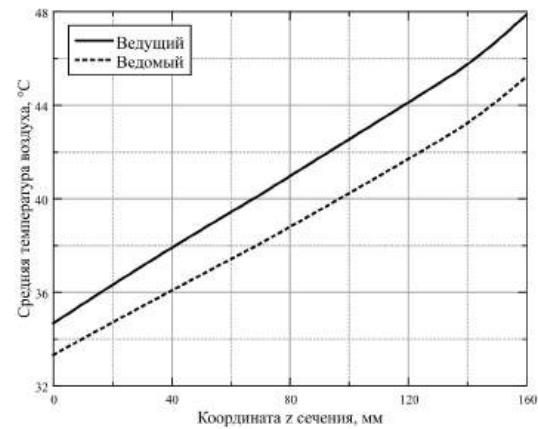


Рис. 6. Средняя температура воздуха в рабочей полости по длине роторов для варианта 1

Fig. 6. Average air temperature inside the working chamber along the driving rotor (Variant 1)

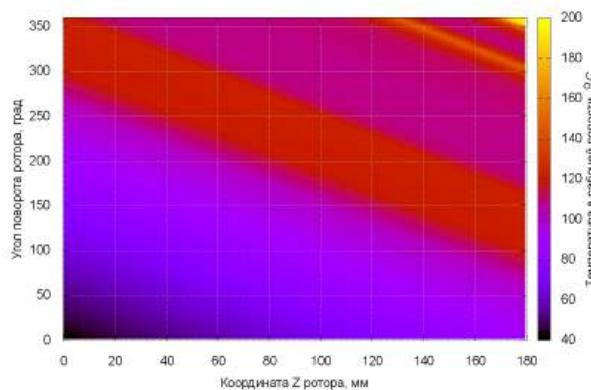


Рис. 4. Распределение температуры воздуха в рабочей полости по длине ведущего ротора и углу поворота ротора (для варианта 2)

Fig. 4. Air temperature pattern inside the working chamber along the driving rotor length and rotation angle (Variant 2)

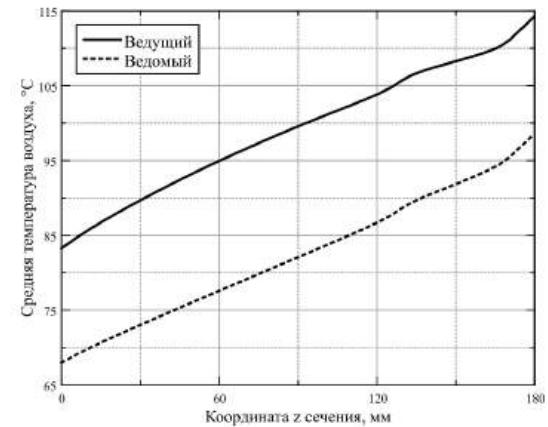


Рис. 7. Средняя температура воздуха в рабочей полости по длине роторов (для варианта 2)

Fig. 7. Average air temperature inside the working chamber along the driven rotor (Variant 2)

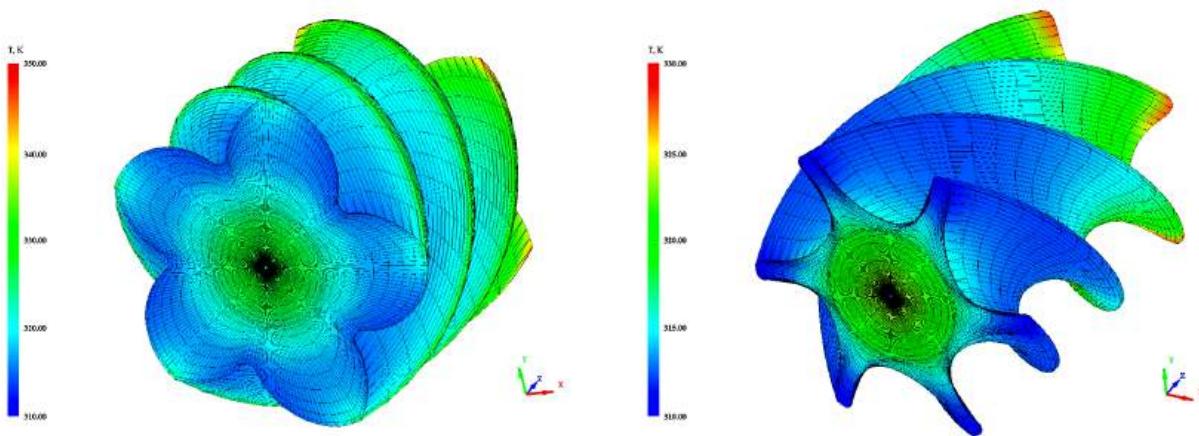
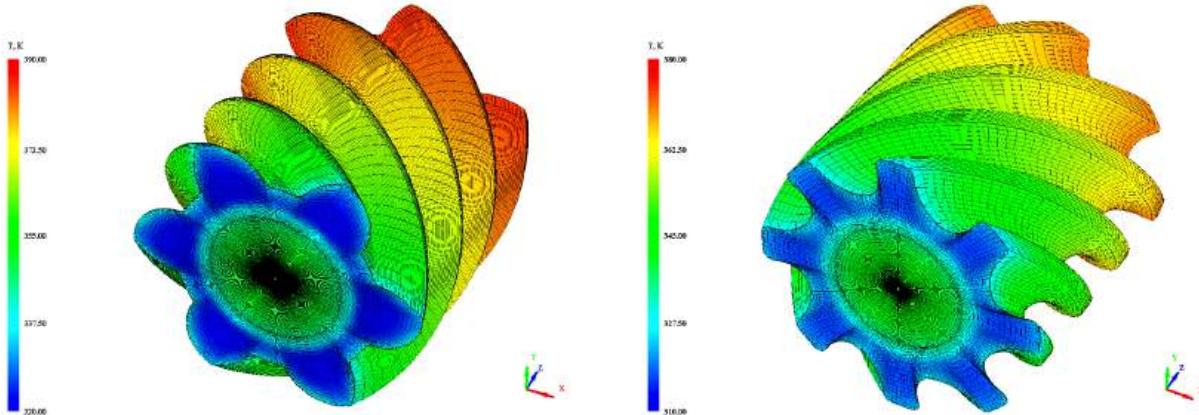
где  $T_i$  — температура воздуха в рабочей полости сечения при  $i$ -м угле поворота ротора. Результаты осреднения представлены на рис. 6—7.

Для проведения анализа были выбраны два типа винтовых компрессоров, параметры которых пред-

ставлены в табл. 1. Результаты расчетов применительно к винтовым компрессорам маслозаполненного и «сухого» типов, а также результаты расчетов их математической модели представлены на рис. 8—9 [8].

Таблица 1. Параметры винтовых компрессоров  
Table 1. Screw compressor parameters

Вариант	1	2
Тип винтового компрессора	маслозаполненный	«сухой»
$d_1$ , мм	200	200
$z_1/z_2$	5/6	6/8
$L/d_1$	0,8	0,9
$\varepsilon_T$	5	2
$n_1$ , об/мин	3000	9120
состав газа	воздух	воздух
$P_{BC}$ , кгс/см <sup>2</sup> (абс.)	1	12,9
$P_H$ , кгс/см <sup>2</sup> (абс.)	9	19
$T_{BC}$ , °C	20	40

Рис. 8. Температурные поля роторов (для варианта 1)  
Fig. 8. Rotor temperature field (Variant 1)Рис. 9. Температурные поля роторов (для варианта 2)  
Fig. 9. Rotor temperature field (Variant 2)

### Выводы

Отсутствие влияния теплоты трения компримируемой среды о роторы компрессоров «сухого» сжатия на их температурное поле приводит к его сглаживанию. Градиент температур в любом торцевом сечении ротора, как в радиальном, так и в угловом направлениях, незначителен. Исключением в этом случае являются радиальные градиенты температур вблизи оси ротора в сечениях, близких к торцам роторов, что обусловлено наличием теплового потока от подшипниковых шеек.

Рабочий цикл винтового компрессора «сухого» сжатия по сравнению с винтовыми компрессорами маслозаполненного типа, как правило, характеризуется гораздо более значительным нагревом компримируемой среды, что приводит к более высокому градиенту температур в роторе в осевом направлении между торцами всасывания и нагнетания.

Опираясь на полученные результаты, можно дать следующие рекомендации:

- при расчете температурных полей роторов винтовых компрессоров «сухого» сжатия целесо-

образно отказаться от учета теплоты трения компонуемой среды о роторы компрессоров, что приводит к упрощению модели и ускорению расчетов при сохранении требуемой точности;

— отсутствие значимых градиентов температур в торцевых сечениях роторов дает предпосылки к поиску аппроксимирующих зависимостей, применяемых в инженерных расчетах, точность которых будет значительно выше по сравнению с аналогичными зависимостями, полученными для роторов маслозаполненных компрессоров.

#### Список источников / References

- Burckney D., Kovacevic A., Stosic N. Consideration of clearances in the design of screw compressor rotors. *7th International Conference on Compressors and their Systems*. 2011. P. 401 – 410. DOI: 10.1533/9780857095350.8.401.
- Сакун И. А. Винтовые компрессоры / ред. А. Э. Жмудь, Б. С. Фотин. Москва: Машгиз, 1960. 359 с.
- Sakun I. A. Vintovyye kompressory [Screw compressors] / ed. by A. E. Zhmud, B. S. Fotin. Moscow, 1960. 359 p. (In Russ.).
- Stosic N., Smith I. K., Kovacevic A. Screw compressors. Mathematical modelling and performance calculation. Springer, 2005. 138 p. ISBN 978-354-024-27-58.
- Stosic N., Smith I. K., Kovacevic A. Calculation of Rotor Interference in Screw Compressors. *International Compressor Technique Conference*. 2001. URL: <https://www.researchgate.net/publication/237734421> (accessed 15.09.2025).
- Xiao D. Z., Gao Y., Wang Z. Q., Liu D. M. Mathematical basis for clearance analysis in twin systems. City University, London, 1999. P. 747 – 756.
- Holmes C. S., Williamson T. The manufacture of hardened screw compressor rotors. *International Conference on Compressors and their Systems*. 2001. P. 75 – 80. ISBN 978-1-86058-330-8.
- Mustafin T. N., Yakupov R. R., Burmistrov A. V., Khamidullin M. S., Khisameev I. G. Analysis of the screw compressor rotors' non-uniform thermal field effect on transmission error. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2015. Vol. 90. P. 012004. DOI: 10.1088/1757-899X/90/1/012004. EDN: UZYRBR.
- Мустафин Т. Н., Якупов Р. Р., Уйбекова Л. Х., Хамидуллин М. С., Хисамеев И. Г. Расчет температурных полей роторов винтового компрессора // Компрессорная техника и пневматика. 2017. № 4. С. 22 – 27. EDN: YNMIAX.
- Mustafin T. N., Yakupov R. R., Uybekova L. Kh., Khamidullin M. S., Khisameev I. G. Raschet temperaturnykh poley rotorov vintovogo kompressora [Screw compressor rotors' temperature fields' calculation]. Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. *Compressors and Pneumatics*. 2017. No. 4. P. 22 – 27. EDN: YNMIAX. (In Russ.).
- Mustafin T. N., Yakupov R. R., Khamidullin M. S., Khisameev I. G., Uybekova L. H., Paranina O. Y. Determining of actual profile clearances and screw compressor rotor positions depending on working conditions. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2017. Vol. 232. DOI: 10.1088/1757-899X/232/1/012023. EDN: XXUIMP.
- Mustafin T. N., Yakupov R. R., Khamadullin M. S., Khisameev I. G., Uybekova L. Kh., Paranina O. Yu. Calculation and experimental analysis of profile clearance values in screw compressor rotors. *AIP Conference Proceedings*. 2018. Vol. 2007. P. 030049. DOI: 10.1063/1.5051910. EDN: YCLRDN.
- Hsieh S. H., Shih Y. C., Hsieh W. H., Lin F. Y., Tsai M. J. Calculation of temperature distributions in the rotors of oil-injected screw compressors. *International Journal of Thermal Sciences*. 2011. Vol. 50 (7). P. 1271 – 1284.
- Hsieh S. H., Hsieh W. H., Huang C. S., Huang Y. H. Numerical analysis of performance, rotor temperature distributions, and rotor thermal deformation of an R134a screw compressor. *International Compressor Engineering Conference*. 2012. Paper 2115.
- Gao T. Y., Yang D. F., Cao F., Jiao J. C. Temperature and thermodynamic deformation analysis of the rotors on a twin screw multiphase pump with high gas volume fractions. *Journal of Zhejiang University-SCIENCE A*. 2011. Vol. 12. P. 720 – 730. DOI: 10.1631/jzus.A1000485.
- Sauls J., Powell G., Weathers B. Transient thermal analysis of screw compressors, Part 1: Use of thermodynamic simulations to determine boundary conditions for fine element analyses. *International Compressor Engineering Conference*. 2006. Paper 1811.
- Kandlikar S. G. Heat transfer characteristics in partial boiling, fully developed boiling, and significant void flow regions of subcooled flow boiling. *Journal of Heat Transfer*. 1998. Vol. 120 (2). DOI: 10.1115/1.2824263.
- Gnielinski V. Ein neues Berechnungsverfahren für die Wärmeübertragung im Übergangsbereich zwischen laminarer und turbulenten Rohrströmung [New calculation procedure for the heat transfer in the transition region between laminar and turbulent pipe flow]. *Forschung im Ingenieurwesen*. 1995. Vol. 61. P. 240 – 248. DOI: 10.1007/BF02607964. (In Germ.).
- Shevchuk I. V., Khalatov A. A. Heat Transfer and hydrodynamics in straight channels rotating about a parallel or inclined axis (Review). *High Temperature*. 1996. Vol. 34, no. 3. P. 455 – 467.
- Tachibana F., Fukui S., Mitsumura H. Heat transfer in an annulus with an inner rotating cylinder. *Bulletin of JSME*. 1960. Vol. 3. P. 119 – 123. DOI: 10.1299/jsme1958.3.119.
- Дорфман Л. А. Гидродинамическое сопротивление и теплоотдача вращающихся тел. Москва: Физматгиз, 1960. 260 с.
- Dorfman L. A. Gidrodinamicheskoye soprotivleniye i teplootdacha vrashchayushchikhsya tel [Hydrodynamic resistance and heat transfer of rotating bodies]. Moscow, 1960. 260 p. (In Russ.).
- Хисамеев И. Г., Максимов В. А. Двухроторные винтовые и прямозубые компрессоры. Теория, расчет и проектирование. Казань: ФЭН, 2000. 638 с. ISBN 5-7544-0153-1.
- Khisameev I. G., Maksimov V. A. Dvukhrotornyye vintovyye i priyamozubyye kompressory. Teoriya, raschet i proyektirovaniye [Twin rotor screw and spur compressors. Theory, calculation, and design]. Kazan, 2000. 638 p. ISBN 5-7544-0153-1. (In Russ.).
- Рид Р., Праусниц Дж., Шервуд Т. Свойства газов и жидкостей: справ. / пер. с англ. под ред. Б. И. Соколова. 3-е изд., перераб. и доп. Ленинград: Химия, 1982. 592 с.
- Reid R., Prausnitz J., Sherwood T. Svoystva gazov i zhidkostey: sprav. [The properties of gases and liquids: handbook] / trans. from Engl. ed by B. I. Sokolov. 3rd ed., revised and suppl. Leningrad, 1982. 592 p. (In Russ.).
- Баргафтик Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. Москва: Наука, 1972. 21 с.
- Vargaftik N. B. Spravochnik po teplofizicheskim svoystvam gazov i zhidkostey [Handbook of thermophysical properties of gases and liquids]. Moscow, 1972. 21 p. (In Russ.).

**МУСТАФИН Тимур Наильевич**, кандидат технических наук, доцент (Россия), заведующий кафедрой «Низкотемпературная и компрессорная техника и технология» Института химического и нефтяного машиностроения Казанского национального исследовательского технологического университета (КНИТУ), г. Казань.  
SPIN-код: 1193-0110  
AuthorID (РИНЦ): 575778  
ORCID: 0000-0001-9511-1974  
AuthorID (SCOPUS): 55943393400

Адрес для переписки: MustafinTN@corp.knrtu.ru  
**ЯКУПОВ Руслан Равилевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Низкотемпературная и компрессорная техника и технология» Института химического и нефтяного машиностроения КНИТУ, г. Казань.

SPIN-код: 1985-6572

AuthorID (РИНЦ): 741689

ORCID: 0000-0001-5661-3517

AuthorID (SCOPUS): 55943696000

Адрес для переписки: YakupovRR@corp.knrtu.ru

**ПАРАНИНА Ольга Юрьевна**, аспирант кафедры «Низкотемпературная и компрессорная техника и технология» Института химического и нефтяного машиностроения КНИТУ, г. Казань; начальник бюро АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа» (Группа ГМС), г. Казань.

**Прозрачность финансовой деятельности:** авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Статья поступила в редакцию 02.09.2025; одобрена после рецензирования 30.10.2025; принята к публикации 11.11.2025.

**MUSTAFIN Timur Nailevich**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Low-Temperature and Compressor Engineering and Technology Department at the Institute of Chemical

and Petroleum Engineering, Kazan National Research Technological University (KNRTU), Kazan.

SPIN-code: 1193-0110

AuthorID (RSCI): 575778

ORCID: 0000-0001-9511-1974

AuthorID (SCOPUS): 55943393400

Correspondence address: MustafinTN@corp.knrtu.ru

**YAKUPOV Ruslan Ravilevich**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Low-Temperature and Compressor Engineering and Technology Department at the Institute of Chemical and Petroleum Engineering, KNRTU, Kazan.

SPIN-code: 1985-6572

AuthorID (RSCI): 741689

ORCID: 0000-0001-5661-3517

AuthorID (SCOPUS): 55943696000

Correspondence address: YakupovRR@corp.knrtu.ru

**PARANINA Olga Yuryevna**, Postgraduate of the Low-Temperature and Compressor Engineering and Technology Department at the Institute of Chemical and Petroleum Engineering, KNRTU, Kazan; Head of the Bureau, JSC "NIIturbocompressor named after V. B. Shneppe", HMS Group, Kazan.

**Financial transparency:** the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

The article was submitted 02.09.2025; approved after reviewing 30.10.2025; accepted for publication 11.11.2025.

## ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ КОНДЕНСАТОПРОВОДОВ С ПРИМЕНЕНИЕМ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ДИОДОВ

А. Ю. Овсянников<sup>1</sup>, Е. А. Дорофеев<sup>2</sup>, Е. Н. Дубровский<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Восточно-Сибирское нефтегазопромысловое управление ООО «Газпром добыча Ноябрьск»,  
Россия, 629806, г. Ноябрьск, ул. Республики, 20

<sup>2</sup>Омский государственный технический университет, Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

<sup>3</sup>Чаяндинское нефтегазопромысловое управление ООО «Газпром добыча Ноябрьск»,  
Россия, 629806, г. Ноябрьск, ул. Республики, 20

В статье рассматриваются основные причины снижения надёжности работы запорно-регулирующего оборудования конденсатопроводов, которые связаны с неравномерностью потока нефтепродукта, транспортируемого при различных режимах эксплуатации технологического оборудования. В качестве объекта исследования в работе рассматривается конденсатопровод для транспортировки нестабильного газового конденсата на участке от цеха первичной сепарации до установки его переработки, расположенных на объектах газоконденсатного месторождения. Предметом исследования является внутритрубный диодный элемент, который предлагается встраивать в конденсатопровод для снижения как перепада давлений, так и ударных нагрузок на запорно-регулирующее оборудование. Анализ целесообразности применения внутритрубного диодного элемента проводился на основе численного моделирования потока нефтепродукта в пакете современных прикладных программ. Полученные результаты представляют практическую ценность для инженерно-технических специалистов газотранспортных компаний, проектировщиков трубопроводных систем и разработчиков оборудования для нефтегазовой отрасли.

**Ключевые слова:** газоконденсатное месторождение, поток нефтепродукта, конденсатопровод, запорно-регулирующее оборудование, неравномерность потока, гидравлический диод.

**Для цитирования:** Овсянников А. Ю., Дорофеев Е. А., Дубровский Е. Н. Исследование технологических режимов работы конденсатопроводов с применением гидравлических диодов // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 4. С. 71–79. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-4-71-79. EDN: EUQBFV.



© Овсянников А. Ю., Дорофеев Е. А., Дубровский Е. Н., 2025.  
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

## STUDY OF THE TECHNOLOGICAL OPERATING REGIMES OF CONDENSATE PIPELINES UTILIZING HYDRAULIC DIODES

А. Yu. Ovsyannikov<sup>1</sup>, Е. А. Doroфеев<sup>2</sup>, Е. Н. Dubrovskiy<sup>3</sup>

<sup>1</sup>East Siberian Oil and Gas Production Directorate of LLC "Gazprom Dobycha Noyabrsk",  
Russia, Noyabrsk, Respubliki St., 20, 629806

<sup>2</sup>Omsk State Technical University, Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

<sup>3</sup>Chayandinskoye Oil and Gas Production Directorate of LLC "Gazprom Dobycha Noyabrsk",  
Russia, Noyabrsk, Respubliki St., 20, 629806

The article examines the main causes of reduced reliability of shut-off and control equipment in condensate pipelines, which are associated with uneven flow of petroleum products transported under various operating conditions of the process equipment. The study focuses on a condensate pipeline used for transporting unstable gas condensate from the primary separation plant to the processing unit, both located at gas condensate field facilities. The subject of the study is an in-line diode element, which is proposed for integration into the condensate pipeline to reduce both pressure drop and shock loads on the shut-off and control equipment. The feasibility of using an in-line diode element is analyzed using numerical modeling of petroleum product flow by a modern software package. The obtained results are of practical value to engineering and technical specialists at gas transportation companies, pipeline system designers, and equipment developers for the oil and gas industry.

**Keywords:** gas condensate field, oil product flow, condensate pipeline, shut-off and control equipment, flow irregularity, hydraulic diode.

**For citation:** Ovsyannikov A. Yu., Dorofeev E. A., Dubrovskiy E. N. Study of the technological operating regimes of condensate pipelines utilizing hydraulic diodes. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 4. P. 71–79. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-4-71-79. EDN: EUQBFV.



© Ovsyannikov A. Yu., Dorofeev E. A., Dubrovskiy E. N., 2025.  
The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

## Введение

Надёжность оборудования для перекачки углеводородного конденсата, отделяемого от природного газа, является критически важным фактором для обеспечения бесперебойной работы газотранспортных систем. Особенности физико-химических свойств конденсата, склонность к образованию отложений, высокая вязкость, коррозионная активность и особенности эксплуатационных режимов работы технологического оборудования, неравномерность движения потока нефтепродуктов, наличие скачков расходов и перепадов давлений являются причиной ускоренного износа насосных агрегатов. Дополнительно совокупность указанных факторов приводит к частым ревизионным работам по обслуживанию фильтров, крана-регуляторов и иного запорно-регулирующего оборудования. В итоге увеличиваются эксплуатационные расходы и нагрузка на эксплуатирующий персонал, возрастает вероятность возникновения аварийных ситуаций, имеющих серьёзные экологические и экономические последствия. Среди приведённых негативных факторов выделим повышенный износ запорно-регулирующего оборудования и фильтрационных элементов по причине неравномерности потока жидкости и скачков перепада давлений.

На объектах добычи сырья с высоким газоконденсатным фактором типовым решением выше указанных проблем является первичная и дополнительная низкотемпературная сепарация газа [1]. Газ, поступающий из кустов газовых скважин, приходит в здание входных ниток (1), в котором устанавливаются блоки пробоуловителя и сепаратора, где происходит предварительная осушка газа и обеспечивается защита оборудования от возможных жидкостных пробок из газосборной системы (рис. 1). Далее газ поступает на установку низкотемпературной сепарации (2), на которой отделяется остаточная влага за счёт применения дросселирующих устройств или турбодетандерных агрегатов, которые являются наиболее распространенным вариантом исполнения цехов осушки [2]. При соблюдении технологического режима и правильной работы сепарационного оборудования итоговое значение содержания капельной жидкости в потоке газа не должно превышать 5 мг/м<sup>3</sup> [3]. Осущенный газ товарного качества подается через узел замера (3) на центральную дожимную компрессорную станцию (4) для компримирования и последующей реализации потребителю (5). Отделившаяся жидкость представляет собой смесь конденсата газового нестабильного (КГН) и жидкости, в том числе пластовой воды, которая далее подается на установку стабилизации конденсата (6) с целью последующей переработки и дальнейшей её реализации.

В рамках описанной технологической схемы подготовки газа имеются следующие проблемные

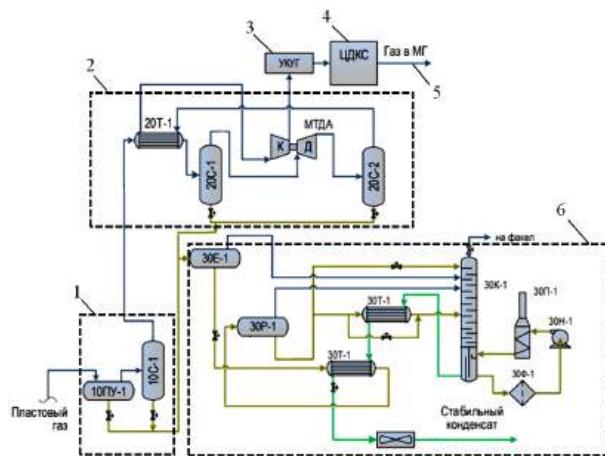


Рис. 1. Типовая схема установки подготовки газа  
Fig. 1. Typical diagram of the gas preparation

особенности. Давление на линии подготовки газа не должно быть меньше минимально допустимого давления на входе в компрессорный агрегат, при этом на дросселирующем устройстве необходимо создать перепад давлений для отделения капельной жидкости. С учётом применяемого оборудования и потерь давления значение рабочего давления в здании входных ниток и низкотемпературной сепарации составляет порядка 6,0–6,5 МПа. При этом отделившаяся жидккая фаза, поступая на установку стабилизации конденсата, не может превышать давление свыше 2,5 МПа с целью обеспечения оптимального технологического режима работы для обеспечения низкого параметра металлоёмкости и стоимости отдельных установок промысла. Таким образом, для обеспечения безаварийной работы промысла на кранах регуляторах жидкостных линий подачи КГН создается перепад давления не менее 3,5 МПа. Согласно паспортным показателям, максимально допустимый перепад давления на установленных кранах-регуляторах составляет до 4–6 МПа. Следует отметить, что регулярные повышенные значения перепада давлений и наличие механических примесей в потоке негативно сказываются на работе крана-регулятора, что приводит к частым отказам и периодическим внеплановым ревизиям оборудования.

В научно-технической литературе [4–6] известны и другие варианты повышения надёжности работы запорно-регулирующего оборудования.

В качестве способа повышения надёжности крана-регулятора в работе [4] предложена конструкция шарового крана с подвижной подпружиненной втулкой, которая поджата пакетом тарельчатых пружин и герметизирована металлической мембранный. Седла клапана предлагается использовать

из фторопластового материала, что повышает общую надёжность конструкции. Подобное решение позволяет повысить надёжность и герметичность крана-регулятора, особенно при больших перепадах давлений. В работе [5] авторами уделяется внимание защитному покрытию рабочих поверхностей шаровых кранов. Эксплуатация запорной и регулирующей арматуры с применением покрытия в виде слоя оксида алюминия для повышения износа и коррозионной стойкости позволяет увеличить срок службы оборудования без внесения существенных изменений в конструкцию. В научно-технической литературе встречаются предложения по применению в промышленности шарового крана-регулятора с балансировочной пружиной и устройством регулирования [6]. За счёт объединения функций крана и регулятора давления снижается сложность конструкции технологических линий, на которых возможно применение подобных кранов, и повышается надёжность запорно-регулирующего узла.

В рассмотренных вариантах повышения надёжности запорно-регулирующего оборудования авторы предлагают изменения или предложения, связанные с доработкой или модернизацией конструкции оборудования. Однако на действующих месторождениях внесение изменений, не согласованных с проектным институтом, строго запрещено. Применяемое оборудование должно соответствовать критериям оценки, а в некоторых случаях входить в перечень единого реестра материально-технических ресурсов ПАО «Газпром». На практике, при проявлении снижения надёжности оборудования по причине повышенных перепадов давлений, применяется методика искусственного занижения проходного сечения участка в местах наличия фланцевых соединений за счёт установки диафрагм или шайб, обеспечивающих эффект дросселирования [7]. Шайба представляет собой металлический диск с калиброванным отверстием, который устанавливается между фланцами участка трубопровода. При прохождении нефтепродукта через сужающееся сечение скорость потока нефтепродукта увеличивается, давление снижается, а часть энергии потока рассеивается в виде тепла. Для осуществления подбора шайбы используются специализированные программы, например, *HydraulicCalc*, *PipeFlow* или нормативные документы (ГОСТ, API). Преимущества применения шайб — простота конструкции и монтажа, высокая надёжность за счёт отсутствия подвижных частей, низкие затраты на изготовление и обслуживание, продолжительный срок службы. Недостатки применения шайб — невозможность оперативной регулировки, требуется остановка системы для замены шайб, большие потери энергии, риск возникновения явления кавитации при больших перепадах давления [7].

Приведённые в литературе [4–7] способы повышения надёжности эксплуатации кранов-регуляторов и иного запорно-регулирующего оборудования обладают рядом преимуществ и недостатков. Однако существует ещё один класс гидравлических устройств, описанных в научно-технической литературе [8–12], который может быть использован взамен дросселирующих шайб. В работе [8] описывается гидравлический диод диафрагменного типа, который за счёт своей конструкции, обеспечивает большее гидравлическое сопротивление при течении жидкости в обратном направлении, чем при течении жидкости в прямом направлении. В работе

[9] описываются конструкции с применением набора цилиндрических вставок в элементы трубопровода, которые выполнены в единичном исполнении. Подобные разновидности гидравлических диодов относятся к сопловым или диффузорным, а их принцип работы также основан на увеличении гидравлического сопротивления обратного потока жидкости. В работе [10] авторы рассматривают трубопроводные системы подготовки пробы теплоносителя, в которых широко применяются наборы дросселирующих шайб диаметром менее 1 мм. Однако из-за недостаточной чистоты теплоносителя и облитерации проходного сечения шайб подобные устройства обладают низкой надёжностью и требуют затрат на их периодическое обслуживание. Поэтому авторы исследуют характеристики вихревого гидравлического дросселя с целью его применения в системах подготовки проб теплоносителя. В работе [11] автор исследует модель механизма перемещения исполнительного органа с дополнительным демпфером в виде гидравлического диода. Основная идея работы заключается в снижении влияния и неравномерного расхода рабочей жидкости и пульсаций давления на плавность хода исполнительного органа. В работе [12] авторы исследуют зависимость гидравлического сопротивления от числа Рейнольдса при течении рабочего тела через гидравлический диод, который может применяться в напорной гидравлической линии и обеспечивать снижение вероятности возникновения гидроудара или применяться в качестве выпрямляющих элементов в линии нагнетания гидронасосов.

На основе проведённого литературного анализа можно сделать вывод, что идея применения гидравлических диодов в качестве элемента трубопроводной или гидравлической системы является не новой, в определённой степени изученной и имеет перспективы реального применения. В связи с чем считается целесообразным рассмотреть возможность внедрения гидравлического диода на участок конденсатопровода с целью плавного или ступенчатого снижения перепада давлений, за счёт которого в итоге будет повышаться надёжность и вероятность безотказной работы запорно-регулирующего оборудования конденсатопровода.

## Основная часть

Рассмотрим возможность применения гидравлического диода в рабочей среде нестабильного газового конденсата на участке конденсатопровода, соединяющего цех предварительной осушки газа и низкотемпературной сепарации с установкой стабилизации конденсата нефтегазоконденсатного месторождения. Схема внутритрубного элемента, представляющего собой участок трубы с гидравлическими диодами, представлена на рис. 2. Жидкостной поток нестабильного нефтепродукта при прохождении через конденсатопровод (4) попадает во внутритрубный диодный элемент. При прохождении конусного элемента (3) внутритрубного диодного элемента (2) потенциальная энергия давления жидкости преобразуется в кинетическую энергию потока, следовательно, скорость течения возрастает, а давление снижается, что напрямую следует из энергетического смысла уравнения Бернулли для потока реальной жидкости. Приближённо перепад давлений на участке с гидравлическими диодами можно определить из теоретической формулы для определения перепада давлений на дроссельной

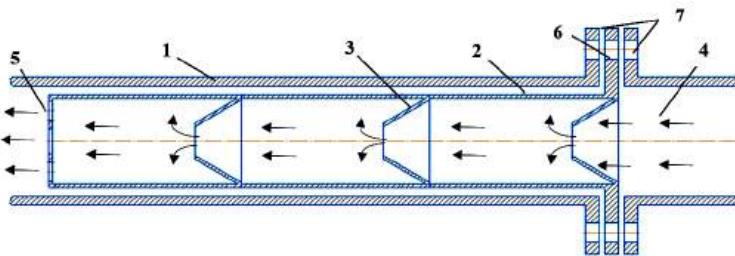


Рис. 2. Внутритрубный элемент с диодными элементами:  
 1 — конденсатопровод; 2 — внутритрубный диодный элемент;  
 3 — диодные пластины; 4 — нефтепродукт; 5 — выпрямитель потока;  
 6 — крепежный фланец; 7 — ответвительные фланцы элементов конденсатопровода

Fig. 2. In-pipe element with diode elements:  
 1 — condensate line; 2 — in-pipe diode element;  
 3 — diode plates; 4 — oil product; 5 — flow straightener;  
 6 — mounting flange; 7 — mating flanges of condensate line elements

шайбе, которое получено из уравнения расхода жидкости через отверстие:

$$\Delta P = \left( \frac{Q}{\alpha \cdot S} \right)^2 \cdot \frac{\rho}{2}, \quad (1)$$

где  $Q$  — объёмный расход жидкости;  $\alpha$  — коэффициент расхода;  $S$  — площадь проходного сечения трубопровода;  $\rho$  — плотность жидкости.

На выходе из диодного элемента располагается выпрямитель потока (5), а внутритрубный диодный элемент крепится на фланцевом соединении (6—7), что делает его универсальным при размещении в трубопроводных системах.

Рассмотрим применение предложенной конструкции в технологической линии конденсатопровода (рис. 3). Как уже было сказано ранее, в результате первичного отделения жидкости в цехе входных ниток и пробкоуловителей жидкостной поток отводится для дальнейшего разделения. Фаза пластовой жидкости отводится для утилизации, фаза насыщенного водометанольного раствора (ВМР) отводится для дальнейшего использования, фаза нестабильного газового конденсата (КГН) отводится для подготовки до товарного состояния и реализации. На рис. 3 представлена упрощенная технологическая схема отвода жидкости из блока пробкоуловителей с сепараторами. Запорно-регулирующее оборудование и фильтр тонкой очистки установлены с использованием фланцевых соединений, что позволяет расположить внутритрубный элемент локально в различных местах схемы. Предлагается размещение диодного элемента после фильтра, по причине возможного засорения диода при размещении до первичной фильтрации потока. Поскольку на выходе диода размещены успокоители потока, исключен риск получения погрешности на датчиках, расположенных после фильтра по ходу движения жидкостного потока.

Рассмотрим эксплуатационные показатели работы технологической линии транспортировки КГН и насыщенного ВМР для определения усредненных граничных условий с целью дальнейшего построения расчётов модели.

Жидкость, отделившаяся в сепарационном оборудовании, поступает неравномерно во входную линию конденсатопровода, что в первую очередь связано с наличием жидкостных пробок, периодически поступающих на входные коллекторы при изменении технологических режимов газосборных сетей и скважин, во-вторых, по причине на-



Рис. 3. Схема размещения исследуемого внутритрубного диода

Fig. 3. Scheme of the in-pipe diode location



Рис. 4. График изменения расхода жидкости в технологической линии

Fig. 4. Graph of liquid flow rate changes in a process line

личия низменностей на линейных участках трубопроводов, приводящих к накопительному эффекту. Из анализа графика, представленного на рис. 4, видно, что в жидкостной линии имеются ярко выраженные скачкообразные изменения объёмного расхода, не имеющие четкой графической интерполяции. Если рассмотреть суточный анализ расходно-напорных характеристик, то график будет иметь схожий характер. Следует отметить, что с целью получения более точных результатов из расчёта следует исключить мгновенные изменения расхода с амплитудой в несколько тысяч кубических метров. В то же время изменение давления в жидкостной линии на входе в конденсатопровод (рис. 5), имеет практически статичный характер, поскольку значительные изменения давления могут привести к изменению технологического режима работы оборудования переработки конденсата и увеличенным показателям технологических потерь. Однако данный параметр снимается после



Рис. 5. График изменения давления на входе в конденсатопровод

Fig. 5. Graph of pressure change at the inlet of the condensate pipeline

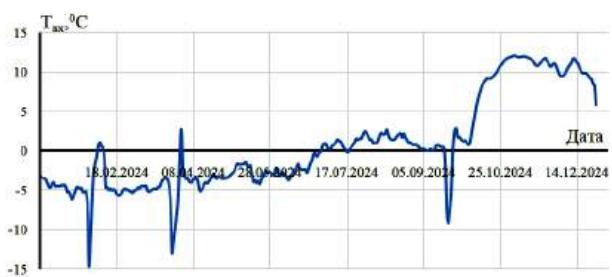


Рис. 6. График изменения температуры на входе в конденсатопровод

Fig. 6. Graph of temperature change at the inlet of the condensate pipeline



Рис. 7. График изменения давления на выходе из конденсатопровода

Fig. 7. Graph of pressure change at the outlet of the condensate pipeline

регулятора давления, а основные перепады, связанные с залповыми поступлениями жидкости во входной коллектор, происходят на оборудовании до регулятора, тем самым его нагружая.

Температура отделившейся жидкости напрямую зависит только от внешних погодных условий, таким образом, проанализировав тренды, представленные на рис. 6, можно увидеть динамику увеличения температурного диапазона начиная с апреля – мая, в период первичного весеннего увеличения температуры. При этом всплески температуры с октября связаны с остановкой линии и её естественным нагревом. Исследование технологического режима работы с изменением температуры потока на данном этапе не проводится.

Как было сказано ранее, смесь конденсата и ВМР, минуя регулятор давления, выходит практически на статический режим по давлению в технологической линии. При этом можно условно наблюдать, как снижается давление рабочей среды с 60 кгс/см<sup>2</sup> на первичном регуляторе до 25 кгс/см<sup>2</sup> на буферной емкости, которая служит успокоителем потока. Если смотреть тренды в совокупности (рис. 7), можно сделать вывод, что в некоторые вре-

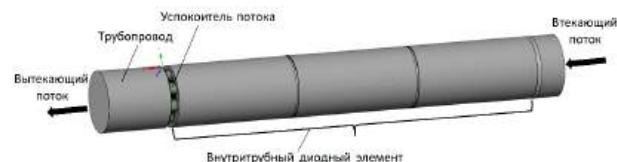


Рис. 8. Трёхмерная модель исследуемого внутритрубного диодного элемента

Fig. 8. Three-dimensional model of the in-pipe diode element

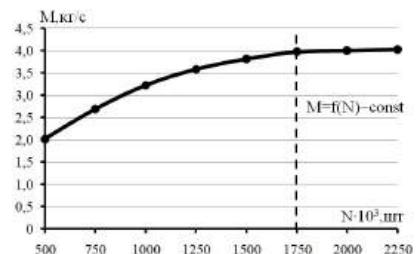


Рис. 9. Анализ сеточной устойчивости

Fig. 9. Mesh stability analysis

менные отрезки степень снижения давления может быть до 1,5 раза выше, что подтверждает негативное влияние данного параметра на кран-регулятор.

Анализ работы гидравлического диода на участке конденсатопровода проводился путём численного моделирования, трёхмерного, стационарного течения потока жидкости. Для реализации численной модели использовался программный комплекс ANSYS Fluent. Алгоритм выполнения численного расчёта базировался на примерах гидродинамических расчётов [13]. Общая последовательность действий при реализации численного расчёта заключается в построении трёхмерной геометрической модели, генерации расчётной сетки, выбора типа рабочей жидкости и её физических свойств, задания начальных и граничных условий, визуализации полученных результатов.

На рис. 8 представлена 3D-модель внутритрубного диодного элемента диаметром 89 мм и длиной 456 мм со стороны втекающего и вытекающего потока жидкости, имитируя часть трубопровода диаметром, равным 89 мм.

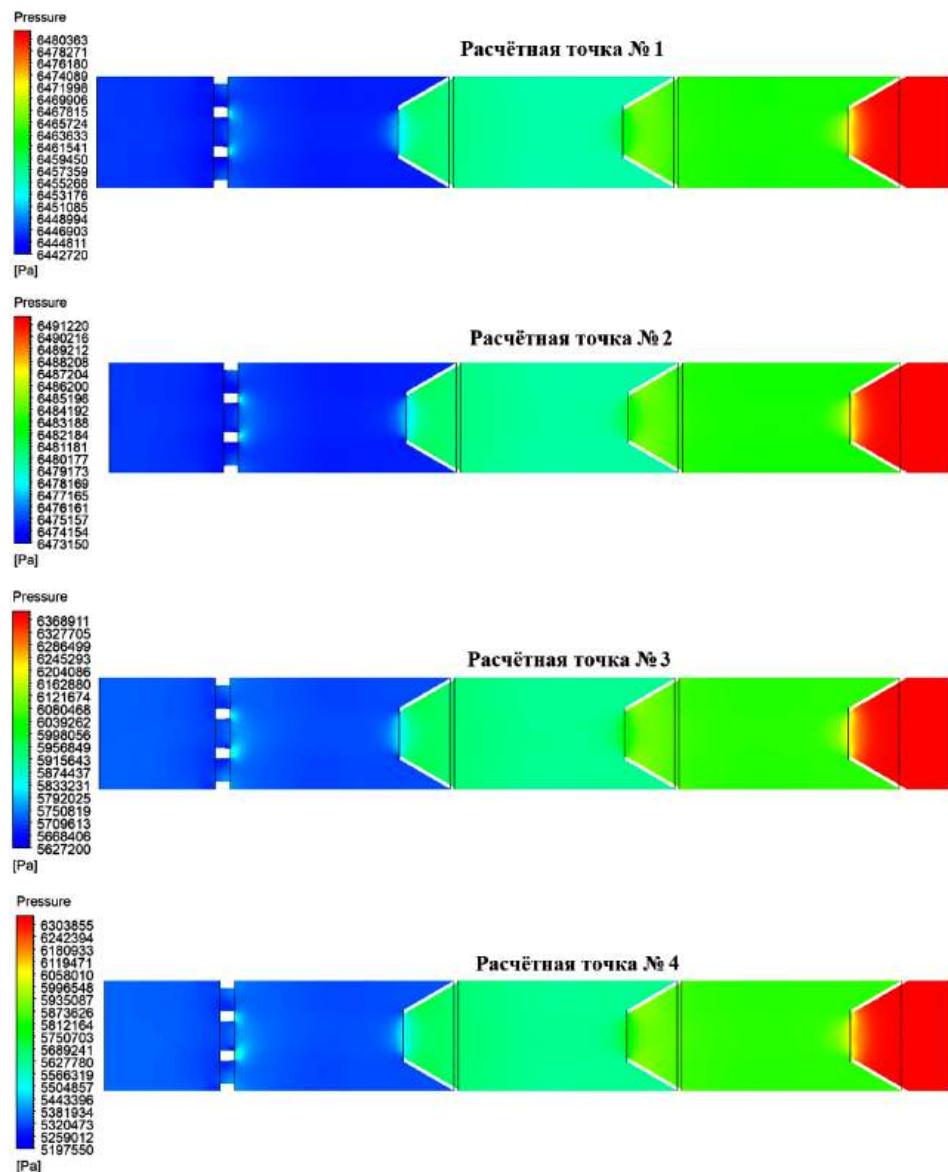
Для реализации численных расчётов была сгенерирована трёхмерная неструктурированная сетка с формой ячейки в виде тетраэдра, выбор которой обусловлен сложной пространственной геометрией диодного элемента.

Генерация сетки осуществлялась методом «patch conforming method», который обеспечивает качественное построение сетки для геометрической модели, содержащей как крупные, так и мелкие элементы. Физические параметры сетки (physics preference), оптимизирующие процесс её построения, были настроены под решение CFD задач.

Оптимальное число ячеек сетки определялось на основе анализа сеточной устойчивости. На рис. 9 показан график зависимости массового расхода жидкости от числа ячеек сетки. Анализ графической зависимости позволяет сделать вывод, что при числе ячеек сетки более 1,75 млн штук, характер изменения массового расхода стремится к уставившемуся состоянию. Полагая, что результаты сеточной устойчивости для расхода жидкости 4 кг/с будут справедливы и для других расходов. Принимаем размер ячеек сетки 1,5 мм, обеспечивающий

Таблица 1. Численные значения граничных условий  
Table 1. Numerical values of boundary conditions

№ расчётной точки	Давление, МПа	Расход, м <sup>3</sup> /ч (кг/с)	Температура, °С
1	6,48	13,57 (2,82)	-20
2	6,49	29,70 (6,18)	-20
3	6,36	59,08 (12,31)	-20
4	6,30	73,44 (15,30)	-20

Рис. 10 Градиент распределения давлений по длине внутритрубного диодного элемента  
Fig. 10. Gradient of pressure distribution along the length of the in-pipe diode element

число расчетных элементов 1,69 млн штук. Анализ качества построенной сетки осуществлялся по следующим параметрам: среднее значение деформации ячейки сетки (Skewness) не превышало 0,56, аспектное отношение (Aspect Ratio) составляет менее 16, степень ортогональности граней ячейки (Minimum orthogonal quality) составляет 0,62 [14 – 15].

В качестве рабочего тела используется модель жидкости, имитирующая поток нефтепродукта с физическими параметрами динамической вязкости 0,01125 Па·с и плотности 750 кг/м<sup>3</sup>.

Программный комплекс Fluent позволяет осуществлять моделирование потоков жидкости с применением различных моделей турбулентности.

В научно-технической литературе можно встретить различные описания и рекомендации по поводу выбора той или иной модели. Однако более значимый вес имеют реальные практические исследования. Так, например, в статье [16] представлен график зависимости изменения диодности гидродиода от давления нагнетания жидкости, полученный на основе моделирования потока жидкости численным методом и на основе экспериментальных исследований. Авторы статьи [16] утверждают, что модель турбулентности k-w имеет наименьшее среднеквадратичное отклонение в сравнении с реальным экспериментальным исследованием. Следовательно, для моделирования течения жидкости

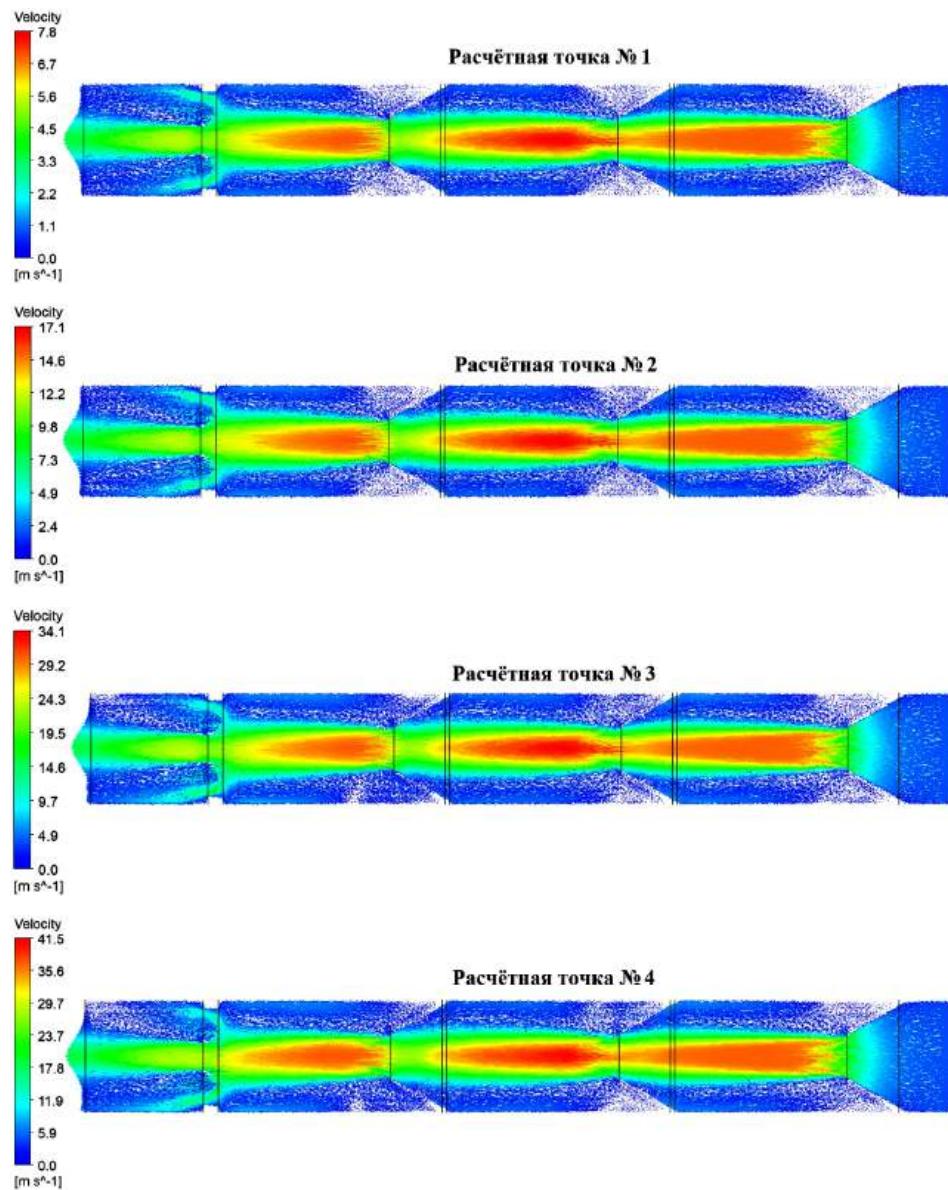


Рис. 11 Векторное распределение скоростей по длине внутритрубного диодного элемента  
 Fig. 11. Vector distribution of velocities along the length of an in-pipe diode element

во внутритрубном диодном элементе используется модель турбулентности  $k$ - $w$ .

В качестве граничных условий на входе в исследуемый внутритрубный элемент задаётся абсолютное давление втекающего потока жидкости. На выходе из гидродиода задаётся массовый расход жидкости вытекающего потока. Численные значения граничных условий взяты из технологических выгрузок рабочих параметров потока конденсата. Из всего массива данных было выбрано 4 точки (табл. 1), представляющие собой параметры потока жидкости при возникновении резких скачков потока, который имеет циклический характер в течение суточного интервала перекачки жидкости. Точки получены как наиболее часто встречающиеся согласно анализу трендов технологических режимов оборудования конденсатопровода, исключая резкие скачки с шагом в  $1000 \text{ м}^3/\text{час}$  и более. Подобные трендовые изменения могут быть ошибочные в рамках помех работы оборудования телемеханики.

При осуществлении моделирования потока жидкости считается, что рабочая жидкость полностью заполняет все пространство исследуемой геоме-

трии. Температура рабочей жидкости одинакова во всех точках рабочей жидкости. На стенках трёхмерной модели задаётся условие прилипания жидкости, шероховатость поверхности принимается равномернозернистой, с высотой шероховатости 50 мкм. Количество расчётов итераций выбиралось на основе сходимости по массовому расходу входящего и выходящего потока жидкости. В ходе проведения расчётов было установлено, что при числе расчётов итераций в  $\approx 1000$  сходимость имела линейный характер и численное значение массового расхода было неизменным от дальнейших расчётов итераций.

На рис. 10 представлены контуры распределения давления жидкости в плоскости, проходящей через ось внутритрубного элемента. Из полученных результатов видно, что давление жидкости ступенчато снижается после каждой пары внутренних пластин. При низких расходах жидкости (расчёчная точка № 1,  $M = 2,82 \text{ кг}/\text{с}$ ) снижение давления составляет 0,04 МПа, что является весьма несущественным. При более высоких расходах жидкости (расчёчная точка №4,  $M = 15,30 \text{ кг}/\text{с}$ ), снижение давления составляет 1,1 МПа, что является вполне существен-

ным значением. Подобный характер изменения перепада давлений соответствует уравнению расхода жидкости (1).

При постоянном значении коэффициента расхода  $a$  и площади проходного сечения  $S$  с увеличением массового расхода жидкости будет увеличиваться перепад давления на участке внутритрубного диодного элемента.

На рис. 11 представлено векторное распределение скоростей в плоскости, проходящей через ось трубопровода, и в двух симметрично расположенных плоскостях, удаленных на 10 и 20 мм соответственно от оси трубопровода. Поток жидкости движется в виде сужающейся струи, которая сохраняет свою форму на всем протяжении исследуемого трубопровода. Максимальная скорость течения потока жидкости находится в центральной части турбулентного ядра потока и составляет около 8 и 41 м/с соответственно для первой и четвертой расчётной точки. При этом центральное турбулентное ядро проходит через все секции диода и снижается по интенсивности только на успокоителе. На периферийной части трубопровода наблюдается интенсивное завихрение жидкости и возникновение обратных потоков. Успокоитель потока делит жидкость на несколько потоков, которые, затем соединяясь, двигаются далее по трубопроводу со средней скоростью 1 и 4 м/с для расчётных точек № 1 и 4 соответственно.

### Заключение

По результатам проведенных математических расчетов с использованием программного комплекса ANSYS были получены положительные результаты в части применения диодного элемента в системе трубопроводного транспорта перекачки нестабильного конденсата. Существенное снижение ударных нагрузок на запорную и регулирующую арматуру достигается при значительных скачках расхода (более 60 м<sup>3</sup>/ч). В этом случае наблюдается снижение рабочего давления  $\approx 1$  МПа в момент резкого увеличения расходной характеристики. Снижение нагрузки позволит увеличить интервал проведения планово-предупредительных работ по обслуживанию арматуры, тем самым снизить нагрузку на работников промысла. Следующим этапом исследования будет изменение технологических режимов работы в более широком рабочем диапазоне при моделировании нестационарного потока с целью получения интерполяционной картины и нахождения оптимального значения числа пластин диода, а также расстояния между диодными элементами и их угол наклона. Исследуемая модель не влечет к изменению конструкции технологических устройств конденсатопровода, может размещаться вне зависимости от применяемого оборудования. Следующим этапом работы является более углубленная проработка геометрии диода, а также сборка и получение экспериментального образца для проведения натурных испытаний на технологической линии промыслового трубопровода.

### Список источников / References

1. Манихин О. Ю., Шалай В. В., Ходорева Е. В. Выбор способа подготовки природного газа для транспортировки по магистральным газопроводам // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2022. Т. 6, № 3. С. 58–65. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-3-58-65. EDN: ERRLJO.

Manikhin O. Yu., Shalay V. V., Khodoreva E. V. Vybor sposoba podgotovki prirodnogo gaza dlya transportirovki po magistral'nym gazoprovodam [Selection the method of natural gas preparation for transportation through main gas pipelines]. Omskii nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2022. Vol. 6, no. 3. P. 58–65. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-3-58-65. EDN: ERRLJO. (In Russ.).

2. Кубанов А. Н., Воронцов М. А., Федулов Д. М., Глазунов В. Ю. Технологический анализ работы турбокомпрессорной техники на начальном этапе эксплуатации УКПГ-2 Бованенковского НГКМ // Вести газовой науки. 2013. № 4 (15). С. 84–89. EDN: RTEYZZ.

Kubanov A. N., Vorontsov M. A., Fedulov D. M., Glazunov V. Yu. Tekhnologicheskiy analiz raboty turbokompressornoy tekhniki na nachal'nom etape ekspluatatsii UKPG-2 Bovanenkovskogo NGKM [Technological analysis of turbo-compressor equipment operation at the initial stage of UKPG-2 of the Bovanenkovo oil, gas, and condensate field]. Vesti Gazovoy Nauki. 2013. No. 4 (15). P. 84–89. EDN: RTEYZZ. (In Russ.).

3. СТО Газпром 089–2010. Газ горючий природный, поставляемый и транспортируемый по магистральным газопроводам. Технические условия. Введ. 08–08–2011. Москва: ОАО Газпром, 2010. 12 с.

STO Gazprom 089–2010. Gaz goryuchiy prirodnyy, postavlyayemyy i transportiruyemyy po magistral'nym gazoprovodam. Tekhnicheskiye usloviya [Combustible natural gas supplied and transported through main gas pipelines. Technical specifications]. Moscow, 2010. 12 p. (In Russ.).

4. Пат. 86691 Российская Федерация, МПК F16K 5/20. Шаровой кран // Дмитриев А. И., Закота А. И., Карпов С. И. [и др.]. № 2009119568/22; заявл. 26.05.2009; опубл. 10.09.2009, Бюл. № 25.

Patent No. 86691 Russian Federation, IPC F16K 5/20. Sharovyy kran [Ball Valve] // Dmitriev A. I., Zakota A. I., Karpov S. I. [et al.]. No. 2009119568/22. (In Russ.).

5. Пат. 56535 Российской Федерации, МПК F16K 5/16. Шаровой кран // Тихонков А. С., Швецов В. Б., Тихонков А. А. № 2006107155/22; заявл. 10.03.2006; опубл. 10.09.2006, Бюл. № 25.

Patent No. 56535 Russian Federation, IPC F16K 5/16. Sharovyy kran [Ball valve] // Tikhonkov A. S., Shvetsov V. B., Tikhonkov A. A. No. 2006107155/22. (In Russ.).

6. Пат. 2799157 Российской Федерации, МПК F16K 5/20. Шаровой кран — регулятор давления // Бумажнов Д. В., Дворянкин С. А., Бормашев Е. А. № 2023109103; заявл. 11.04.2023; опубл. 04.07.2023, Бюл. № 19.

Patent No. 2799157 Russian Federation, IPC F16K 5/20. Sharovoy kran — regul'uator davleniya [Ball valve pressure regulator] // Bumazhnov D. V., Dvoryankin S. A., Bormashev E. A. No. 2023109103. (In Russ.).

7. Иголкин А. А. Снижение шума и вибрационных нагрузок трубопроводных систем газораспределительных станций // Journal of Dynamics and Vibroacoustics. 2014. № 1. С. 28–33. EDN: XKQSVB.

Igolkin A. A. Sniжение shuma i vibroakusticheskikh nagruzok truboprovodnyh sistem gazoraspredelitel'nyh stancij [Reduction of noise and vibroacoustic loads of pipeline systems of gas distribution stations]. Journal of Dynamics and Vibroacoustics. 2014. Vol. 1. P. 28–33. EDN: OUNXZD. (In Russ.).

8. Letham D. L. Fluidic system design. Mashing Design. 1966. Vol. 18. P. 210–218.

9. Кайгородов С. Ю. Разработка конструкции и исследование рабочих процессов диафрагменного диода, предназначенного для работы в прямозубом роторном насосе: автореф. дис. ... канд. наук. Омск, 2022. 24 с.

Kaigorodov S. Yu. Razrabotka konstruktsii i issledovaniye rabochikh protsessov diafragmennogo dioda, prednазnachennogo dlya raboty v pryamozubom rotornom nasose [Development of a design and study of the operating processes of a diaphragm diode

- intended for operation in a spur rotary pump]. Omsk, 2022. 24 p. (In Russ.).
10. Гимадиев А. Г., Уткин А. В. Исследование характеристик вихревого гидравлического дросселя для систем подготовки проб теплоносителя // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2015. Т. 14, № 4. С. 110–117. DOI: 10.18287/2412-7329-2015-14-4-110-117. EDN: VHRWEN.
- Gimadiyev A. G., Utkin A. V. Issledovaniye kharakteristik vikhrevogo gidravlicheskogo drosselya dlya sistem podgotovki prob teplonositelya. [Study of characteristics of the vortex throttling valve for the sysytem of water sample conditioning]. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2015. Vol. 14, no. 4. P. 110–117. DOI: 10.18287/2412-7329-2015-14-4-110-117. EDN: VHRWEN. (In Russ.).
11. Кайгородов С. Ю. Модель рабочего процесса механизма подъёма и опускания стрелы с дополнительным демпфером в виде гидродиода // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7, № 2. С. 52–57. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-2-52-57. EDN: MHMTWN.
- Kaigorodov S. Yu. Model' rabochego protsessa mekhanizma pod'yema i opuskaniya strelы s dopolnitel'nym dempferom v vide gidrodioda [The model of working process of the boom lifting and lowering mechanism with an additional damper in the form of hydrodiode]. *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2023. Vol. 7, no. 2. P. 52–57. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-2-52-57. EDN: MHMTWN. (In Russ.).
12. Khabarova D. F., Podzerko A. V., Spiridonov E. K. Experimental Investigation of Fluidic Diodes. *International Conference on Industrial Engineering, ICIE 2017. Procedia Engineering*. 2017. Vol. 206. P. 93–98. DOI: 10.1016/j.proeng.2017.10.443. EDN: XNQTRX.
13. Федорова Н. Н., Вальгер С. А., Данилов М. Н., Захарова Ю. В. Основы работы в ANSYS 17. Москва: ДМК Пресс, 2017. 210 с. ISBN 978-5-97060-425-0.
- Fedorova N. N., Val'ger S. A., Danilov M. N., Zakhарова Yu. V. Osnovy raboty v ANSYS 17 [Basic principles of ANSYS 17]. Moscow, 2017. 210 p. ISBN 978-5-97060-425-0. (In Russ.).
14. Matsson J. E. An introduction to ANSYS Fluent 2021. SDC Publications, 2021. 552 p. ISBN: 978-1-63057-462-8.
15. Ansys fluent tutorial guide. Southpointe, 2011URL: [https://www.sylvain-serra.fr/res/fluent\\_tuto.pdf](https://www.sylvain-serra.fr/res/fluent_tuto.pdf) (accessed: 20.11.2025).
16. Shcherba V., Kaigorodov S., Dorochev E. Development and research of diaphragm hydrolic diode for positive displacement pumps. *Mechanics Based Design of Structures and Machines*. Vol. 53. P. 1–20. DOI: 10.1080/15397734.2024.2374452.

**ОВСЯННИКОВ Андрей Юрьевич**, кандидат технических наук, ведущий инженер-технолог Восточно-Сибирского нефтегазопромыслового управления ООО «Газпром добыча Ноябрьск», г. Ноябрьск.

SPIN-код: 6210-7357  
AuthorID (РИНЦ): 823807  
Адрес для переписки: ovsyannikov.mail@gmail.com  
**ДОРОФЕЕВ Егор Алексеевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Гидромеханика и транспортные машины» Омского государственного технического университета, г. Омск.

SPIN-код: 8323-4198  
AuthorID (РИНЦ): 1147663  
AuthorID (SCOPUS): 57208906779  
ResearcherID: V-9114-2018  
Адрес для переписки: shevdm@mail.ru  
**ДУБРОВСКИЙ Евгений Николаевич**, ведущий инженер-технолог Чаяндinskого нефтегазопромыслового управления ООО «Газпром добыча Ноябрьск», г. Ноябрьск.

**Прозрачность финансовой деятельности:** авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Статья поступила в редакцию 08.09.2025; одобрена после рецензирования 17.11.2025; принята к публикации 25.11.2025.

**OVSYANNIKOV Andrey Yuryevich**, Candidate of Technical Sciences, Leading Process Engineer, East Siberian Oil and Gas Production Directorate of LLC "Gazprom Dobycha Noyabrsk", Noyabrsk.

SPIN-code: 6210-7357  
AuthorID (RSCI): 823807  
Correspondence address: ovsyannikov.mail@gmail.com

**DOROFEEV Egor Alekseevich**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Hydromechanics and Transport Machines Department, Omsk State Technical University, Omsk.

SPIN-code: 8323-4198  
AuthorID (RSCI): 1147663  
AuthorID (SCOPUS): 57208906779  
ResearcherID: V-9114-2018  
Correspondence address: shevdm@mail.ru

**DUBROVSKIY Evgeniy Nikolayevich**, Leading Process Engineer, Chayandinskoye Oil and Gas Production Directorate of LLC "Gazprom Dobycha Noyabrsk", Noyabrsk.

**Financial transparency:** the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

The article was submitted 08.09.2025; approved after reviewing 17.11.2025; accepted for publication 25.11.2025.

# РЕВЕРС-ИНЖИНИРИНГ И ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ ВЯЗКОГО ГАЗА СТУПЕНИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА ТУРБОСТАРТЕРА ТС-21 ДЛЯ ПОСТРОЕНИЯ НАПОРНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ С ЦЕЛЬЮ ДАЛЬНЕЙШЕЙ МОДЕРНИЗАЦИИ

А. П. Шешуков, А. М. Яблоков, Л. Н. Маренина

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

В работе представлены результаты 3D-сканирования геометрии проточной части центробежного компрессора ТС-21, а также результаты численного исследования течения вязкого газа в проточной части компрессора. Построены газодинамические характеристики компрессора на основе отсканированной оригинальной геометрии проточной части. Проведена оценка использования реверс-инжиниринга в энергетической и авиационной промышленности. Было выявлено, что помимо использования 3D-сканирования для лопаток рабочих колес необходимо проводить дополнительные операции, так как входные кромки лопаток получались более острые в результате погрешности обработки, вследствие чего возникает ударное обтекание и некорректное проектирование, модернизация промышленного и авиационного динамического оборудования.

**Ключевые слова:** центробежный компрессор, лопаточный диффузор, рабочее колесо, численное моделирование, характеристика, реверс-инжиниринг.

**Для цитирования:** Шешуков А. П., Яблоков А. М., Маренина Л. Н. Реверс-инжиниринг и численное моделирование течения вязкого газа ступени центробежного компрессора турбостартера ТС-21 для построения напорной характеристики с целью дальнейшей модернизации // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 4. С. 80–87. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-4-80-87. EDN: YCVDGE.



© Шешуков А. П., Яблоков А. М., Маренина Л. Н., 2025.  
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

# REVERSE ENGINEERING AND NUMERICAL MODELING OF THE VISCOS GAS FLOW OF THE CENTRIFUGAL COMPRESSOR STAGE OF THE TS-21 TURBO STARTER TO CONSTRUCT A PRESSURE CHARACTERISTIC FOR THE PURPOSE OF FURTHER MODERNIZATION

А. П. Sheshukov, А. М. Yablokov, L. N. Marenina

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

In the research, reverse engineering of the centrifugal compressor stage of the TS-21 auxiliary power unit is carried out. The calculation is also modeled in the finite element method program taking into account all recommendations using computational gas dynamics methods. As a result, the compressor pressure characteristics are built for its further modernization. An assessment of reverse engineering for industrial tasks in modern realities is also carried out. Some shortcomings of 3D-scanning for turbomachine blades are identified, which greatly affect the CFD calculations and the correctness of the results.

**Keywords:** centrifugal compressor, vane diffuser, impeller, numerical modeling, characteristic, reverse engineering.

**For citation:** Sheshukov A. P., Yablokov A. M., Marenina L. N. Reverse engineering and numerical modeling of the viscous gas flow of the centrifugal compressor stage of the TS-21 turbo starter to construct



## Введение

В современном мире компаниям приходится использовать передовые технологии для того, чтобы быть первыми на рынке спроса и предложений. В XX в. на замену стандартным методам анализа, обработки и воссоздания модели приходит реверс-инжиниринг или, как его еще называют, метод обратного проектирования. Еще несколько десятилетий назад различные производители и заводы копировали и заимствовали особенности выпускаемой продукции у конкурентов для получения новых знаний в производстве и для усовершенствования своих изделий. На сегодняшний день технический прогресс достиг настолько высокого уровня, что если сравнить реверс-инжиниринг буквально десять лет назад и сейчас, то это два совершенно разных метода по точности и возможности обработки объектов.

Реверс-инжиниринг активно применяется во многих отраслях промышленности. Его используют для решения различных задач в технологических процессах модернизации и разработки. Существует два наиболее распространенных направления применения обратного проектирования в энергетическом машиностроении:

1. Импортозамещение энергетических машин [1, 2].

Сейчас на Россию наложено беспрецедентное количество санкций со стороны западных стран, которые в значительной степени меняют процессы в экономике, включая энергетику. Многие компании, связанные с добычей газа и нефти, используют иностранные технологии, так как техника, купленная несколько лет назад, нуждается в техническом обслуживании и профилактике [3]. Для решения этих проблем отечественная промышленность стала активно применять обратный инжиниринг, чтобы упростить и удешевить замену комплектующих эксплуатируемых промышленных объектов.

2. Модернизация уже имеющихся энергоустановок [4].

Одной из главных задач обратного проектирования является воссоздание уже готовой модели для ее дальнейшей доработки в рамках улучшения определенных характеристик.

В последнее время повышается востребованность организаций, занимающихся модернизацией энергетического и нефтегазового оборудования для крупных фирм.

В связи с этим стоит вопрос оценки возможностей обратного инжиниринга в задачах модернизации оборудования и создания математических моделей отсканированных изделий для проведения различных численных исследований.

Следовательно, цель исследования — построение математической модели одноступенчатого центробежного компрессора ТС-21 для дальнейшей модернизации, а также получение газодинамических характеристик методами вычислительной гидрогазодинамики и оценка использования реверс-

инжиниринга для задач промышленности в области машиностроения.

## Материалы и методы исследования

В качестве объекта исследования выбран одноступенчатый центробежный компрессор турбостартера ТС-21. Турбостартер ТС-21 предназначен для раскрутки ротора маршевого двигателя в ходе его запуска [5]. Турбостартер представляет собой двухвальный газотурбинный двигатель со свободной турбиной. Вал турбины компрессора и вал свободной турбины врачаются отдельно друг от друга, турбина компрессора вращается с частотой 50 500 об/мин. На таких оборотах вспомогательная силовая установка работает не больше 55 сек, чего вполне достаточно для раскрутки ротора основного двигателя. Холодная часть ТС-21 состоит из основных элементов: электростартера, ротора турбокомпрессора, корпуса компрессора, диффузора.

В данной модификации турбостартера используется центробежный компрессор с осерадиальным рабочим колесом типа «радиальная звезда», которое состоит из вращающегося направляющего аппарата и радиального колеса с гиперболическим диском. В рабочем колесе 20 лопаток.

Следом за колесом компрессора идет поворотное колено с осевым выходом к диффузору. Перед камерой сгорания для спрямления потока в осевом направлении установлен лопаточный диффузор, состоящий из 16 основных и 16 сплитерных лопаток. Забор воздуха в ступень осуществляется при помощи входной части с радиальным входом. После прохождения через ступень компрессора давление газа достигает 2,5 кг/см<sup>2</sup>. На рис. 1 приведена схема проточной части компрессора в меридиональном сечении.

Для построения цифровой модели проточной части исследуемого центробежного компрессора применялось трехмерное сканирование.

Сканирование объекта подразумевает под собой использование специального оборудования — 3D-сканера. 3D-сканер — устройство, предназначенное для анализа физического объекта и получения его трехмерной модели [6].

Существует два основных вида 3D-сканера — контактный и бесконтактный, которые отличаются между собой методами сканирования.

Контактные используют так называемый «щуп», при помощи которого физически замеряют базовые плоскости и поверхности. Это позволяет максимально точно определить геометрию объекта и построить 3D-картину.

Бесконтактные лазеры используют в своем арсенале специальный лазер, который на расстоянии считывает точки с поверхности сканируемого объекта и переносит их в специальную программу для дальнейшей обработки. Один из главных плюсов бесконтактных лазеров заключается в том, что при помощи него можно отсканировать различные криволинейные поверхности.

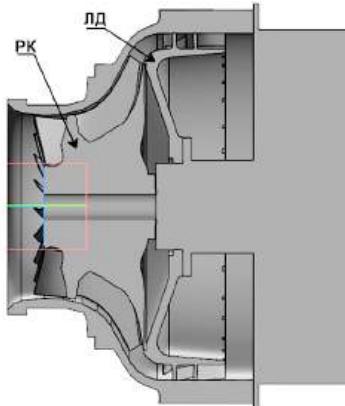


Рис. 1. Сборка ступени центробежного компрессора в программе Компас-3D  
Fig. 1. Assembly of a centrifugal compressor stage in the Kompas-3D program



Рис. 2. 3D-сканер марки CREAFORM  
Fig. 2. CREAFORM 3D-scanner

Также сканеры делятся на основные типы:

1. *Ручные* — простые, удобные, компактные и не требующие особых навыков. Позиционирование производится по специальным меткам. Технические возможности таких сканеров ограничены ввиду их набегающей погрешности измерений.

2. *3D-сканеры для координатно-измерительных «рук»* — значительно расширяют функционал измерительных «рук», быстро и легко устанавливаются на шарнир манипулятора типа «рука», обеспечивают высокоскоростную прямую оцифровку поверхностей и элементов деталей с высоким разрешением.

3. *Система «Трекер-сканер»* — трекер динамически отслеживает сканер благодаря трекинговым меткам; нет необходимости в прикреплении маркеров к детали. Вычислительный комплекс рассчитывает положение сканера относительно детали исходя из маркеров на нем самом.

4. *Стационарные координатно-измерительные машины* — тяжелые, требовательные к вибрациям (развязанный фундамент для предотвращения передачи внешних вибраций на машину), стационарно размещение оборудование для измерения в пространстве геометрии и размеров объекта. Могут сканировать сразу большое количество объектов за короткое время, применяются исключительно на производстве.

Для реверс-инжиниринга простой геометрии можно воспользоваться ручными измерительными средствами, такими как штангенциркуль, микрометр, нутромер и т. д. При работе с относительно большими и сложными деталями, поверхность которых замерить простыми способами не представляется возможным, применяют автоматизированные измерительные инструменты. При использовании технологий 3D-сканирования форма детали преобразуется в математическую модель, состоящую из огромного облака точек. Далее результаты измерений передаются в виде определенных файлов фасетной 3D-модели в CAD, CAE или CAM системы для дальнейшей обработки в зависимости от задач [6, 7].

Для получения твердотельной модели и результатов численного моделирования ступени центробежного компрессора были использованы несколько видов сканеров:

1. *Faro Quantum S* (Швейцария) — одна из трех модификаций «руки», которая отличается повышенной точностью для особо точных измерений.



Рис. 3. Этап сканирования лопаточного диффузора  
Fig. 3. Scanning stage of the blade diffuser

2. *Hexagon Absolute Arm* (Франция) — портативная координатно-измерительная машина, предназначенная для измерений геометрических размеров объекта в условиях производства и лаборатории. Имеет схожие характеристики с Faro.

3. *CREAFORM METRASCAN Black Elite* (Канада) — система «Трекер-сканер». Отличается высокой скоростью сканирования и быстрой настройкой. Имеет более высокую точность, но меньшую разрешающую способность и ряд ограничений по сравнению с предыдущими координатно-измерительными машинами типа «рука», вызванными требованием оптической видимости сканера для трекера.

На рис. 2 представлен 3D-сканер CREAFORM METRASCAN Black, который применялся для создания цифровых моделей корпусных деталей. Рабочее колесо и лопаточный диффузор были отсканированы при помощи Faro Quantum S и Hexagon Absolute Arm.

Сканирование лопаточных частей компрессора производилось со всех сторон по два раза, после чего полученные результаты накладывались друг на друга в программе Geomagic Wrap. На рис. 3 представлен этап снятия геометрии с лопаточного диффузора. В результате получившиеся облака то-

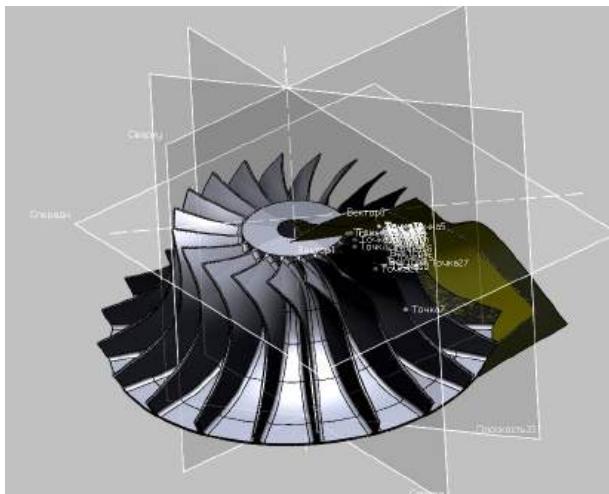


Рис. 4. Осерадиальное рабочее колесо с огибающими лопатку поверхностями  
 Fig. 4. Axial-radial impeller with enveloping surfaces of the blade

чек при соединении двух сканов достигли высокой точности, что говорит об удачном применении реверс-инжиниринга для снятия формы лопаток турбомашин [8 – 11].

В ходе сканирования было выявлено, что в месте соединения ВНА и радиального колеса есть неровныестыки из-за погрешности производства деталей. В целях исследования численного моделирования было решено сгладить неровности для более плавной геометрии.

В результате работы были получены необработанные полигональные модели всех элементов компрессора для получения твердотельных моделей в ПО Geomagic Design X.

Следующий этап работы — обработка полученных данных в программе Geomagic Design X. По окончании обработки результаты будут загружены в формат файла STP для моделирования математической модели и численного эксперимента в ПО с использованием метода контрольных объемов. На рис. 4 представлена твердотельная обработанная модель осерадиального рабочего колеса компрессора.

После получения геометрии элементов компрессора следует этап математического моделирования численного эксперимента в ПО с использованием метода контрольных объемов.

Первым шагом любых газодинамических CFD исследований является работа с геометрией исследуемого объекта. Для начала воспользуемся модулем Geometry, куда выгружаем файл STP с обработанной цифровой моделью. Основной задачей в данном модуле является построения меридионального контура проточной части компрессорной ступени для подпрограммы Turbogrid [12]. Для начала воспользуемся функцией Sketch Projection для того, чтобы построить проекцию нашего будущего скетча проточной части, затем выставляем нужные нам рамки входа и выхода в интересующем нас контуре. Далее воспользуемся командой FlowPath и сразу же применим опцию ExportPoints с целью выделения поверхностей лопатки и для её дальнейшего импорта. На рис. 5 представлен скетч FlowPath, построенный в модуле Geometry.

В конечном итоге сборочная модель проточной части компрессора была готова для последующе-

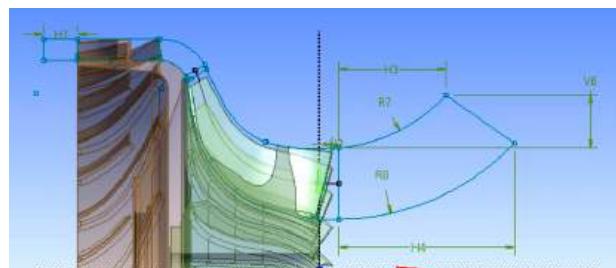


Рис. 5. Эскиз FlowPath всей проточной части и схема расположения сечений для снятия параметров потока  
 Fig. 5. FlowPath sketch of the entire flow path and the layout of sections for taking flow parameters

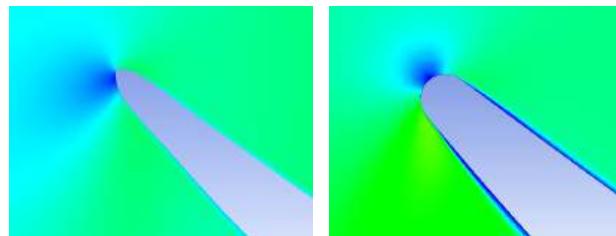


Рис. 6. Входная кромка лопатки рабочего колеса:  
 а — до обработки; б — после обработки  
 Fig. 6. Leading edge of the impeller blade before and after machining: a — before machining; b — after machining

го переноса ее в сеточный генератор — Turbogrid. Также стоит отметить, что входные кромки лопаток после обработки в ПО Geomagic Design X получились острые, из-за чего потребовалось использовать дополнительную функцию Cad Import, чтобы их сгладить, так как это очень сильно влияет на расчеты в будущем [4]. На рис. 6 представлена входная кромка лопатки рабочего колеса компрессора до и после использования Cad Import. Аналогичные операции были проделаны с лопаточным диффузором.

Одним из главных этапов построения численного эксперимента является создание сетки проточной части в подпрограмме Turbogrid. Основной проблемой в построении сетки выступает грамотное выставление стяжения в области твердых стенок [13]. Воспользуемся опцией First element offset. Для предварительного расчета было использовано значение 0,02 мм, в последующих вычислениях путем проверки параметра  $u^+$  условились уменьшить это значение в 10 раз. Параметр  $u^+$  должен быть меньше 2, так как была выбрана низкорейнольдсова модель турбулентности [14]. Более того, необходимо выставить зазор в рабочем колесе, куда будет перетекать газ во время вращения. Выставим его равным 0,5 мм.

Таким образом, были созданы сетки для лопаточного диффузора и рабочего колеса центробежного компрессора в подпрограмме Turbogrid. Расчетные

сетки рабочего колеса и лопаточного диффузора составили 2,2 и 1,9 миллиона элементов соответственно. Также были приняты во внимание все общеизвестные рекомендации к построению [14]. Совместно с этим был построен входной канал простой геометрии в модуле ICEM CFD с количеством элементов около 200 тыс.

Завершающей стадией осуществления численного исследования представляет собой задание граничных условий в модуле CFX [13]. Для начала разбиваем нашу расчетную модель на области, так называемые Domains. В каждом домене ставим рабочее тело — идеальный газ. Далее задаем вращение рабочему колесу с определенной частотой оборотов. После этого переходим во вкладку Fluid Models и выбираем два параметра: Total Energy — для учета высокоскоростных энергетических эффектов; Shear Stress Transport — в качестве универсальной модели турбулентности для задач устойчивости и точности разрешения пограничного слоя [14]. В области входа зададим полное давление и температуру, а на выходе — массовый расход. На граничащих поверхностях между доменами выставим значение Frozen Rotor. Опция Rotation Periodicity в программе ANSYS CFX позволяет задать периодические граничные условия на боковых стенках проточной части, симметричных относительно оси вращения. Завершающим действием во вкладке Solver Control выставляем нужное нам количество итераций и масштаб времени.

Далее в приложении Solution выставляем количество ядер своего процессора и начинаем расчет.

В результате, была построена CFD-модель всей ступени центробежного компрессора, которую можно использовать для численного моделирования течения вязкого газа и построения характеристики.

## Результаты

Основная цель данной работы заключается в построении напорной характеристики центробежного компрессора ТС-21 изначальной и доработанной геометрии для сравнения и модернизации. Перед тем как переходить к самой характеристике, необходимо выбрать контрольные сечения, в которых будут сняты параметры потока. На рис. 5 представлены контрольные сечения для снятия параметров потока.

Ключевыми параметрами является давление и температура (полные и статические), а также скорость в абсолютном движении.

При обработке результатов была использована методика, описанная Ю. Б. Галеркиным, при помощи которой были рассчитаны основные параметры [15]:

1) условный коэффициент расхода:

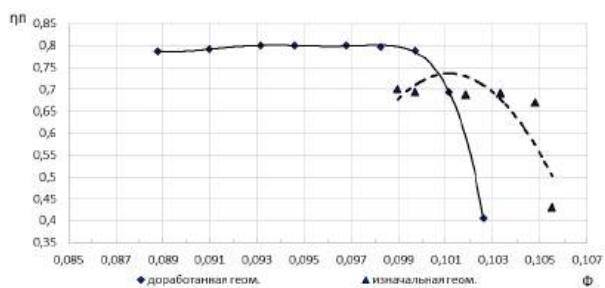
$$\Phi = \frac{4\bar{V}_0}{\pi D_2^2 U_2},$$

где  $\bar{V}_0$  — объемный расход в сечении,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $D_2$  — диаметр рабочего колеса,  $\text{м}$ ;  $U_2$  — окружная скорость на диаметре  $D_2$ ,  $\text{м}/\text{с}$ .

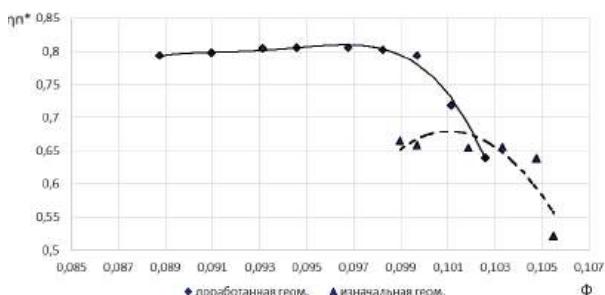
2) коэффициент политропного напора по статическим параметрам:

$$\Psi_n = \frac{h_n}{U_2^2}.$$

Причем  $h_n$  — политропный напор,  $\text{кДж}/\text{кг}$ .



a



б

Рис. 7. Графики зависимостей политропных КПД от условного коэффициента расхода: а — по полным параметрам; б — по статическим параметрам

Fig. 7. Graphs of the dependences of polytropic efficiencies on the conditional flow coefficient: a — for total parameters; б — for static parameters

3) коэффициент политропного напора с учетом динамической составляющей:

$$\Psi_n^* = \frac{h_n^*}{U_2^2};$$

4) коэффициент внутреннего напора:

$$\Psi_i = \frac{h_i}{U_2^2}.$$

К тому же  $h_i$  — внутренний напор,  $\text{кДж}/\text{кг}$ .

$$h_i = i_0^* - i_0'$$

$i^*$  — полные энталпии потока.

Также были посчитаны коэффициенты полезного действия по статическим и полным параметрам:

$$\eta_n = \frac{h_n}{h_i - h_d},$$

$$\eta_n^* = \frac{h_n^*}{h_i}.$$

На рис. 7 и 8 представлены графики зависимостей КПД и коэффициента политропного напора по полным и статическим параметрам, которые были посчитаны вручную.

## Заключение

В результате работы был проведен реверс-инжиниринг и построены характеристики центробежного компрессора турбостартера для сравнения и модернизации дальнейшей доработки двигателя. Было выявлено, что помимо использования 3D-сканирования для лопаток рабочих колес необходимо проводить дополнительные операции,

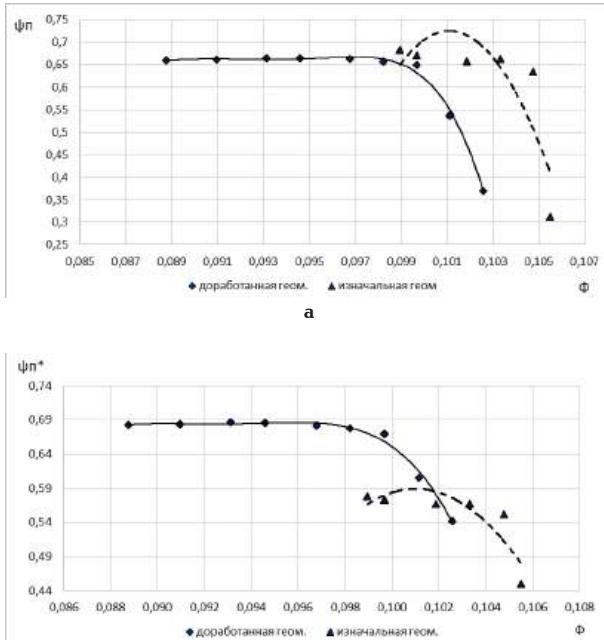


Рис. 8. Графики зависимостей коэффициента политропного напора от условного коэффициента расхода:  
а — по полным параметрам;  
б — по статическим параметрам

Fig. 8. Graphs of the dependence of the polytropic pressure coefficient on the conditional flow coefficient:  
a — for total parameters; б — for static parameters

так как входные кромки лопаток получались более острые в результате погрешности обработки, из-за чего может возникать ударное обтекание и некорректное проектирование, модернизация промышленного и авиационного динамического оборудования. В данном эксперименте наглядно видно смещение всей характеристики в сторону большего расхода и сильное снижение КПД, что говорит о возрастающих ударных потерях при использовании острых кромок на лопатках рабочего колеса и диффузора. Стоит отметить, что реверс-инжиниринг — относительно новый способ проектирования, и указанный метод только начинает получать популярность и признание среди представителей энергетической, нефтегазовой и авиационной отраслей. Последующая модернизация компрессорной части ТС-21 целесообразна, так как позволит увеличить КПД и давление в ступени центробежного компрессора.

#### Благодарности / Acknowledgments

Исследование выполнено при поддержке компании ООО «Инженерно-технологические решения». Также выражаем благодарность старшему инженеру-конструктору А. А. Евтушенко.

The research was supported by LLC "Engineering and Technological Solutions". The authors also express their gratitude to A. A. Evtushenko, Senior Design Engineer of the company.

#### Список источников / References

1. Сон П. Ю. Перспективы и вызовы импортозамещения в российской энергетике // Экономические исследования и разработки. 2023. № 4-2. С. 93–100. EDN: OVXPPD.

Son P. Yu. Perspektivy i vyzovy importozameshcheniya v rossiyskoy energetike [Prospects and challenges of import

substitution in the Russian energy sector] Ekonomicheskiye issledovaniya i razrabotki. Economic Development Research Journal. 2023. No. 4-2. P. 93–100. EDN: OVXPPD. (In Russ.).

2. Рубанова К. А. Исследование применения обратного инжиниринга российскими промышленными компаниями // Human Progress. 2024. Т. 10, № 1. С. 3. DOI: 10.34709/IM.1101.17. EDN: QOZBOA.

Rubanova K. A. Issledovaniye primeneniya obratnogo inzhiniringa rossiyskimi promyshlennymi kompaniyami [Research on the reverse engineering usage by Russian industrial companies]. Human Progress. 2024. Vol. 10, no. 1. P. 3. DOI: 10.34709/IM.1101.17. EDN: QOZBOA. (In Russ.).

3. Винниченко А. В., Назаревич С. А. Применимость модели обратного инжиниринга для задач унификации в процессах системного проектирования машиностроительных предприятий // Science and Education: Problems and Innovations: сб. ст. V Междунар. науч.-практ. конф. Пенза: Наука и Просвещение, 2020. С. 34–39. EDN: VCJWGW.

Vinnichenko A. V., Nazarevich S. A. Primenimost' modeli obratnogo inzhiniringa dlya zadach unifikatsii v protsessakh sistemnogo proyektirovaniya mashinostroitel'nykh predpriyatiy [Applicability of the reverse engineering model for unification problems in the processes of system design of machine-building enterprises]. Science and Education: Problems and Innovations. Penza, 2020. P. 34–39. EDN: VCJWGW. (In Russ.).

4. Сарманаева А. Ф., Соколов Н. В., Паранина О. Ю. [и др.]. Проблемные вопросы и пути их решения при проведении реверс-инжиниринга узлов компрессорных машин // Омский научный вестник. Серия Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2024. Т. 8, № 3. С. 53–60. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-3-53-60. EDN: BUMOY.

Sarmanayeva A. F., Sokolov N. V., Paranina O. Yu. [et al.]. Problemnyye voprosy i puti ikh resheniya pri provedenii revers-inzhiniringa uzlov kompressornykh mashin [Problematic issues and ways to solve them during reverse engineering of compressor design unit]. Omskiy nauchnyy vestnik. Seriya Aviatsionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2024. Vol. 8, no. 3. P. 53–60. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-3-53-60. EDN: BUMOY. (In Russ.).

5. Кузьмин Н. В. Разработка мобильного стенда для запуска ТС-21 // Молодежный вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. 2022. № 1 (26). С. 47–52. EDN: ZOISYW.

Kuzmin N. V. Razrabotka mobil'nogo stenda dlya zapuska TS-21 [Development of a mobile stand for launching TS-21]. Molodezhnyy Vestnik Ufimskogo Gosudarstvennogo Aviatsionnogo Tekhnicheskogo Universiteta. 2022. No. 1 (26). P. 47–52. EDN: ZOISYW. (In Russ.).

6. Хейфец М. Л., Грецкий Н. Л., Хилько Д. Н. Реверс-инжиниринг в аддитивном и ремонтном производстве сложнопрофильных и крупногабаритных изделий // Перспективы развития аддитивных технологий в Республике Беларусь: сб. тр. конф. Минск: РУП «Издательский дом «Белорусская наука», 2023. С. 149–156. EDN: GZIYCW.

Keyfets M. L., Gretskiy N. L., Khilko D. N. Revers-inzhiniring v additivnom i remontnom proizvodstve slozhnoprofil'nykh i krupnogabarnitnykh izdeliy [Reverse engineering in additive and repair manufacturing of complex and large-sized products]. Perspektivy razvitiya additivnykh tekhnologiy v Respublike Belarus'. Opportunities for the Development of Additive Technologies in the Republic of Belarus. Minsk, 2023. P. 149–156. EDN: GZIYCW. (In Russ.).

7. Тараховский А. Ю., Смирнов И. А. Реверс-инжиниринг коленчатого вала компрессора // Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство. 2023. № 18. С. 91–97. DOI: 10.26160/2658-3305-2023-18-91-97. EDN: KRSOSS.

Tarakhovskiy A. Yu., Smirnov I. A. Revers-inzhiniring kolenchatogo vala kompressora [Reverse engineering of

the compressor crankshaft]. *Transportnoye, gornoye i stroitel'noye mashinostroyeniye: nauka i proizvodstvo. Transport, Mining and Construction Engineering: Science and Production.* 2023. No. 18. P. 91–97. DOI: 10.26160/2658-3305-2023-18-91-97. EDN: KRSOSS. (In Russ.).

8. Wang P., Zhang M. M., Zangeneh M. A. Novel optimisation of a transonic centrifugal impeller based on 3D inverse design approach. *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2023: Turbomachinery Technical Conference and Exposition.* 2023. Vol. 13D. V13DT35A019. DOI: 10.1115/GT2023-103145.

9. Oliveira R., Zhang L., Zangeneh M. Tandem-blade centrifugal compressor design and optimization by means of 3D inverse design. *European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics.* 2023. DOI: 10.29008/ETC2023-270.

10. Скрипничук Е. В., Решетникова Е. С. Реверсивный инжиниринг // Технологии металлургии, машиностроения и материалаообработки. 2021. № 20. С. 238–245. EDN: MRAOWG.

Skrinpichuk E. V., Reshetnikova E. S. Reversivnyy inzhiniring [Reverse engineering]. *Tekhnologii Metallurgii, Mashinostroyeniya i Materialoobrabotki.* 2021. No. 20. P. 238–245. EDN: MRAOWG. (In Russ.).

11. Саса Д. А., Тараховский А. Ю. Создание методики повышения производительности процесса создания твердотельной 3D-модели из реального объекта с помощью оптического сканера // Современные технологии: проблемы и перспективы: сб. ст. Всерос. науч.-практ. конф. для аспирантов, студентов и молодых ученых. Севастополь, 2021. С. 49–55. EDN: NLHFGJ.

Sasa D. A., Tarakhovskiy A. Yu. Sozdaniye metodiki povysheniya proizvoditel'nosti protsessa sozdaniya tverdotel'noy 3-D modeli iz real'nogo ob'yekta s pomoshch'yu opticheskogo skanera [Creating a technique for improving the performance of the process of creating a solid-state 3-D model from a real object using an optical scanner]. *Sovremennyye Tekhnologii: Problemy i Perspektivi.* Sevastopol, 2021. P. 49–55. EDN: NLHFGJ. (In Russ.).

12. Филимонов Е. В., Маренина Л. Н., Дроздов А. А., Садовский Н. И. Опыт применения 3Д-сканирования и CFD-расчетов для исследования течения в рабочем колесе многошарнирного центробежного компрессора и проведения оптимизации // Омский научный вестник. Серия Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2024. Т. 8, № 3. С. 69–79. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-3-69-79. EDN: EKLOEM.

Filimonov E. V., Marenina L. N., Drozdov A. A., Sadovskiy N. I. Opyt primeneniya 3D-skanirovaniya i CFD-raschetov dlya issledovaniya techeniya v rabochem kolese mnogoval'nogo tsentrobazhnogo kompressora i provedeniya optimizatsii [Experience of applying 3D-scanning and CFD calculations to study and optimization the flow in the impeller of a multi-shaft centrifugal compressor]. Omskiy nauchnyy vestnik. Seriya Aviatsionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering.* 2024. Vol. 8, no 3. P. 69–79. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-3-69-79. EDN: EKLOEM. (In Russ.).

13. Данилишин А. М. Повышение эффективности турбокомпрессоров с центробежными компрессорными ступенями концевого типа: дис. ... канд. техн. наук. Санкт-Петербург, 2023. 294 с. EDN: EIBGKB.

Danylyshyn A. M. Povysheniye effektivnosti turbokholodil'nykh mashin s tsentrobazhnymi kompressornymi stupeniami kontsevogo tipa [Increasing of the turborefrigerating machines efficiency with the centrifugal compressors end type high-head stages]. Saint Petersburg, 2023. 294 p. EDN: EIBGKB. (In Russ.).

14. Данилишин А. М., Кожухов Ю. В. Численное моделирование турбулентного течения в высоконапорном осево-радиальном рабочем колесе центробежного компрессора холодильных машин // Омский научный вестник. Серия Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2022.

T. 6, № 2. С. 59–70. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-2-59-70. EDN: ZDJATL.

Danilishin A. M., Kozhukhov Yu. V. Chislennoye modelirovaniye turbulentnogo techeniya v vysokonapornom oseradial'nom rabochem kolese tsentrobazhnogo kompressora kholodil'nykh mashin [Numerical simulation of turbulent flow in high-head impeller of centrifugal compressor]. Omskiy nauchnyy vestnik. Seriya Aviatsionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering.* 2022. Vol. 6, no. 2. P. 59–70. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-2-59-70. EDN: ZDJATL. (In Russ.).

15. Яблоков А. М., Садовский Н. И., Кожухов Ю. В. Моделирование течения вязкого газа в модельных малорасходных ступенях центробежного компрессора // Территория Нефтегаз. 2019. № 5. С. 28–35. EDN: IIOKWP.

Yablokov A. M., Sadovskiy N. I., Kozhukhov Yu. V. Modelirovaniye techeniya vyazkogo gaza v model'nykh maloraskhodnykh stupenyakh tsentrobazhnogo kompressora [Simulation of viscous gas flow in model low consumption centrifugal compressor stages]. Territoriya Neftegaz. *Oil and Gas Territory.* 2019. No. 5. P. 28–35. EDN: IIOKWP. (In Russ.).

**ШЕШУКОВ Артём Павлович**, магистрант  
гр. 3241303/50501 Высшей школы энергетического машиностроения Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого (СПбПУ),  
г. Санкт-Петербург.

Адрес для переписки: artgrom.sheshukov.1999@gmail.com

**ЯБЛОКОВ Алексей Михайлович**, старший преподаватель Высшей школы энергетического машиностроения СПбПУ, г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 2695-2962

AuthorID (РИНЦ): 846269

ORCID: 0000-0001-7842-9614

AuthorID (SCOPUS): 57199231312

ResearcherID: M-7787-2018

Адрес для переписки: yablokovaleksey@mail.ru

**МАРЕНИНА Любовь Николаевна**, кандидат технических наук, старший преподаватель Высшей школы энергетического машиностроения СПбПУ, г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 5842-1771

ORCID: 0000-0001-9380-9754

AuthorID (SCOPUS): 57188961410

ResearcherID: C-6788-2017

Адрес для переписки: marenina\_ln@mail.ru

**Прозрачность финансовой деятельности:** авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Статья поступила в редакцию 10.09.2025; одобрена после рецензирования 18.11.2025; принята к публикации 27.11.2025.

**SHESHUKOV Artem Pavlovich**, Master's Student of the Higher School of Power Engineering, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (SPbPU), Saint Petersburg.

Correspondence address: artgrom.sheshukov.1999@gmail.com

**YABLOKOV Aleksey Mikhaylovich**, Senior Lecturer of the Higher School of Power Engineering, SPbPU, Saint Petersburg.

SPIN-code: 2695-2962

AuthorID (RSCI): 846269

ORCID: 0000-0001-7842-9614

AuthorID (SCOPUS): 57199231312

ResearcherID: M-7787-2018

Correspondence address: yablokovaleksey@mail.ru

**MARENINA Lyubov Nikolaevna**, Candidate of Technical Sciences, Senior Lecturer of the Higher School of Power Engineering, SPbPU, Saint Petersburg.

SPIN-code: 5842-1771

ORCID: 0000-0001-9380-9754

AuthorID (SCOPUS): 57188961410

ResearcherID: C-6788-2017

Correspondence address: marenina\_ln@mail.ru

**Financial transparency:** the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

The article was submitted 10.09.2025; approved after reviewing 18.11.2025; accepted for publication 27.11.2025.

УДК/UDC 629.783  
DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-4-88-99  
EDN: GVMTAR  
Научная статья/Original article

## ОСОБЕННОСТИ ТЕРМОСФЕРЫ ДЛЯ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО АНАЛИЗА СВЕРХНИЗКООРБИТАЛЬНЫХ АППАРАТОВ

В. В. Федягин, В. В. Шалай

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

В статье рассматриваются физические условия термосферы в области сверхнизких орбит, анализируются особенности свободномолекулярного обтекания космических аппаратов. Особое внимание уделяется моделям взаимодействия молекулярного потока с поверхностью космического аппарата, включая вопросы аккомодации энергии и импульса. Представлен анализ физических параметров термосферы на сверхнизких орбитах, включая распределение плотности, температуры и химического состава, а также их зависимость от солнечной и геомагнитной активности. Проанализированы теоретические основы свободномолекулярного режима обтекания, где рассматриваются уравнения движения частиц, условия отражения от поверхности. Представлены методы экспериментального и расчётного определения коэффициентов аккомодации энергии. Анализируется влияние параметров атмосферы и характеристик поверхности на аэродинамику сверхнизкоорбитальных аппаратов.

**Ключевые слова:** низкая околоземная орбита, двигательная установка, сверхнизкоорбитальный космический аппарат, свободный молекулярный поток, аккомодации энергии частиц газа на поверхности, аэродинамика, модели атмосферы.

**Для цитирования:** Федягин В. В., Шалай В. В. Особенности термосферы для аэродинамического анализа сверхнизкоорбитальных аппаратов // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 4. С. 88–99. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-4-88-99. EDN: GVMTAR.



© Федягин В. В., Шалай В. В., 2025.  
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

## FEATURES OF THE THERMOSPHERE FOR THE AERODYNAMIC ANALYSIS OF ULTRALOW ORBITS

V. V. Fedyanin, V. V. Shalay

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

The article examines the physical conditions of the thermosphere in the field of very low orbits, analyzes the features of free molecular flow around spacecraft. Special attention is paid to models of the interaction of a molecular stream with the surface of a spacecraft, including issues of energy and momentum accommodation. An analysis of the physical parameters of the thermosphere in very low Earth orbit is presented, including the distribution of density, temperature, and chemical composition, as well as their dependence on solar and geomagnetic activity. The theoretical foundations of the free molecular flow regime are analyzed, where the equations of particle motion and the conditions of reflection from the surface are considered. Methods of experimental and computational determination of energy accommodation coefficients are considered. The influence of atmospheric parameters and surface characteristics on the aerodynamics of ultralow orbiters is analyzed.

**Keywords:** low Earth orbit, propulsion system, low orbit spacecraft, free molecular flow, energy accommodation of gas particles on the surface, aerodynamics, atmospheric models.



## Введение

В настоящее время наблюдается интерес к использованию сверхнизких орбит (СНО) в диапазоне высот 150–300 км. Однако эксплуатация космических аппаратов в столь низких слоях атмосферы сопряжена с техническими трудностями, главным из которых является аэродинамическое влияние разреженной термосферы. В данной работе рассматриваются особенности аэродинамики сверхнизкоорбитальных аппаратов (СНА) в условиях термосферы. Движение СНА на таких орbitах затруднительно из-за низкой плотности атмосферы. В указанном режиме длина свободного пробега молекул газа превышает характерный размер аппарата, и взаимодействие с набегающим потоком определяется столкновениями отдельных молекул с поверхностью СНА.

Проектирование сверхнизкоорбитального космического аппарата требует предварительного анализа плотности термосферы на высотах выше 85 км, где наблюдается рост температуры с высотой, обусловленный поглощением солнечного ультрафиолетового излучения. На высотах орбит от 200 до 500 км плотность нейтрального газа создает сопротивление. Величину силы сопротивления можно определить с помощью выражения:

$$F_d = \frac{1}{2} \rho \cdot v^2 \cdot C_d \cdot A \cdot S, \quad (1)$$

где  $\rho$  — плотность атмосферы, зависящая от солнечной активности,  $v$  — скорость спутника,  $C_d$  — коэффициент аэродинамического сопротивления,  $S$  — площадь поперечного сечения.

Таким образом, чем выше плотность, тем быстрее космический аппарат теряет высоту. В каждый момент времени термосфера испытывает флюктуации, и главным является солнечная активность. Изменение солнечной активности связано с циклом Швабе–Вольфа со средней продолжительностью 11 лет. Соответственно, следует выделить фазы цикла солнечной активности: низкую, среднюю и высокую.

Учет активности Солнца можно произвести с помощью математических и эмпирических моделей, например, NRLMSISE-00, DTM2020, Jacchia 71 и JB2008 [1–3]. Модель NRLMSISE-00 описывает верхние слои атмосферы Земли, такие как тропосфера и экзосфера. Учен вклад аномального кислорода  $O+$  и атомарного кислорода  $O$  на высотах выше 500 км. В работе будут рассматриваться современные и актуальные модели описания термосферы.

## Параметры термосферы в области сверхнизких орбит

Проведем анализ параметров атмосферы сверхнизкоорбитального аппарата для низкого, среднего, высокого и экстремального уровней солнечной активности с использованием модели NRLMSISE-00. Она позволила рассчитать плотность, температуру

и концентрацию частиц в зависимости от высот, широт, долгот и времени. В качестве входных данных использовались дата, время, высота, географические координаты, индексы солнечной активности (F10.7, F10.7a) и индексы геомагнитной активности Ap [4]. Оценка полной концентрации частиц в атмосфере включает сумму всех частиц термосферы, таких как  $He$ ,  $O$ ,  $N_2$ ,  $O_2$ ,  $Ar$ ,  $H$ ,  $N$  и атомарный кислород.

$$N_{tot}(i) = \sum_{j=1}^8 n_j(i), \quad (2)$$

где  $n_j(i)$  — концентрация  $j$ -го компонента атмосферы,  $j = \{O, N_2, O_2, He, Ar, H, N, AnomO\}$ .

Проведем анализ параметров термосферы при различных уровнях солнечной активности. На рис. 1 представлены зависимости параметров термосферы.

Полученные данные отражают экспоненциальное уменьшение с увеличением высоты. На высоте 100 км концентрация достигает  $9,35e+18$  частиц/м<sup>3</sup>. С подъемом на каждые 10 км наблюдается падение плотности. В связи с этим растет длина свободного пробега частиц. В области от 200 до 500 км преобладают газы, такие как атомарный кислород и гелий. Что касается температуры, то из полученных данных можно выделить несколько характерных зон. Начиная со 100 км температура увеличивается до 630 К. Нагрев в основном обусловлен поглощением ультрафиолетового излучения Солнца. При средней солнечной активности также наблюдается рост температуры. Начиная уже со 110 км температура становится выше по сравнению с низкой солнечной активностью. Она растет с высотой, достигая значения 848 К на высоте 250 км.

Стоит рассмотреть отдельные компоненты, что позволит определить рабочее тело СНО. Из полученных данных в составе атмосферы присутствует молекулярный азот  $N_2$ , атомарный кислород  $O$ , молекулярный кислород  $O_2$ , гелий  $He$ , водород  $H$ , аргон  $Ar$  и аномальный кислород  $AnomO$ , который представляет собой атомарный кислород высокой энергии. Его концентрация очень мала в нижней части термосферы, но растет с высотой.

На высоте 100 км в основном присутствует  $N_2$ , его концентрация составляет  $7,11e+18$  частиц/м<sup>3</sup> и уменьшается с высотой. Молекулярный азот остается до 200 км. Стоит выделить основные компоненты и как их концентрация изменяется с ростом высоты. В нижней термосфере преобладают  $N_2$ ,  $O_2$ , на высотах от 200 до 350 км —  $O$  и  $N_2$ , а от 350 до 500 км —  $He$  и атомарный кислород  $O$ .

В рамках исследования были построены двумерные карты распределения концентрации частиц. Полученные карты показывают характерные особенности распределения концентрации на различных уровнях солнечной и геомагнитной активности (рис. 2).

При низкой солнечной активности (F10.7 = 70; Ap = 5) видно относительно равномерное распре-

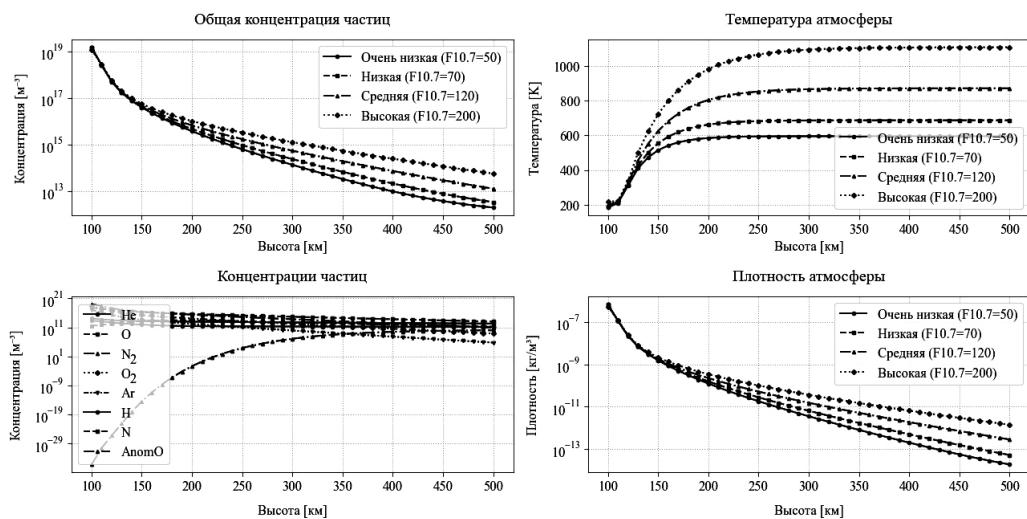


Рис. 1. Параметры термосферы при разных уровнях солнечной активности  
Fig. 1. Thermosphere parameters at different levels of solar activity

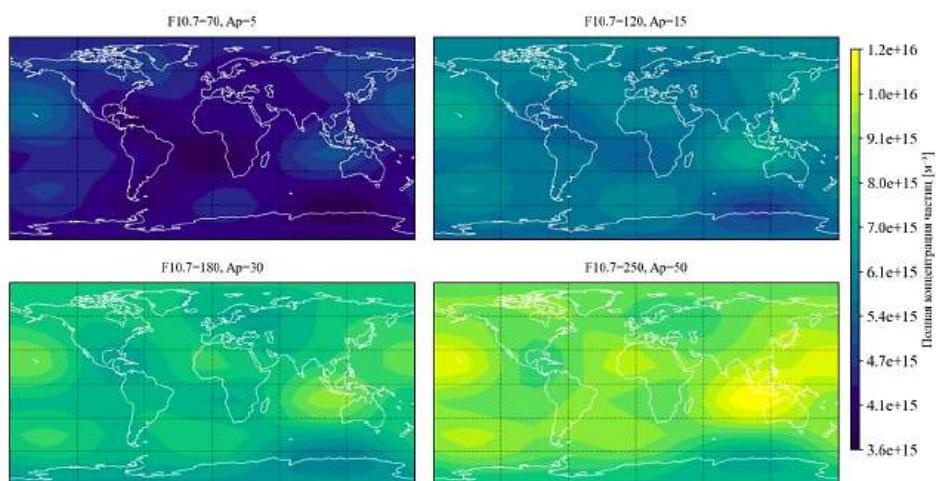


Рис. 2. Концентрация атмосферы при разной солнечной активности для высоты 200 км  
Fig. 2. Atmospheric concentration at different solar activity for an altitude of 200 km

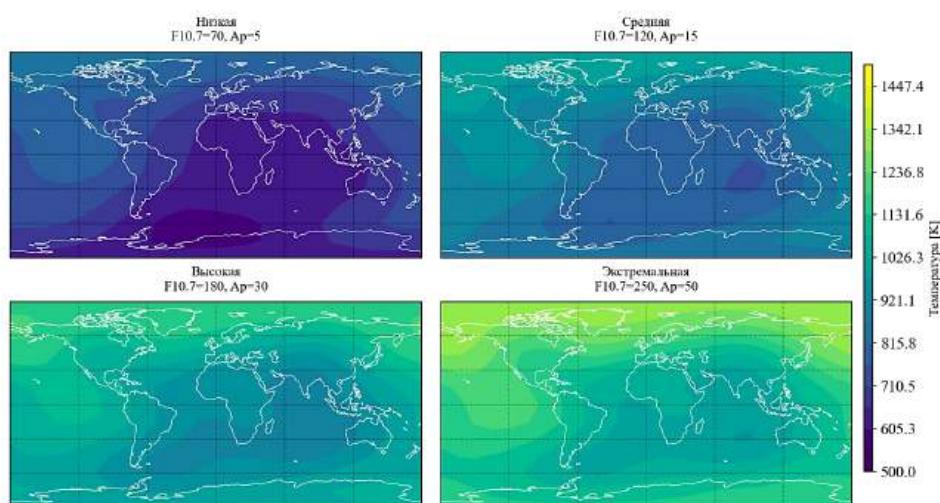


Рис. 3. Карты распределения температур при вариациях солнечной активности  
Fig. 3. Temperature distribution maps with variations in solar activity

деление, однако в центральной части концентрация уменьшается.

Карты распределения температуры представлены на рис. 3. Полученные изображения представляют собой температуры в термосфере Земли на высоте 200 км.

При низкой активности Солнца ( $F10.7 = 70$ ;  $Ap = 5$ ) виден градиент температуры от полюсов к экватору. При средней солнечной активности ( $F10.7 = 120$ ;  $Ap = 15$ ) градиент температуры сохраняется, вариации по широте и долготе увеличиваются. Общий уровень температуры выше

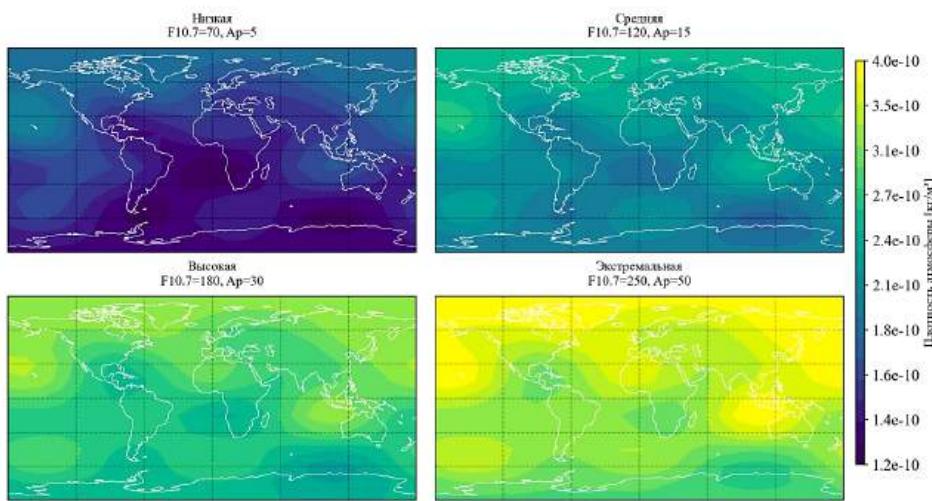


Рис. 4. Распределение плотности частиц на высоте 200 км  
 Fig. 4. Particle density distribution at an altitude of 200 km

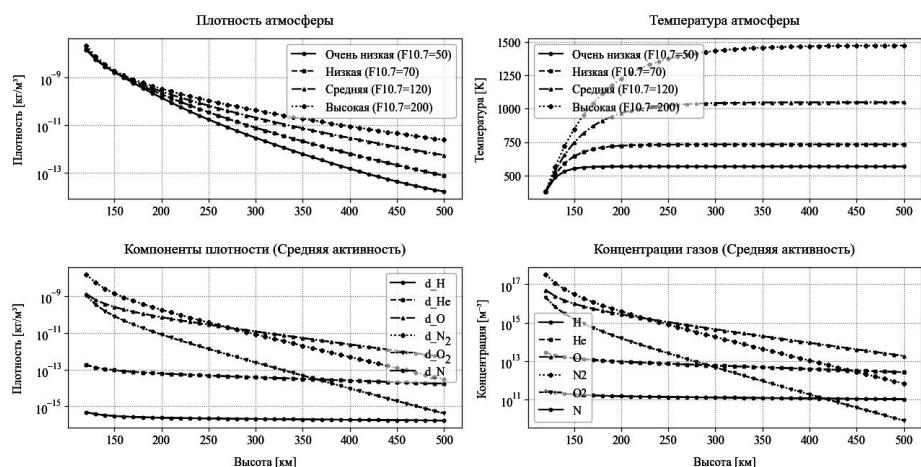


Рис. 5. Полученные результаты модели DTM2020  
 Fig. 5. The obtained results of the DTM2020 model

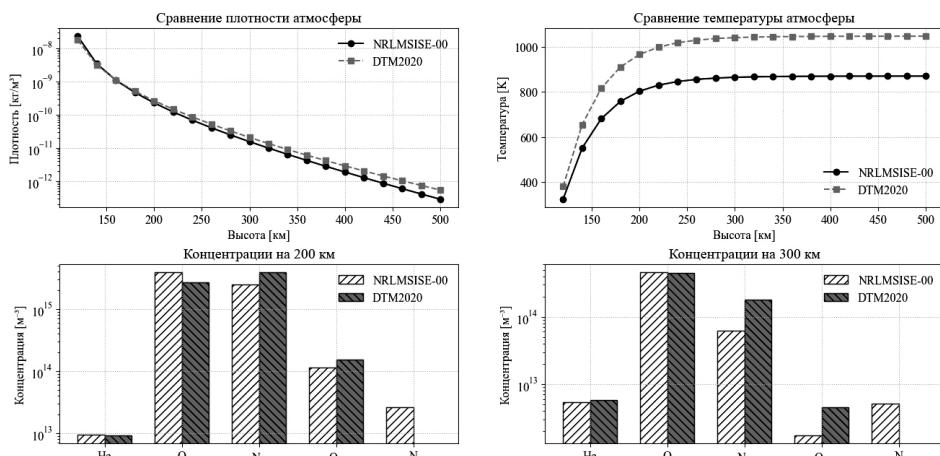


Рис. 6. Сравнение моделей DTM2020 и NRLMSISE-00  
 Fig. 6. Comparison of DTM2020 and NRLMSISE-00 models

по сравнению с низкой солнечной активностью. Данные карты позволяют увидеть распределение температуры термосферы в динамике. Карта плотности частиц показана на рис. 4.

Полученные результаты демонстрируют зависимость плотности от солнечной активности. Вариации плотности становятся более выраженными, и распределение происходит локально и равномерно.

Стоит рассмотреть еще одну, более новую, модель атмосферы и провести анализ полученных результатов. Современная полуэмпирическая модель атмосферы — DTM2020. Она основана на большом объеме данных измерений плотности и состава, полученных с различных спутников, таких как CHAMP, GRACE, GOCE [5–7], и наземных измерений. Для расчёта необходимы географические

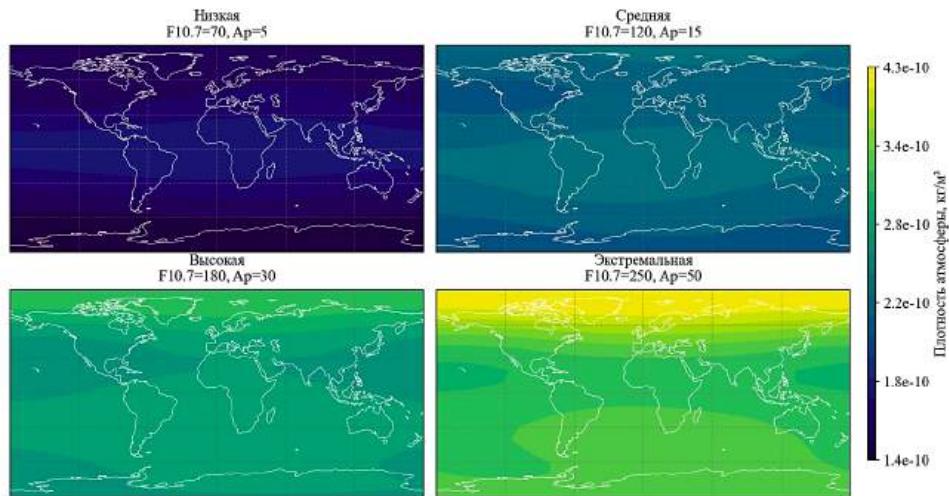


Рис. 7. Распределение плотности атмосферы на высоте 200 км  
Fig. 7. Atmospheric density distribution at an altitude of 200 km

координаты, высота над поверхностью Земли, время, индексы солнечной и геомагнитной активности. Указанную модель можно рассматривать как альтернативу модели NRLMSISE благодаря включению данных спутниковых миссий.

Проведем количественную оценку и сопоставление моделей DTM2020 и NRLMSISE-00. Сравнение будем проводить для высот 100–500 км. Установим схожие параметры, которые были в модели NRLMSISE-00. Тогда стоит сфокусироваться на сравнении основных параметров, таких как общая плотность и температура. Диапазон высот охватывает термосферу от 120 до 1500 км. Параметры атмосферы, полученные на DTM2020 при различных уровнях солнечной активности, показаны на рис. 5.

На высоте 200 км плотность снижается более чем на три порядка до значения  $1,48 \times 10^{-10}$  кг/м<sup>3</sup>. На высоте 300 км плотность составляет  $3,26 \times 10^{-12}$  кг/м<sup>3</sup>. На верхней границе исследуемого диапазона 500 км плотность уменьшилась до  $1,83 \times 10^{-14}$  кг/м<sup>3</sup>. Таким образом, плотность термосферы в диапазоне высот 120–500 км уменьшилась более чем на 6 порядков при низкой солнечной активности. На высоте 400 км она превышает значения, полученные при низкой солнечной активности, на полтора порядка.

Сравнение двух моделей при средней активности Солнца приведено на рис. 6. Для модели DTM2020 значение парциальной плотности атомарного азота равно нулю, следовательно, и концентрация также равна нулю.

Модель NRLMSISE-00 дополнительно предоставляет данные по Ar и атомарному азоту N. В модели NRLMSISE-00 переход от преобладания N<sub>2</sub> к атомарному кислороду O происходит на меньшей высоте — приблизительно 180–185 км. В модели DTM2020 этот переход происходит заметно выше — приблизительно 240–250 км. На низких орбитах концентрация N<sub>2</sub> практически одинакова —  $3,4 \times 10^{-17}$  м<sup>-3</sup> и  $3,8 \times 10^{-17}$  м<sup>-3</sup>, концентрации гелия также имеют близкие значения. Для атомарного кислорода модель NRLMSISE-00 дает более высокую концентрацию в  $9,9 \times 10^{-16}$  м<sup>-3</sup> против  $4,8 \times 10^{-16}$  м<sup>-3</sup>. Значение концентрации молекулярного кислорода, рассчитанного по модели NRLMSISE-00, превосходит практически в два раза модель DTM2020. Концентрации гелия имеют близкие значения в  $2,6 \times 10^{-13}$  м<sup>-3</sup> и  $3,2 \times 10^{-13}$  м<sup>-3</sup>. Водород имеет более высокую концентра-

цию в  $2,7 \times 10^{-11}$  м<sup>-3</sup> у DTM2020 против  $4,9 \times 10^{-12}$  м<sup>-3</sup> у NRLMSISE-00.

Проанализировав результаты, полученные для величины плотности, можно сказать, что модель NRLMSISE-00 показывает плотность на 30 % выше, чем по DTM2020 на высоте 120 км. На высотах 150–160 км значения плотности становятся близкими по значениям — около  $1,08 \times 10^{-9}$ – $1,08 \times 10^{-9}$  кг/м<sup>3</sup>. На высотах 160–180 км модель DTM2020 предсказывает более высокую плотность. Разница между моделями увеличивается с ростом высоты после точки пересечения. Наибольшее расхождение возникает на высоте 500 км: DTM2020 дает плотность почти на 90 % выше, чем NRLMSISE-00.

Полученные диаграммы температур показывают различие между моделями на всех рассматриваемых высотах. Модель DTM2020 предсказывает более высокую температуру. На высоте 120 км на DTM2020 получена температура 380 К, что на 57 К выше, чем у DTM2020. Атмосфера, которую описывает модель DTM2020, получается более горячей и расширенной. Карта распределения плотности атмосферы модели DTM2020 приведена на рис. 7.

По сравнению с моделью NRLMSISE-00 распределение плотности более равномерное для всех уровней солнечной активности. При переходе от низкой до экстремальной активности происходит увеличение абсолютных значений плотности по всей области. Рост плотности смещается к северному полюсу при увеличении активности Солнца. Карты распределения температуры приведены на рис. 8.

Сравнение моделей проводилось в период солнечного минимума на экваторе. Семейство моделей, таких как DTM2020, создавалось с акцентом на увеличение точности в период низкой солнечной активности, используя данные спутников. Модель NRLMSISE-00 основана на более старой базе данных, поэтому полученные результаты здесь могут отличаться.

Следовательно, для анализа функционирования сверхнизкоорбитального космического аппарата в условиях свободного молекулярного потока стоит использовать обе модели, что даст наиболее полное представление результатов, полученных в ходе моделирования. Стоит также рассмотреть возможности использования орбит высотой в 100–200 км и остаточной атмосферы в качестве рабочего тела.

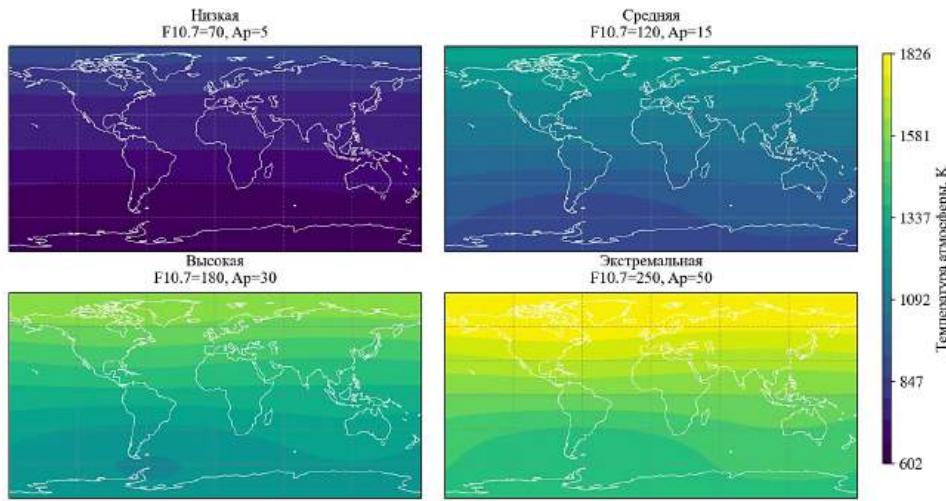


Рис. 8. Карты распределения температуры на высоте 200 км  
 Fig. 8. Temperature distribution maps at an altitude of 200 km

Как видно из данных моделей, на малых орбитах атмосфера присутствует постоянно, что позволяет в теории создать двигательную установку, использующую остатки газа в качестве рабочего тела. В таком случае пропадает необходимость носить его на борту аппарата. Такой подход позволит снизить массу аппарата и увеличить срок активного существования.

### Взаимодействия аппарата с остаточной атмосферой

Необходимо выделить основные свойства и параметры указанного потока для дальнейшего анализа и моделирования взаимодействия сверхнизкоорбитального аппарата с остаточной атмосферой в условиях свободномолекулярного потока. К ним можно отнести распределение скоростей молекул, число Кнудсена, углы атаки, коэффициенты аккомодации и влияние солнечной активности. Поток скорости молекул газа в свободномолекулярном потоке описывается распределением Максвелла – Больцмана и зависит от температуры и состава атмосферы. Вероятность того, что молекула имеет скорость, находящуюся в интервале  $[v, v + dv]$   $f(v)$ , равна

$$f(v) = 4\pi v^2 \left( \frac{m}{2\pi k_B T} \right)^{3/2} e^{-\frac{mv^2}{2\pi k_B T}}, \quad (3)$$

где  $v$  — скорость молекулы;  $m$  — масса молекулы;  $k_B$  — постоянная Больцмана;  $T$  — абсолютная температура. Экспоненциальный множитель показывает уменьшение вероятности больших скоростей, а предэкспоненциальный множитель обеспечивает нормировку распределения.

Полученные ранее данные о температуре и концентрации газа атмосферы послужат исходной информацией для определения этого распределения. Одним из основных показателей режима течения газа является величина отношения длины свободного пробега молекулы к ее характерному диаметру.

$$K_n = \frac{\lambda}{L}, \quad (4)$$

где  $\lambda$  — средняя длина свободного пробега молекул газа;  $L$  — характерный размер системы. Режимы течения соответствуют величине числа. Если  $K_n \ll 1$ ,

то это сплошная среда, гидродинамический режим течения. Если  $K_n \approx 1$ , то это переходный режим. При  $K_n \gg 1$  молекулы почти не сталкиваются, и возникает свободномолекулярный режим течения.

Длина свободного пробега определяется как

$$\lambda = \frac{k_B T}{\sqrt{2\pi d^2 p}}, \quad (5)$$

где  $d$  — эффективный диаметр молекулы;  $p$  — давление.

Число Кнудсена  $K_n$  характеризует степень разреженности газа. Для сверхнизкоорбитального аппарата  $K_n \gg 1$  реализуется свободномолекулярный режим течения, при котором столкновения между молекулами газа возникают значительно реже, чем столкновения с поверхностью аппарата [8].

Степень обмена энергией между молекулами газа и поверхностью характеризует коэффициент аккомодации

$$\sigma = \frac{T_i - T_r}{T_i - T_w}, \quad (6)$$

где  $T_i$  — температура падающих молекул;  $T_r$  — температура отраженных молекул;  $T_w$  — температура стенки. При  $\sigma = 0$  происходит упругое отражение и нет обмена энергией, а при  $\sigma = 1$  происходит полная аккомодация и молекулы полностью взаимодействуют со стенкой. Значения коэффициентов аккомодации зависят от материала поверхности, температуры, формы и определяются экспериментально.

Проведем анализ числа Кнудсена для применимости модели свободномолекулярного потока на высотах от 100 до 500 км при вариациях уровней солнечной активности (рис. 9). В качестве характерного размера аппарата примем величину  $L = 1$  м.

На высоте 100 км  $K_n = 0,12$ , что говорит о переходном режиме течения. На высоте 110 км  $K_n$  возрастает до  $K_n = 0,69$ ; поток приближается к свободномолекулярному режиму. С высоты 120 км режим течения можно считать свободномолекулярным, а  $K_n = 3,6$ . При дальнейшем увеличении высоты число Кнудсена увеличивается и достигает значений порядка 102 на 200 км, 103 на 300 км и 106 на 500 км. Анализ показывает, что для сверхниз-

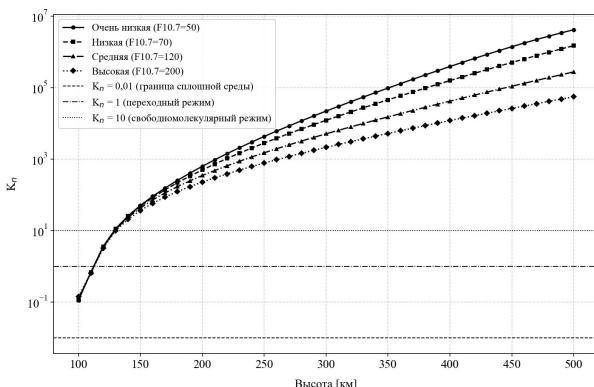


Рис. 9. Зависимость числа Кнудсена от солнечной активности

Fig. 9. Dependence of the Knudsen number on solar activity

коорбитального аппарата, работающего на высотах 120 – 300 км, применимо использование свободно-молекулярного потока. На более низких высотах необходимо учитывать влияние межмолекулярных столкновений.

На всех высотах число Кнудсена при высокой солнечной активности оказывается меньше. Разница числа между низкой и высокой солнечной активностью наиболее заметна в диапазоне высот 150 – 300 км, где она достигает 30 – 40 %.

Помимо уже рассмотренных параметров, также играет роль коэффициент скорости молекул, который характеризует отношение скорости набегающего потока к средней тепловой скорости молекул газа.

$$S = \frac{v_s}{\sqrt{\frac{2k_B T}{m}}}, \quad (7)$$

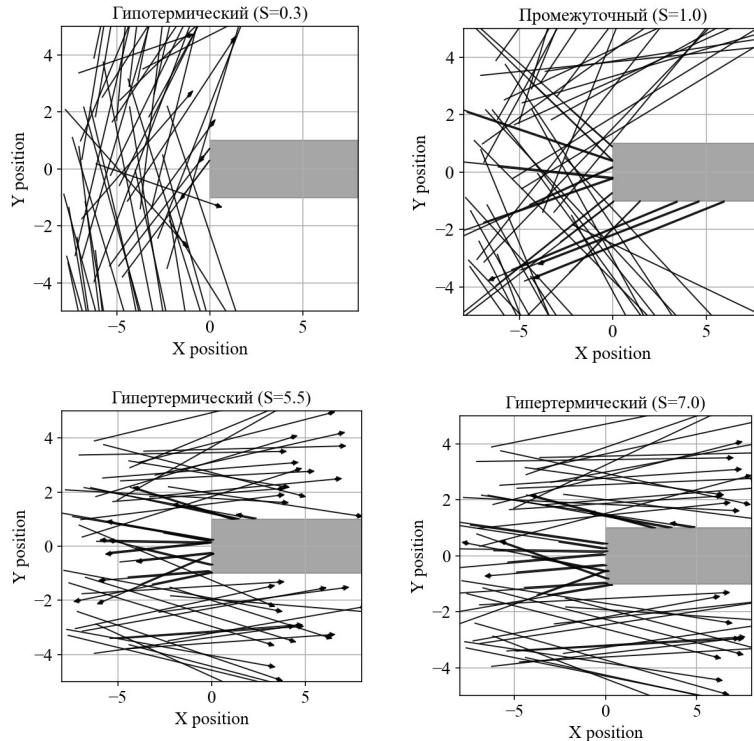


Рис. 10. Результаты прямого моделирования взаимодействия частиц

с поверхностью сверхнизкоорбитального аппарата

Fig. 10. Results of direct simulation of particle interaction

с поверхностью сверхнизкоорбитального аппарата

где  $v_s$  — скорость потока;  $k_B$  — постоянная Больцмана;  $T$  — температура газа;  $m$  — молекулярная масса.

Из выражения (7) можно увидеть, что оно отражает степень преобладания направленного движения потока над хаотическим тепловым движением молекул. При  $S \ll 1$  преобладает тепловое движение. Если  $S \approx 1$ , то сравнимы вклады направленного и теплового движений. При  $S \gg 1$  преобладает направленное движение. В процессе обтекания параллельной поверхности, ориентированной вдоль потока  $K_n \gg 1$ , эффекты взаимодействия определяются углом атаки, коэффициентом аккомодации и коэффициентом скорости. Для сверхнизкоорбитального аппарата при скорости 7800 м/с типовые значения коэффициента составляют  $S \approx 7 - 8$ . Таким образом, при больших значениях  $S$ , например  $S > 5$ , поток становится гипертермический, а молекулы имеют направление в сторону вектора скорости потока. При малых значениях  $S$ , например  $S < 1$ , поток гипотермический, молекулы газа двигаются в основном хаотически и их тепловая скорость больше скорости потока. В таких случаях для моделирования необходимо использовать интегральные методы моделирования Монте-Карло.

Добавим стохастическое распределение скоростей и комбинированный механизм взаимодействия с поверхностью. Результаты моделирования показаны на рис. 10.

Начальные условия для молекул включают равномерное распределение в области  $x \in [-8, -2]$  и  $y \in [-4, 4]$ . Их скорости в двумерной плоскости соответствуют выражению

$$\begin{cases} v_x = v_s(1 + N(0, 0.1)) \\ v_y = N(0, v_{the}), \end{cases} \quad (8)$$

где  $N(\mu, \sigma)$  — нормальное гауссово распределение с параметрами  $\mu$  в виде математического ожидания и стандартным отклонением  $\sigma$ ;  $v_s$  — скорость потока;  $v_{the}$  — тепловая скорость.

Функция плотности вероятности определяется по выражению (9). Вероятность  $\sigma$  вычисляется как диффузная компонента.

$$f(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}} \quad (9)$$

При столкновении с прямоугольным телом реализован смешанный алгоритм отражения, который включает диффузную и зеркальную компоненты.

$$\begin{cases} v'_x = v'_{the} \cos(\theta) \cdot \operatorname{sgn}(v_x) \\ v'_y = v'_{the} \sin(\theta) \end{cases}, \quad (10)$$

где  $\theta \sim u(0, \pi)$ ;  $v'_{the}$  — модифицируется в зависимости от  $S$ .

Здесь присутствует кусочно-линейная функция, которая определяет знак действительного числа. Формально она задана следующим образом:

$$\operatorname{sgn}(x) = \begin{cases} -1, & \text{если } x < 0, \\ 0, & \text{если } x = 0, \\ 1, & \text{если } x > 0. \end{cases} \quad (11)$$

Функция используется для сохранения направления скорости и гарантирует, что после диффузионного отражения молекула летит в ту же полу-плоскость, откуда она прилетела, однако с новой случайной скоростью.

Зеркальное отражение работает по принципу угол падения равен углу отражения. Вероятность такого события  $1 - \sigma$ , где  $\sigma$  — это доля молекул, испытывающих диффузное отражение (коэффициент аккомодации). Тогда зеркальная компонента определяется как

$$\begin{cases} v'_x = -v_x \\ v'_y = -v_y \end{cases}. \quad (12)$$

Знак минус означает отражение от поверхности. Для численного интегрирования используется явная схема Эйлера

$$\begin{cases} x_i^{n+1} = x_i^n + v_x^n \Delta t \\ y_i^{n+1} = y_i^n + v_y^n \Delta t \end{cases}, \quad (13)$$

где  $\Delta t$  — величина шага расчета.

За телом в теневой зоне реализован алгоритм, моделирующий эффект разряжения. Траектории отображаются через интегральные кривые и нормализованные векторы скорости

$$\Delta x = \frac{v_x}{\sqrt{v_x^2 + v_y^2}} l_a, \quad (14)$$

$$\Delta y = \frac{v_y}{\sqrt{v_x^2 + v_y^2}} l_a,$$

где  $l_a$  — нормировочная длина стрелки.

Полученная модель рассматривает движение отдельных молекул, что подтверждает физику свободного молекулярного потока. Полученные результаты позволяют оценить зависимость характера об-

текания от параметра  $S$ . На рис. 10 прослеживается эволюция структуры потока при увеличении величины коэффициента скорости  $S = 0,3 - 0,7$ . Далее можно увидеть переход от изотропного хаотического движения к движению с выраженным направлением. В гипотермическом режиме распределение скоростей близко к изотропному. В промежуточном режиме происходит формирование потока и его направление. В гипертермических режимах выражено преимущество направленного движения. Переход от гипотермического к гипертермическому режиму сопровождается постепенным выпрямлением траекторий молекул, усилением анизотропии рассеяния на препятствии.

Помимо диффузионного и зеркального отражений стоит выделить эффект поглощения молекул поверхностью аппарата. На низких орбитах значительную долю составляет атомарный кислород, который является химически активным. Его взаимодействие с поверхностью может приводить к абсорбции. В этом случае молекула может вступить в химическую реакцию. Поглощение молекул газа сопровождается выделением тепла и оказывает влияние на тепловой баланс. При низких плотностях атмосферы эффект может быть незначительным, но его следует учитывать при проектировании системы терморегулирования [9].

В реальных условиях обтекания аппаратов наблюдается комбинация этих механизмов, и их относительный вклад определяется свойствами поверхности аппарата, составом и температурой атмосферы.

Предварительные расчёты показывают, что свободный молекулярный поток способен создавать подъемную силу под определенным углом атаки, потому как каждая молекула газа, ударяясь о поверхность аппарата, передает ему часть своего импульса. Аккумулирование молекул газов позволит использовать их в качестве дополнительного рабочего тела [10]. В таком случае выбор адекватной модели взаимодействия важен для точного моделирования аэродинамических характеристик и прогнозирования поведения сверхнизкоорбитального космического аппарата.

В процессе анализа моделей взаимодействия газа с поверхностью тела было отмечено, что адекватность моделей критически зависит от коэффициентов аккомодации. Они характеризуют степень обмена между молекулами и поверхностью в процессе их взаимодействия.

### Аккомодация энергии частиц газа на поверхности

Проведем анализ как экспериментальных методов, позволяющих получить данные о взаимодействии газа с поверхностью, так и теоретических и вычислительных подходов, включая разработку эмпирических и полуэмпирических зависимостей [11]. Коэффициент аккомодации энергии  $\alpha$  определяется как отношение переданной энергии к максимально возможной энергии, которую молекулы газа могут получить при достижении теплового равновесия с поверхностью:

$$\alpha = \frac{E_{tot,i} - E_{tot,i}}{E_{tot,s} - E_{tot,i}}. \quad (15)$$

где  $E_{tot,i}$   $E_{tot,i}$  — среднее значение энергии молекул после и до столкновения с поверхностью;  $E_{tot,s}$  —

энергия молекул, находящихся в равновесии с поверхностью.

Существует равновесный и неравновесный типы аккомодации энергии. Равновесный тип зависит только от температуры твердой поверхности  $T_s$ , с которой сталкиваются молекулы газа, или от температуры газа  $T_g$  в объеме, находящемся в равновесии вдали от поверхности и всегда удовлетворяющему условию  $0 < \alpha \leq 1$ . Неравновесный тип зависит от  $T_s$  от эффективной температуры  $T_i$  падающих на поверхность молекул газа, связанной с их средней энергией; от распределения скоростей молекул. Для него ограничение  $0 < \alpha \leq 1$  выполняется только в случае максвелловского потока  $T_i = T_g$ . Для одноатомных газов полная энергия  $E_{tot}$  соответствует только поступательной энергии:

$$E_{tot} = \frac{3}{2} k_B T. \quad (16)$$

Для многоатомных газов учитывается вращательная и колебательная энергия.

В начале космической эры для расчета плотности атмосферы по убыванию орбиты использовался фиксированный коэффициент сопротивления формы  $Cd = 2,2$ . Этот метод был основан на ограниченных знаниях о взаимодействии газ – поверхность в условиях орбиты. В статье [12] рассматриваются методы определения коэффициентов аккомодации для взаимодействия газ – поверхность в условиях орбиты, которые используются для расчета коэффициентов аэродинамического сопротивления спутников.

В ходе исследования установлено влияние адсорбированного атомарного кислорода на поверхности спутников на высотах 150 – 300 км на энергетическую аккомодацию и угловое распределение отраженных молекул. Определены коэффициенты аккомодации в орбитальных условиях с использованием данных со спутников, имеющих различные аэродинамические характеристики. Например, для высот около 200 км –  $\alpha \approx 1$ , что соответствует

полной аккомодации, тогда как на высотах около 300 км –  $\alpha$  снижается до 0,86. Для спутников с высокоэллиптическими орбитами показатели оказались ниже 0,65, что связано с меньшим временем пребывания в области максимальной плотности атмосферы. Результаты расчетов продемонстрировали зависимость коэффициента сопротивления формы  $Cd$  от высоты, формы спутника и условий окружающей среды (температуры, молекулярной массы атмосферы). Например, для малых спутников  $Cd$  варьировался от 2,24 на высоте 160 км до 2,43 на высоте 250 км, что существенно отличается от ранее использовавшегося универсального значения 2,2. Используя формулу Гудмана [13], можно воспроизвести коэффициенты аккомодации материалов, зависящие от угла потока. Формула описывает коэффициент аккомодации  $\alpha$  для молекул газа, сталкивающихся с поверхностью твердого тела в условиях свободномолекулярного потока:

$$\alpha = \frac{3,6u \sin \theta}{(1+u)^2}, \quad (17)$$

где  $u = \frac{m_i}{m_s}$  – отношение массы падающей молекулы  $m_i$  к массе молекулы поверхности  $m_s$ ;  $\theta$  – угол между направлением падения и касательной к поверхности. Числовой коэффициент 3,6 является эмпирической константой, подобранный для согласования теории с экспериментальными данными. Полученные результаты расчётов коэффициентов аккомодации для различных материалов показаны на рис. 11.

На представленных графиках изображена зависимость коэффициента  $\alpha$  от угла падения  $\theta$ . Для всех материалов  $\alpha$  возрастает от 0: в случае скользящего падения – до максимальных значений; при  $\theta = 90^\circ$  – для нормального падения. При нормальном падении молекула передаёт поверхности максимальную энергию, тогда как при малых углах взаимодействие становится кратковременным, и энергообмен снижается. Если рассматривать

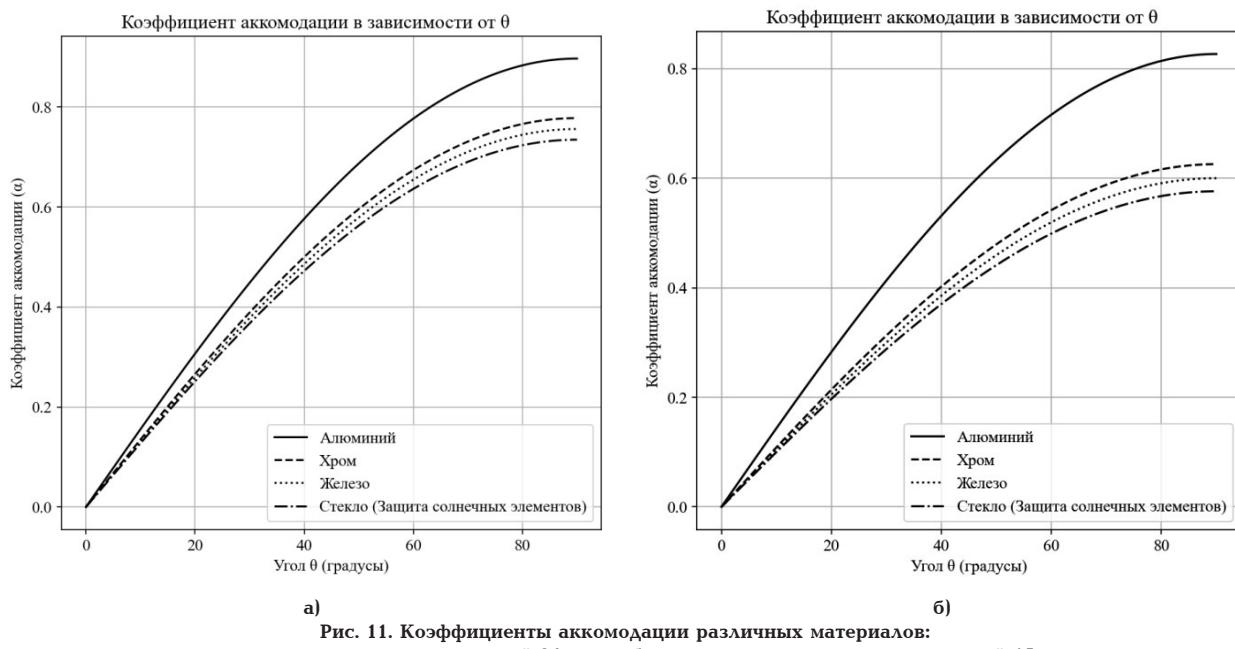


Рис. 11. Коэффициенты аккомодации различных материалов:

а – для падающих молекул с массой 24 а.е.м.; б – для падающих молекул с массой 15 а.е.м.

Fig. 11. Coefficients of accommodation of various materials:

a – for falling molecules with a mass of 24 a.u.m.; b – for falling molecules with a mass of 15 a.u.m.

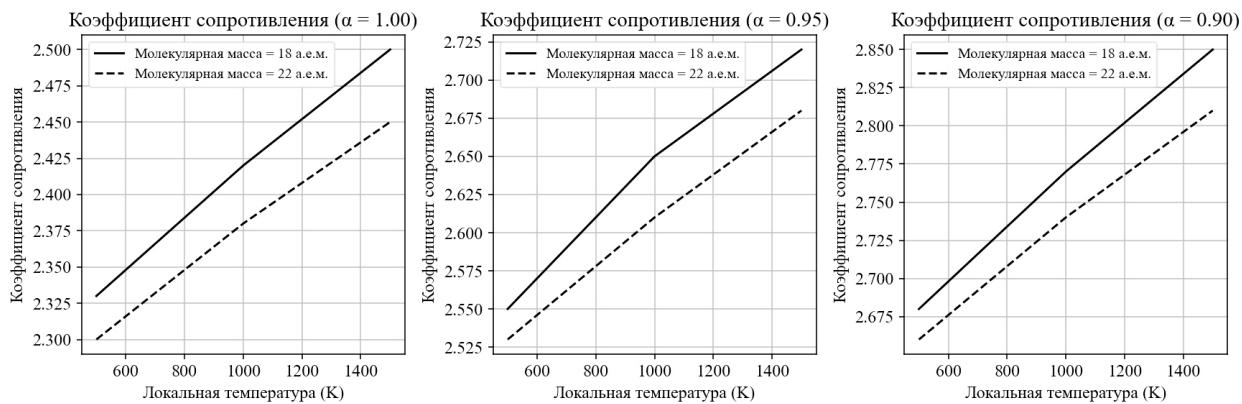


Рис. 12. Зависимость коэффициента аэродинамического сопротивления  
 Fig. 12. Dependence of the aerodynamic drag coefficient

с точки зрения массы материала поверхности, то алюминий показывает наибольшее значение  $\alpha$ . Материалы, такие как краска, имеют меньший  $\alpha$  из-за малого соотношения масс  $\alpha$ . Несмотря на разный состав, стекло и краска показывают близкие значения  $\alpha$  из-за схожей массы в 60–75 а.е.м. Исходя из полученных данных можно сделать вывод, что для спутников на низких орбитах, где преобладает атомарный кислород, выбор лёгких материалов увеличивает сопротивление. Полученные кривые подтверждают, что коэффициент аккомодации зависит от угла падения, отношения масс частиц газа и материала поверхности.

Зависимость коэффициента аэродинамического сопротивления  $Cd$  от локальной температуры для двух значений молекулярной массы атмосферного газа показаны на рис. 12.

Результаты получены для короткого цилиндра с плоской фронтальной поверхностью ( $L/D = 1$ ) в условиях свободномолекулярного потока. Повышение температуры увеличивает тепловую скорость молекул газа, что усиливает передачу импульса поверхности и увеличивает  $Cd$ . Более легкий газ  $m = 18$  а.е.м. даёт более высокие значения  $Cd$  по сравнению с тяжёлым при одинаковой температуре. Легкие молекулы, такие как атомарный кислород  $O$ , при столкновении с поверхностью теряют меньшую долю импульса, чем тяжёлые, например, молекулярный азот  $N_2$ . Разница достигает 3–5 %. Снижение  $\alpha$  от 1 до 0,9 приводит к увеличению  $Cd$  для всех комбинаций температуры и молекулярной массы.

Зависимости подтверждают, что коэффициент сопротивления является функцией трёх параметров: температуры, молекулярной массы газа, степени энергетической аккомодации.

Результаты комплексного исследования коэффициентов аэродинамического сопротивления, основанные на сочетании орбитальных измерений и теоретических моделей газо-поверхностных взаимодействий, представлены в работе [14]. Установлено, что коэффициент сопротивления зависит от уровней солнечной активности. Указано, что для высот 150–300 км  $\alpha$  снижается с 1,00 до 0,89–0,94 при низкой солнечной активности. Коэффициенты аккомодации  $\alpha$  в зависимости от высоты и солнечной активности показаны на рис. 13.

На основе модели Сентмана [15] были рассчитаны коэффициенты сопротивления. На высотах ниже 300 км преобладает диффузное переизлучение, доля квазизеркального отражения  $\leq 2\%$ .

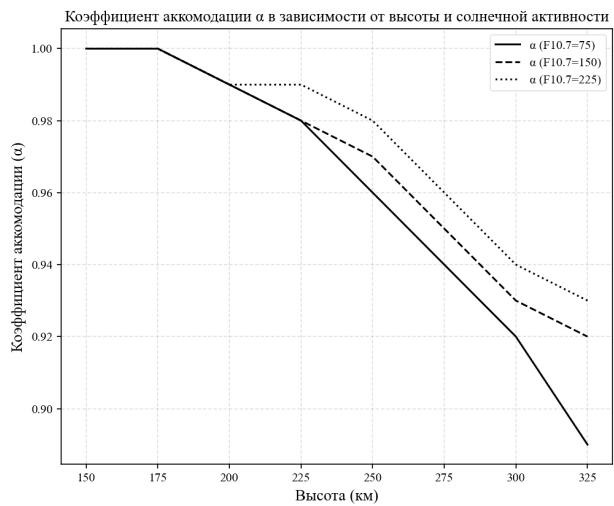


Рис. 13. Коэффициенты аккомодации  $\alpha$  в зависимости от высоты при различных уровнях солнечной активности  
 Fig. 13. Coefficients of accommodation from altitude at different levels of solar activity

На высотах 150–200 км наблюдается практически полная аккомодация  $\alpha \approx 1$  независимо от уровня солнечной активности. Это показывает, что преобладает диффузное рассеяние молекул на поверхностях с высокой степенью адсорбции атомарного кислорода. При высокой солнечной активности ( $F10.7 = 225$ ) значения  $\alpha$  на всех высотах выше, чем при низкой активности. На высоте 325 км коэффициент аккомодации достигает минимальных значений. Таким образом, для высот ниже 200 км можно использовать  $\alpha \approx 1$ , что будет соответствовать полной аккомодации и диффузному рассеянию. На высотах 200–300 км необходимо учитывать снижение  $\alpha$  по данным, приведенным в исследовании. Для высот выше 300 км требуются дополнительные исследования для учета квазизеркальной компоненты рассеяния. Анализ современных методов моделирования коэффициента аэродинамического сопротивления и коэффициента аккомодации представлен в работе [16]. Полуэмпирические модели SESAM [17] и Walker [18] учитывают зависимость коэффициента аккомодации  $\alpha$  от высоты и солнечной активности.

## Выводы

С помощью характеристик атмосферы Земли в диапазоне высот сверхнизкоорбитального кос-

мического аппарата был проведен анализ числа Кнудсена, который показал, что на сверхнизких орбитах реализуется свободномолекулярный режим обтекания, где длины свободного пробега молекул значительно превышают характерные размеры аппарата. Проведено исследование атмосферы при различных уровнях солнечной активности. Показано, что солнечная активность влияет на параметры атмосферы, такие как плотность, температура и состав. Высокая солнечная активность приводит к увеличению температуры и плотности атмосферы. Это необходимо учитывать при проектировании аппарата и способов маневрирования. Высокая орбитальная скорость приводит к большим значениям коэффициента скорости  $S \gg 1$ . Данное наблюдение позволяет упростить моделирование, пренебрегая тепловым движением молекул по сравнению с направленным движением потока. Однако влияние теплового движения может быть учтено при расчете тепловых потоков к поверхности аппарата. Диффузное и зеркальное отражение являются основными механизмами взаимодействия молекул газа с поверхностью аппарата. Хотя поглощение также присутствует, его вклад незначителен. Адекватный выбор модели взаимодействия газ – поверхность критически важен для моделирования аэродинамических характеристик аппарата. В контексте перспектив маневрирования можно сказать, что, несмотря на низкую плотность атмосферы, она может быть использована для управления движением аппарата или для поддержания с целью экономии рабочего тела. Следовательно, разработка эффективных аэродинамических форм и систем управления позволит компенсировать торможение и осуществлять маневрирование.

Обобщая результаты, можно сделать вывод, что традиционные методы, основанные на гипотезе сплошной среды, неприменимы в условиях свободного молекулярного потока. Для адекватного моделирования необходимо учитывать дискретную природу газа и столкновения молекул со стенками аппарата. Среди методов, применимых в условиях сверхнизких орбит, выделяются прямое моделирование Монте-Карло (DSMC) и метод Монте-Карло с тестовыми частицами (TPMC). Первый метод обеспечивает высокую точность моделирования, учитывая столкновения как между молекулами газа, так и со стенками аппарата. Выбор оптимальной модели взаимодействия газа с поверхностью должен учитывать корректное описание аэродинамики. Необходимо учитывать режим течения, точность предсказания, вычислительную эффективность и учет поверхностных эффектов.

Проведенный анализ исследований в области газо-поверхностных взаимодействий и коэффициентов аэродинамического сопротивления позволяет сформулировать ключевые выводы и рекомендации для сверхнизкоорбитального космического аппарата, работающего на высотах 150–300 км. При высотах менее 250 км покрытие поверхности адсорбированным кислородом близко к насыщению, что приводит практически к полной аккомодации  $\alpha \approx 1$  и диффузному рассеянию молекул, доля квазизеркального отражения составляет менее 3 %. На высотах 250–300 км уменьшение плотности атомарного кислорода снижает  $\alpha$  до 0,85–0,95. Это требует учета комбинированного рассеяния. Таким образом, для высот 150–250 км предлагается использовать модель диффузного рассеяния с полной аккомодацией  $\alpha = 1$ , что согласуется с данными миссии

GOCE (260 км). Для высот 250–300 км применять модели, учитывающие зависимость  $\alpha$  от температуры поверхности и атмосферы, материала поверхности.

Проведенные исследования позволяют сформировать комплексное представление о физических процессах, сопровождающих полёт космических аппаратов на сверхнизких орбитах, и предложить методические основы для проектирования аппаратов, устойчивых к воздействию термосферы, разработке систем активного управления орбитой, теплозащиты и долговременного прогнозирования баллистического существования СНО-спутников.

#### Список источников / References

1. Picone J. M., Hedin A. E., Drob D. P. [et al.]. NRLMSISE-00 empirical model of the atmosphere: Statistical comparisons and scientific issues. *Journal of Geophysical Research: Space Physics*. 2002. Vol. 107 (A12). P. 15–16. DOI: 10.1029/2002JA009430.
2. Bowman B., Marcos F. A., Huang C. [et al.]. A new empirical thermospheric density model JB2008 using new solar and geomagnetic indices. *AIAA/AAS Astrodynamics Specialist Conference and Exhibit*. 2008. DOI: 10.2514/6.2008-6438.
3. Hanslmeier A. The NOAA space weather scales. *The Sun and Space Weather*. Springer, Dordrecht, 2004. P. 193–200. DOI: 10.1007/0-306-48211-8\_10.
4. Bruinsma S., Boniface C. The operational and research DTM-2020 thermosphere models. *Journal of Space Weather and Space Climate*. 2021. Vol. 11. P. 47. DOI: 10.1051/swsc/2021.
5. Schmitt C., Bauer H. CHAMP attitude and orbit control system. *Acta Astronautica*. 2000. Vol. 46, no. 2. P. 327–333. DOI: 10.1016/S0094-5765(99)00227-1.
6. Flury J., Bettadpur S., Tapley B. D. Precise accelerometry on board the GRACE gravity field satellite mission. *Advances in Space Research*. 2008. Vol. 42, no. 8. P. 1414–1423. DOI: 10.1016/j.asr.2008.05.004.
7. Drinkwater M. R., Muzi D., Popescu A. [et al.]. The GOCE gravity mission: ESA's first core Earth explorer. *Proceedings of the 3rd International GOCE User Workshop*, 6–8 November. Frascati, Italy, ESA SP-627. 2006. P. 6–8. ISBN 92-9092-938-3.
8. Bird G. A. Molecular gas dynamics and the direct simulation of gas flows. Clarendon Press, Oxford University Press, 1994. 458 p.
9. Doornbos E. Thermospheric density and wind determination from satellite dynamics. Springer Berlin, Heidelberg, 2012. 184 p. DOI: 10.1007/978-3-642-25129-0.
10. Федягин В. В., Шалай В. В. Первичная оценка создания двигательной установки с возможностью использования остаточной атмосферы в качестве топлива // XLIX Академические чтения по космонавтике. 2025. Т. 1. С. 128–130.
11. Fedyanin V. V., Shalay V. V. Pervichnaya otsenka sozdaniya dvigatel'noy ustavki s vozmozhnost'yu ispol'zovaniya ostatochnoy atmosfery v kachestve topliva [Initial assessment of the creation of a propulsion system with the possibility of using the residual atmosphere as fuel]. XLIX Akademicheskiye chteniya po kosmonavtike. XLIX Academic Readings on Cosmonautics. 2025. Vol. 1. P. 128–130. (In Russ).
12. Goodman F. O. Dynamics of gas-surface scattering. Elsevier, 2012. ISBN 9780323154611.
13. Moe K., Moe M. M. Gas–surface interactions and satellite drag coefficients. *Planetary and Space Science*. 2005. Vol. 53, no. 8. P. 793–801. DOI: 10.1016/j.pss.2005.03.005.
14. Goodman F. O. Preliminary results of a three-dimensional hard-spheres theory of scattering of gas atoms from a solid surface. *Proceedings of the Fifth International Symposium on Rarefied Gas Dynamics. Advances in Applied Mechanics*. Academic, New York, 1967. P. 35–48.
15. Moe M. M., Wallace S. D., Moe K. Recommended drag coefficients for aeronomic satellites. *The Upper Mesosphere and*

*Lower Thermosphere: A Review of Experiment and Theory.* 1995. Vol. 87. P. 349–356. DOI: 10.1029/GM087.

15. Sentman L. H. Free molecule flow theory and its application to the determination of aerodynamic forces. Lockheed Aircraft Corporation. Lockheed Missiles and Space Company. Technical report. 1961.

16. Mehta P. M., Paul S. N., Crisp N. H. [et al.]. Satellite drag coefficient modeling for thermosphere science and mission operations. *Advances in Space Research.* 2023. Vol. 72, no. 12. P. 5443–5459. DOI: 10.1016/j.asr.2022.05.064.

17. Pilinski M. D., Argrow B. M., Palo S. E. [et al.]. Semi-empirical satellite accommodation model for spherical and randomly tumbling objects. *Journal of Spacecraft and Rockets.* 2013. Vol. 50, no. 3. P. 556–571. DOI: 10.2514/1.A32348.

18. Walker A., Mehta P., Koller J. Drag coefficient model using the Cercignani–Lampis–Lord gas–surface interaction model. *Journal of Spacecraft and Rockets.* 2014. Vol. 51, no. 5. P. 1544–1563. DOI: 10.2514/1.A32677.

---

**ФЕДЯНИН Виктор Викторович**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Электрическая техника» Омского государственного технического университета (ОМГТУ), г. Омск.

SPIN-код: 1728-1697

ORCID: 0000-0003-3126-9865

AuthorID (SCOPUS): 57194235343

ResearcherID: O-9899-2015

Адрес для переписки: vvfedyanin@omgtu.ru

**ШАЛАЙ Виктор Владимирович**, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Нефтегазовое дело, стандартизация и метрология» ОМГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 2322-6820

AuthorID (РИНЦ): 9913

ORCID: 0000-0003-0635-4849

AuthorID (SCOPUS): 35792469000

AuthorID (SCOPUS): 56755298300

AuthorID (SCOPUS): 57190972363

ResearcherID: P-8233-2015

**Прозрачность финансовой деятельности:** авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Статья поступила в редакцию 13.08.2025; одобрена после рецензирования 21.10.2025; принята к публикации 28.10.2025.

**FEDYANIN Viktor Viktorovich**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Electrical Equipment Department, Omsk State Technical University (OmSTU), Omsk.

SPIN-code: 1728-1697

ORCID: 0000-0003-3126-9865

AuthorID (SCOPUS): 57194235343

ResearcherID: O-9899-2015

Correspondence address: vvfedyanin@omgtu.ru

**SHALAY Viktor Vladimirovich**, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Oil and Gas Storage, Standardization and Certification Department, OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 2322-6820

AuthorID (RSCI): 9913

ORCID: 0000-0003-0635-4849

AuthorID (SCOPUS): 35792469000

AuthorID (SCOPUS): 56755298300

AuthorID (SCOPUS): 57190972363

ResearcherID: P-8233-2015

**Financial transparency:** the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

The article was submitted 13.08.2025; approved after reviewing 21.10.2025; accepted for publication 28.10.2025.

# ОПТИМИЗАЦИЯ Е×В МЕТОДИКИ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ЗАРЯДОВОГО СОСТАВА ИОНОВ В СТРУЕ ПЛАЗМЫ ХОЛЛОВСКИХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Д. А. Майстренко<sup>1,2</sup>, А. А. Шагайда<sup>1</sup>, М. Ю. Селиванов<sup>1</sup>, А. С. Ловцов<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Исследовательский центр имени М. В. Келдыша, Россия, 125438, г. Москва, ул. Онежская, 8

<sup>2</sup>Московский физико-технический институт (национальный исследовательский университет),  
Россия, 117303, г. Москва, ул. Керченская, 1А, корп. 1

Электроракетные двигатели находят широкое применение на борту современных космических аппаратов. Для обеспечения эффективного использования таких двигателей особую важность имеют задачи, связанные с диагностикой струи плазмы двигателя. Измерение параметров плазмы струи позволяет как диагностировать работу самого двигателя и определить эффективность его работы, так и рассчитать влияние струи плазмы двигателя на бортовые устройства космических аппаратов. Одной из наиболее важных задач является исследование зарядового состава ионов в плазме струи электроракетных двигателей.

В статье представлено расчетное исследование методики измерения зарядового состава плазмы струи электроракетных двигателей холловского типа. Проведено моделирование работы зондов различной геометрии в струях плазмы холловских двигателей с напряжением разряда от 100 до 2000 В, рабочим телом которых является ксенон. С помощью расчетов показаны особенности работы указанной методики и подобрана оптимальная геометрия для исследования доли двухзарядных ионов в струе холловского двигателя.

**Ключевые слова:** электроракетный двигатель, холловский двигатель, диагностика плазмы, зарядовый состав ионов плазмы, Е×В зонд, моделирование ионных пучков.

**Для цитирования:** Майстренко Д. А., Шагайда А. А., Селиванов М. Ю., Ловцов А. С. Оптимизация Е×В методики для исследования зарядового состава ионов в струе плазмы холловских двигателей // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 4. С. 100–107. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-4-100-107. EDN: CLUOTD.



© Майстренко Д. А., Шагайда А. А., Селиванов М. Ю., Ловцов А. С., 2025.  
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

# OPTIMIZATION OF THE E×B METHOD FOR STUDYING THE CHARGE COMPOSITION OF IONS IN THE PLASMA JET OF HALL EFFECT THRUSTERS

Д. А. Maystrenko<sup>1,2</sup>, А. А. Shagayda<sup>1</sup>, М. Ю. Selivanov<sup>1</sup>, А. С. Lovtsov<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Keldysh Research Center, Russia, Moscow, Onezhskaya St., 8, 125438

<sup>2</sup>Moscow Institute of Physics and Technology (National Research University),  
Russia, Moscow, Kerchenskaya St., 1 A, bld. 1, 117303

Electric propulsion rocket engines are widely used on board modern spacecraft. To ensure the efficient use of such engines, it is important to diagnose the plasma plume of the engine. Measuring the parameters of the plasma plume is used for the determining its efficiency, and calculating the impact of the engine plasma plume on the onboard devices of spacecraft. One of the most important tasks is to study the charge state composition of the ions in the plasma plume of an electric propulsion.

The article presents a computational study of the method for measuring the charge composition of the plasma plume of a Hall effect thruster. The operation of probes of various geometries in plasma plume of the Hall effect thruster with discharge voltages from 100 to 2000 V, the propellant of which is xenon, is simulated. Using calculations, the features of this technique are shown, and the optimal geometry is selected for studying the fraction of two-charge ions in the Hall effect thruster.

**Keywords:** electric propulsion, Hall effect thruster, plasma diagnosis, ion charge state, Wien Filter, ion plume simulation

**For citation:** Maystrenko D. A., Shagayda A. A., Selivanov M. Yu., Lovtsov A. S. Optimization of the  $E \times B$  method for studying the charge composition of ions in the plasma jet of Hall effect thrusters. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 4. P. 100–107. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-4-100-107. EDN: CLUOTD.



© Maystrenko D. A., Shagayda A. A., Selivanov M. Yu., Lovtsov A. S., 2025.  
The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License

## Введение

Электроракетные двигатели (ЭРД) находят широкое применение на борту современных космических аппаратов (КА) [1–3]. Это связано, с одной стороны, с повышением требований к транспортным задачам в космосе, а с другой — с прогрессом в развитии средств бортовой энергетики. Такие достоинства, как высокий удельный импульс, малые массовые и габаритные характеристики, возможность регулирования величины тяги, делают применение ЭРД весьма перспективным.

Для обеспечения эффективного использования таких двигателей особую важность имеют задачи, связанные с диагностикой струи плазмы двигателя. Измерение параметров плазмы струи позволяет как диагностировать работу самого двигателя и определить эффективность его работы, так и рассчитать влияние струи плазмы двигателя на бортовые устройства космических аппаратов [4]. Одной из наиболее важных задач является исследование зарядового состава ионов в плазме струи ЭРД, работающих на ксеноне. Определение доли двух- и трехзарядных ионов позволяет делать вывод об эффективности процессов ионизации в газоразрядной камере ЭРД. Процесс многократной ионизации требует значительных затрат энергии и влечет за собой уменьшение общего КПД двигателя. Измерение доли многозарядных ионов в пучке позволяет объяснить и предсказать эффективность ионизации. Более того, измерение доли каждого типа ионов в струе двигателя позволяет учесть снижение тяги и более точно оценить эрозию распыляющихся элементов двигателя.

Для таких исследований в плазме ЭРД используют так называемый ЕЧВ зонд или фильтр Вина в англоязычной литературе [5]. Данный зонд использует скрещенные электрические и магнитные поля для разделения ионов по заряду. Основным недостатком такой конструкции является крайне слабый сигнал на коллекторе ионов до 100 нА в случае относительно плотной плазмы на расстоянии в нескольких десятках сантиметров от двигателя и порядка 1 нА в случае измерений в более отдаленной области, например, на расстоянии 1–1,5 м. Вторым существенным недостатком является зависимость спектрального разрешения зонда от энергии ионов в плазме.

В статье исследована возможность использования ЕЧВ зонда для измерения зарядового состава ионов в плазме холловских двигателей с напряжением разряда от 100 до 2000 В, а также приведены результаты оптимизации геометрии зонда для решения данной задачи.

## Объект исследования

В струе плазмы ЭРД ионы, имеющие разную величину заряда и ускоренные одинаковой разностью

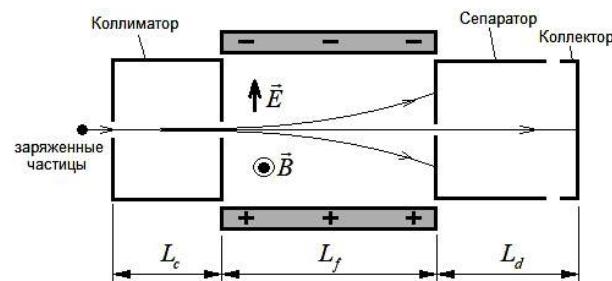


Рис. 1. Схема  $E \times B$  зонда  
Fig. 1. Wien filter scheme

потенциалов, имеют кратно разную скорость. Для сепарации ионов, имеющих разную скорость, в ЕЧВ зондах используются ортогональные электрическое и магнитное поля, перпендикулярные потоку влетающих в зонд частиц [6]. Схема зонда показана на рис. 1.

Типичная конструкция зонда включает в себя входную трубку — коллиматор, выходную трубку — сепаратор, и расположенную между ними зону фильтрации, в которой создаётся электрическое и перпендикулярное ему магнитное поле. Сила Лоренца, действующая на заряженную частицу в фильтре Вина, определяется выражением

$$\vec{F} = q\vec{E} + q\vec{v} \times \vec{B}, \quad (1)$$

где  $\vec{E}$  — напряженность электрического поля;  $\vec{B}$  — магнитная индукция;  $\vec{v}$  — скорость частицы;  $q$  — заряд частицы. В случае, когда электрическое и магнитное поля ортогональны, сила, действующая на частицу, движущуюся со скоростью

$$v = |\vec{E}|/|\vec{B}|, \quad (2)$$

равна нулю, и частица движется по прямой. Частицы, движущиеся с другими скоростями, отклоняются в ту или другую сторону. При этом осуществляется разделение ионов разных скоростей и, соответственно, разных зарядов [6].

Обычно магнитное поле создается постоянными магнитами, а электрическое варьируется. В результате измерений получается зависимость тока частиц, собранного коллектором, от электрического напряжения  $U$  между пластинами. В этой вольт-амперной характеристике (ВАХ) группы частиц с разными зарядами проявляются как максимумы тока. Пример получаемой характеристики приведен на рис. 2.

Самый высокий экстремум соответствует однозарядным ионам, следующие по высоте — двух- и трехзарядным. Анализ полученных спектров является непростой задачей, так как в холловских диф-

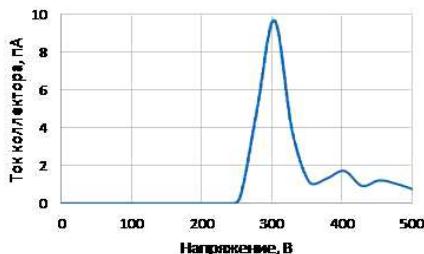


Рис. 2. Типичная вольт-амперная характеристика  $E \times B$  зонда  
Fig. 2. Typical volt-ampere feature of the  $E \times B$  probe

гателях ( $\text{ХД}$ ) поток ионов каждой кратности имеет довольно широкое энергетическое распределение. В результате наряду с уширением происходит наложение и частичное перекрытие пиков, определяющих каждый вид ионов. Обычно положение пиков одно- и двухзарядных ионов отличается на несколько десятков вольт [7]. Например, ток, регистрируемый в диапазоне от 340 до 360 В на представленной выше ВАХ, скорее всего, складывается из токов как однозарядных, так и двухзарядных ионов. Подробно методы обработки ВАХ были проанализированы в работе [8].

Существует несколько конструктивных проблем, которые могут значительно влиять на точность и достоверность получаемых данных. Низкий сигнал из-за малой прозрачности зонда может затруднить регистрацию слабых компонентов плазмы, что особенно критично при анализе многозарядных ионов. Это требует либо увеличения времени измерений, либо применения более чувствительных детекторов, что усложняет эксперимент. Краевые эффекты электрического и магнитного полей вносят дополнительные погрешности в траектории ионов, искажая получаемые результаты, что может быть особенно заметно при работе с широкими пучками или при наличии значительной расходности струи. Высокие требования к юстировке существенно усложняют процесс настройки ЕЧВ зонда. Даже незначительные отклонения оси зонда от направления движения ионов могут привести к смещению пиков в спектре, что требует тщательной калибровки и постоянного контроля положения зонда в ходе измерений. Ограниченнное разрешение зонда проявляется в уширении зарядовых спектров, что затрудняет разделение близких по массе и заряду ионов. Это особенно критично при анализе многозарядных ионов, чьи пики могут перекрываться. Изменение магнитного поля при использовании постоянных магнитов из-за нагрева также снижает точность получаемых данных. Шумы и фоновые сигналы (например, от рассеянных частиц) усложняют выделение полезного сигнала, что делает необходимым применение фильтрации и статистических методов обработки данных.

В связи с этим для разработки зонда, предназначенного для исследования зарядового состава ионов в плазме  $\text{ХД}$  с напряжением разряда от 100 до 2000 В, в исследовании проведено моделирование работы и оптимизация размеров зонда с заданной конечной шириной энергоспектра ионов, учетом распределения электрического и магнитного полей и отклонения направления движения ионов от оси зонда. Учитывая возможности современной измерительной аппаратуры и присутствие высоковольт-

ных источников питания  $\text{ХД}$ , мощностью до 20 кВт, для достижения требуемой точности измерений доли двухзарядных ионов в плазме  $\text{ХД}$  необходимо было обеспечить уровень сигнала однозарядных ионов больше 50 нА, а уровень сигнала двухзарядных ионов больше 10 нА.

### Методика моделирования

Численное моделирование потоков заряженных частиц внутри зонда проводилось при помощи программного обеспечения IOS-3D [9]. Данная программа предназначена для расчёта стационарных электрических полей и потоков заряженных и нейтральных частиц при заданном внешнем магнитном поле в трёхмерных областях с произвольной формой граничных поверхностей. Самосогласованное электрическое поле вычисляется путём решения уравнения Пуассона

$$\nabla^2 \phi = -(\rho_i + \rho_e) / \epsilon_0, \quad (3)$$

где  $\phi$  — электрический потенциал;  $\rho_i$  и  $\rho_e$  — плотности заряда ионов и электронов;  $\epsilon_0$  — электрическая постоянная. На граничных поверхностях может быть задано одно из трех граничных условий: условие Дирихле с постоянным потенциалом; условие Неймана с нулевой производной потенциала по нормали к границе; условие трансляционной симметрии, при котором вектор трансляции должен быть параллелен одной из осей координат. Решение уравнения Пуассона выполняется методом конечных разностей на прямоугольной сетке с кусочно-постоянным шагом. Для вычисления объёмного заряда потоков заряженных частиц используется метод трубок тока с центральными траекториями, которые вычисляются с применением схемы Бориса. Алгоритм извлечения ионов из плазменных источников с подвижной плазменной границей и с учётом концентрации и температуры плазменных электронов описан в работе [10]. Данное программное обеспечение успешно использовалось для решения самосогласованных задач при моделировании ионно-оптических систем ионных двигателей [10, 11] и зондов с задерживающим потенциалом [12].

В ходе моделирования проводится разбиение на элементарные треугольники поверхности расчётной области со стороны поступающего плазменного потока. На каждом треугольнике задаются граничные условия, характеризующие следующие параметры плазменной струи: плотность ионного тока; температуру электронов; распределение ионов по энергии; угол наклона ионного пучка по отношению к оси зонда; долю двухзарядных ионов. Из центра каждого треугольника выпускается группа трубок тока, аппроксимирующая заданные параметры плазменной струи. Внутри зонда задается постоянное магнитное поле. Расчёт электрического поля ведётся с учётом объёмного заряда ионов и плазменных электронов. Ток, приходящий на коллектор зонда, рассчитывается при различных напряжениях между пластинами, и, таким образом, восстанавливается ВАХ зонда.

При попадании ионов на поверхности коллиматора происходит выбивание электронов в результате ионно-электронной эмиссии. При энергиях ионов ксенона до 2000 эВ коэффициент вторичной ионно-электронной эмиссии с поверхностей коллиматоров не превышает 0,04 [13]. В проведённом исследовании предполагалось, что при электронных



Рис. 3. Зонд для измерения зарядового состава струи ионных двигателей  
Fig. 3. Wien filter of the electric propulsions diagnosis

tokах, составляющих несколько процентов от тока ионов, объёмный заряд электронов не оказывает заметного влияния на траектории ионов. Учёт этого влияния предполагается провести при дальнейшем совершенствовании численной модели.

При задании граничных условий со стороны плазмы пучка в модели использовались типичные значения концентрации и температуры электронов в струях холловских двигателей, которые были получены в многочисленных экспериментальных исследованиях с использованием зондов с задерживающим потенциалом, цилиндров Фарадея, зондов Ленгмюра и других средств диагностики плазмы [14, 15].

В качестве отправной точки при численной оптимизации была выбрана конструкция зонда, ко-

торый был ранее разработан в Исследовательском центре имени М. В. Келдыша для диагностики плазменных струй ионных двигателей. Эта конструкция была разработана по методу, описанному в работе Kim [16], с электродами, имеющими форму, предложенную в работе Hofer [8], и адаптирована для измерения доли двухзарядных ионов ионных двигателей с ускоряющим напряжением от 2000 до 4000 В. Внешний вид зонда представлен на рис. 3.

Входная трубка зонда имеет длину 200 мм и диаметр 7 мм; выходная трубка — 100 мм и 7 мм соответственно. Коллиматоры трубок имеют диаметр 2,5 мм; длина и ширина зоны фильтрации — 300 мм и 4 мм соответственно. Магнитное поле создается постоянными магнитами. Индукция на оси зонда в зоне фильтрации равна  $2000 \pm 15$  Гс.

Для верификации численной модели было представлено сравнение результатов моделирования с экспериментальными данными, полученными при использовании этого зонда в ходе диагностики параметров струи ионного двигателя. Измерения были проведены в струе ионного двигателя, у которого энергия однозарядных ионов известна с хорошей точностью и составляет  $2000 \pm 20$  эВ. Согласно данным, полученным при помощи цилиндра Фарадея, плотность ионного тока на входе в зонд была равна  $2,5 \text{ A/m}^2$ . Измеренная доля двухзарядных ионов составила 23 %.

В численной модели в качестве граничных условий были заданы параметры плазменного потока, соответствующего экспериментальным данным, а именно, был задан поток ионов с энергоспектром, имеющим на полувысоте ширину 20 эВ и пиком при

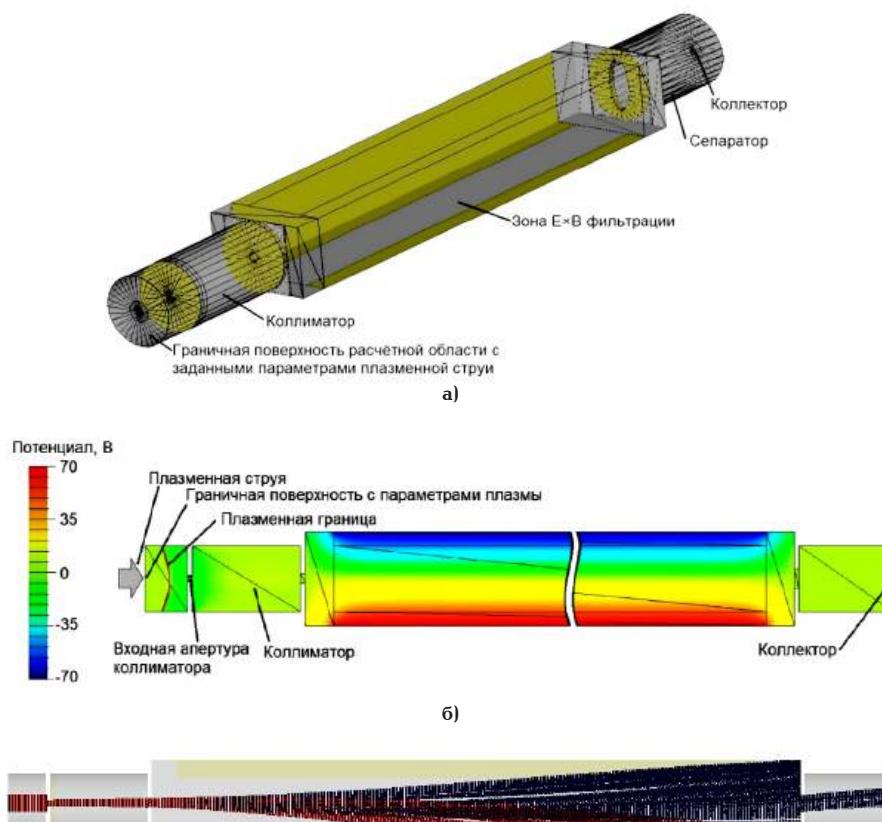


Рис. 4. Результаты моделирования зонда: а — трехмерная модель зонда;  
б — распределение потенциала; в — траектории двух групп ионов  
Fig. 4. Simulation results:  
a — 3D-model; б — potential distribution; в — trajectories of two ion groups

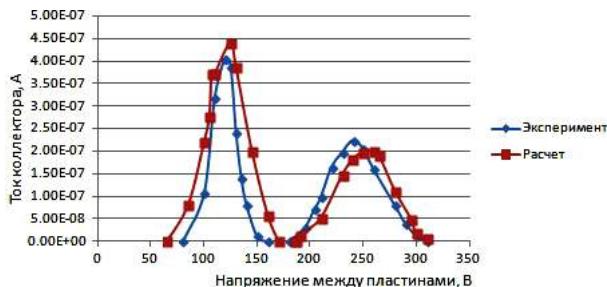


Рис. 5. Экспериментальная и рассчитанная ВАХ в струе ионного двигателя  
Fig. 5. Experimental and calculated Wien filter signal in the ion engine

2000 эВ. Температура плазменных электронов была задана равной 2 эВ, что является типичным значением для плазменных струй ионных двигателей [14, 15]. Изображение модели зонда с примером результатов моделирования показано на рис. 4.

В ходе численного моделирования последовательно изменялись значения напряжения на отклоняющих пластинах зоны фильтрации и рассчитывался ток ионов, поступающий на коллектор. В итоге была получена расчётная ВАХ зонда, представленная на рис. 5 вместе с экспериментально измеренной кривой.

Значения напряжения, при которых были получены максимумы тока одно- и двухзарядных ионов, в расчёте и эксперименте отличались с погрешностью менее 5 %. Доля тока двухзарядных ионов в мо-

дели составила 21 %, что подтвердило корректность расчётных данных. После этого была выполнена серия расчётов с целью оптимизации конструкции зонда для его использования при диагностике плазменных струй холловских двигателей с энергией ионов от 100 до 2000 В.

### Оптимизация конструкции ЕХ зонда

Главным параметром, влияющим на разрешающую способность и погрешность зонда, является длина зоны фильтрации. При этом зона фильтрации является конструктивно наиболее сложным элементом зонда, поэтому целесообразно расчётным методом определить ее оптимальные характеристики. Длины входных и выходных трубок, как и диаметры отверстий коллиматоров, были заданы такими же, как и в исходной конструкции, успешно испытанной в струе ионных двигателей. Входная трубка имела длину 200 мм и диаметр 7 мм; выходная трубка — 100 мм и 7 мм соответственно. Диаметры коллиматорных трубок были заданы равными 2,5 мм, а длина зоны фильтрации (зоны скрещенных полей) варьировалась от 40 до 200 мм.

В качестве граничных условий на входе в зонд задавались потоки ионов, имеющих максимум при энергиях в диапазоне от 100 до 2000 эВ, соответствующих напряжению разряда ХД. Для энергоспектров плазменных потоков, измеренных вблизи оси струи на расстояниях от 1 до 2 м от холловского двигателя, характерная ширина на полувысоте составляет 5 % от максимальной энергии [15]. Суммарная плотность тока одно- и двухзарядных ионов

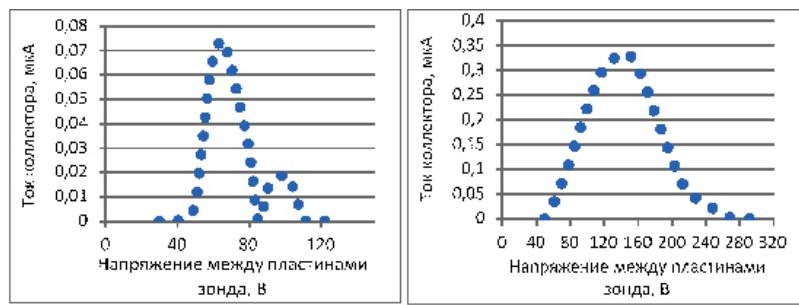


Рис. 6. Расчетная ВАХ зонда с длиной зоны фильтрации 40 мм: а — энергия однозарядных ионов 200 эВ; б — энергия однозарядных ионов 800 эВ  
Fig. 6. Calculated Wien filter signal with filtration zone length of 40mm:  
a — for the singly charged ions with 200 eV energy;  
b — for the double-charged ions with 800 eV energy

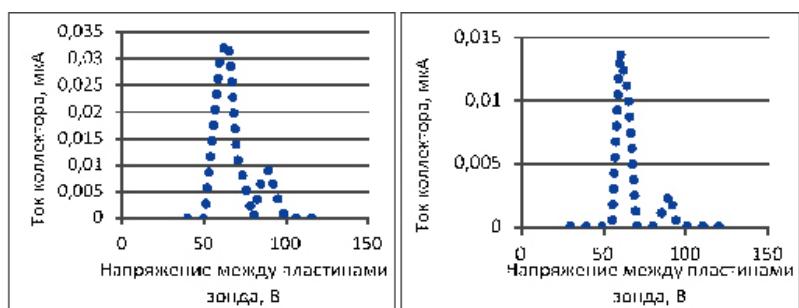


Рис. 7. Расчетная ВАХ при энергии однозарядных ионов 200 эВ с длиной зоны фильтрации: а — 100 мм; б — 200 мм  
Fig. 7. Calculated Wien filter signal for the singly charged ions with 200 eV energy:  
a — for the filtration zone of 100 mm; б — for the filtration zone of 200 mm

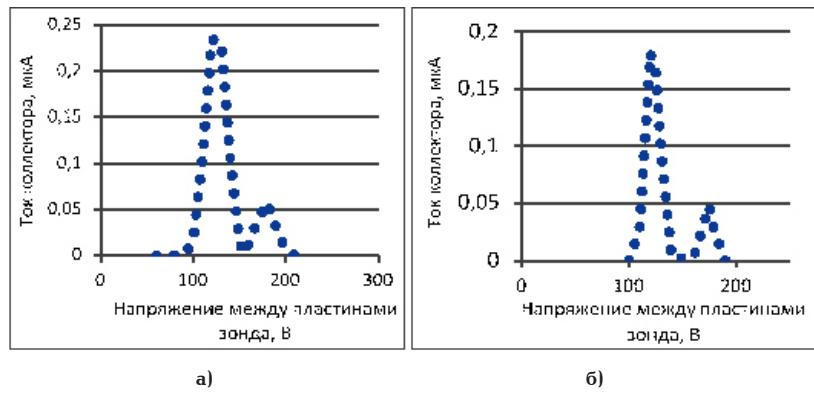


Рис. 8. Расчетная ВАХ при энергии однозарядных ионов 800 эВ  
 с длиной зоны фильтрации: а — 100 мм; б — 200 мм  
 Fig. 8. Calculated Wien filter signal for the singly charged ions with 800 eV energy:  
 a — for the filtration zone of 100 mm; б — for the filtration zone of 200 mm

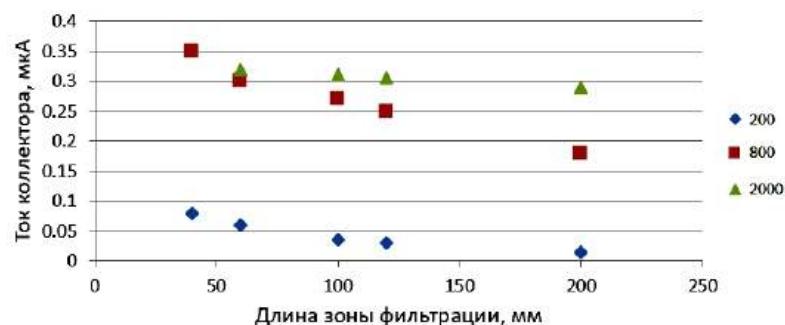


Рис. 9. Зависимость максимального тока однозарядных ионов от длины зоны фильтрации для трех значений энергии однозарядных ионов  
 Fig. 9. Dependence of the maximum current of singly charged ions on the length of the filtration zone for three energy values of singly charged ions

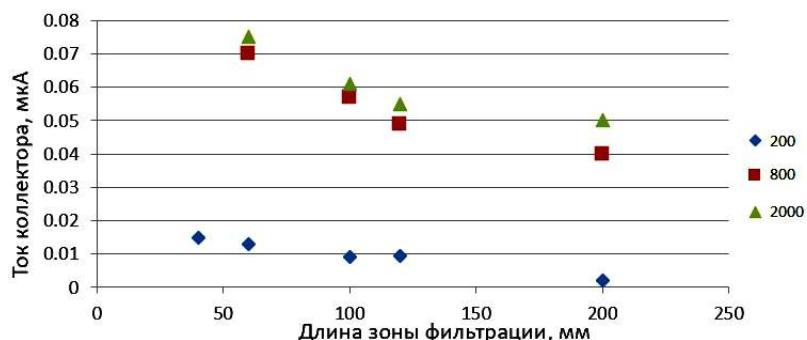


Рис. 10. Зависимость максимального тока двухзарядных ионов от длины зоны фильтрации для трех значений энергии однозарядных ионов  
 Fig. 10. Dependence of the maximum current of double charged ions on the length of the filtration zone for three energy values of singly charged ions

задавалась равной  $1 \text{ A/m}^2$ , что соответствует типичным параметрам плазменной струи ХД, мощностью 2500 Вт на расстоянии 2 м от двигателя.

Из теоретических соображений следует, что при уменьшении длины зонда растет уровень сигнала на коллекторе, но падает спектральное разрешение зонда. Учитывая указанные выше требования к уровню измеряемого тока, основная задача состояла в том, чтобы найти минимальную длину зоны фильтрации, при которой спектральное разрешение зонда позволит корректно восстановить по ВАХ зонда долю двухзарядных ионов.

Расчет ВАХ зонда был проведён для энергий однозарядных ионов в диапазоне от 100 до 2000 эВ

и для нескольких длин зоны фильтрации от 40 до 200 мм при фиксированной геометрии остальных элементов конструкции. При этом заданная доля двухзарядных ионов составляла 20 % и, соответственно, энергия двухзарядных ионов находилась в диапазоне от 200 до 4000 эВ.

На рис. 6 показаны рассчитанные ВАХ для зонда с длиной зоны фильтрации 40 мм при энергиях однозарядных ионов 200 и 800 эВ и соответствующей энергии двухзарядных ионов 400 и 1600 эВ.

Моделирование показало, что зонд с длиной зоны фильтрации 40 мм работает корректно только при низкой энергии ионов. При энергии однозарядных ионов 800 эВ и энергии двухзарядных ионов

1600 эВ пики ионов этих подгрупп оказались неразличимы. Причиной наложения двух пиков является перекрытие ионных потоков из-за их расходности под действием объёмного заряда.

На рис. 7 показаны рассчитанные ВАХ для двух зондов с длиной зоны фильтрации 100 и 200 мм при энергии однозарядных ионов 200 эВ и энергии двухзарядных 400 эВ. На рис. 8 показаны рассчитанные ВАХ для двух зондов с длиной зоны фильтрации 100 и 200 мм при энергии однозарядных ионов 800 эВ и энергии двухзарядных 1600 эВ.

Можно видеть четко разделенные пики одно- и двухзарядных ионов при длинах зоны фильтрации и 100 мм, и 200 мм. Однако при энергии 200 эВ максимальный ток двухзарядных ионов более чем в 4 раза выше у зонда с зоной 100 мм, чем у зонда с зоной 200 мм.

На рис. 9 и 10 представлены результаты расчёта зависимости максимальных токов коллектора от длины зоны фильтрации при трёх значениях энергии однозарядных ионов.

Моделирование зондов с различной длиной зоны фильтрации показало, что минимально допустимая длина зоны фильтрации для обеспечения корректного разделения ионных пучков в струях двигателей с напряжением разряда от 100 до 2000 В равна 100 мм. Такая длина обеспечивает ток двухзарядных ионов на коллекторе на уровне 10 нА, что соответствует поставленным требованиям, а спектральное разрешение зонда оказывается достаточным для разделения пиков тока по вольт-амперной характеристике зонда.

## Выводы

Проведено расчетное исследование Е×В методики с учетом пространственного заряда и с заданием реальной плазмы струи холловского двигателя. Также была рассмотрена зависимость спектрального разрешения зонда и уровня измеряемого тока на коллекторе зонда от длины зоны фильтрации и энергии ионов пучка.

Исследование показало, что при увеличении энергии ионов для обеспечения требуемой разрешающей способности зонда необходимо увеличивать длину зоны фильтрации. С другой стороны, при увеличении этой длины происходит расфокусировка ионных пучков под действием пространственного заряда и снижение тока коллектора. Результаты численного моделирования показали, что для получения необходимого спектрального разрешения при напряжениях разряда исследуемого двигателя в диапазоне от 100 до 2000 В необходимо, чтобы длина зоны фильтрации была больше 100 мм. При этом при плотности тока в плазменной струе  $1 \text{ A/m}^2$  и длине зоны фильтрации 200 мм максимальный ток двухзарядных ионов оказывается в 4 раза меньше, чем при длине зоны фильтрации 100 мм, и равен примерно 2 нА, что в реальных испытаниях будет сравнимо с шумом.

В результате в работе с помощью моделирования показана зависимость спектрального разрешения Е×В зонда и уровня сигнала на коллекторе зонда от длины зоны фильтрации. Более того, показано, что для исследования зарядового состава плазмы струи ХД с напряжением разряда от 100 до 2000 эВ целесообразно выбрать длину зоны фильтрации 100 мм. При этом ожидаемый ток однозарядных ионов находится в пределах от 20 до 350 нА, а ожидаемый ток двухзарядных ионов составляет около 10 нА.

## Список источников / References

- Lev D., Myers R. M., Lemmer K. M. [et al.]. The technological and commercial expansion of electric propulsion. *Acta Astronaut.* 2019. Vol. 159. P. 213–227. DOI: 10.1016/j.actaastro.2019.03.058.
- Levchenko I., Xu S., Mazouffre S. [et al.]. Perspectives, frontiers, and new horizons for plasma-based space electric propulsion. *Physics of Plasmas.* 2020. Vol. 27. P. 020601. DOI: 10.1063/1.5109141.
- Колганов И. В. Обзор электрических ракетных двигателей для двигательных установок малых космических аппаратов // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 2. С. 94–103. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-2-94-103. EDN: URYXIV.
- Kolganov I. V. Obzor elektricheskikh raketnykh dvigateley dlya dvigatel'nykh ustyanovok malykh kosmicheskikh apparatov [Review of electric rocket engines for small spacecraft propulsion systems]. Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering.* 2025. Vol. 9, no. 2. P. 94–103. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-2-94-103. EDN: URYXIV. (In Russ.).
- Gorshkov O. A., Shagayda A. A. Determining the efficiency of a plasma thruster with closed electron drift. *Technical Physics Letters.* 2008. Vol. 34. P. 153–155. DOI: 10.1134/S106378500802020X.
- King L. B. Transport-property and mass spectral measurements in the plasma exhaust plume of a Hall-effect space propulsion system: Ph. D. Dissertation. University of Michigan, 1998. 262 p.
- Hofer R. R., Gallimore A. D. Ion species fractions in the far-field plume of a high-specific impulse Hall thruster. *39th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit.* 2003. DOI: 10.2514/6.2003-5001.
- Кожевников В. В., Смирнов А. А., Смирнов П. Е., Черный И. А. Автоматизированная система диагностики параметров выходного пучка радиочастотного ионного двигателя // Труды МАИ. 2014. № 75. С. 11. EDN: SHCHMN.
- Kozhevnikov V. V., Smirnov A. A., Smirnov P. E., Chernyy I. A. Avtomatizirovannaya sistema diagnostiki parametrov vkhodnogo puchka radiochastotnogo ionnogo dvigatelya [Automated diagnostic system for parameters of the output beam of a radio frequency ion engine]. *Trudy MAI.* 2014. No. 75. P. 11. EDN: SHCHMN. (In Russ.).
- Shastry R., Hofer R. R., Reid B. M., Gallimore A. D. Method for analyzing probe spectra from Hall thruster plumes. *The Review of Scientific Instruments.* 2009. Vol. 80. P. 063502. DOI: 10.1063/1.3152218.
- Моделирование потоков заряженных частиц в ионно-оптических системах ионных двигателей (IOS-3D): программа для ЭВМ / Шагайда А. А. Москва: ФИПС, 2014. № 2014612703.
- Modelirovaniye potokov zaryazhennykh chastits v ionno-opticheskikh sistemakh ionnykh dvigateley (IOS-3D): programma dlya EVM [Simulation of charged particle fluxes in ion-optical systems of ion engines (IOS-3D): computer program] / Shagayda A. A. Moscow, 2014. No. 2014612703. (In Russ.).
- Shagayda A. A., Nikitin V., Tomilin D. A. Three-dimensional analysis of ion optics with misalignments of apertures. *Vacuum.* 2016. Vol. 123. P. 140–150. DOI: 10.1016/j.vacuum.2015.10.030.
- Shagayda A. A., Madeev S. Performance limits of ion extraction systems with non-circular apertures. *The Review of Scientific Instruments.* 2016. Vol. 87. P. 043301. DOI: 10.1063/1.4945565.
- Maystrenko D. A., Shagayda A. A., Kravchenko D. A., Tomilin D. A. [et al.]. High dynamic range retarding potential analyzer operation verification. *Plasma Physics Reports.* 2024. Vol. 50. P. 1142–1157. DOI: 10.1134/S1063780X24601135.
- Abroyan I. A., Eremeev M. A., Petrov N. N. Excitation of electrons in solids by relatively slow atomic particles. *Soviet*

*Physics Uspekhi.* 1967. Vol. 10. P. 332–367. DOI: 10.3367/UFNr.0092.1967050.0105.

14. Yassir A. Experimental and theoretical characterization of a Hall thruster plume: Ph. D. Dissertation. Massachusetts Institute of Technology, 2007. 231 p.

15. Goebel D. M., Katz I. Fundamentals of electric propulsion: Ion and Hall Thrusters. *JPL Space Science and Technology Series.* 2008. Vol. 493. DOI: 10.1002/9780470436448.

16. Sang-Wook K. Experimental investigations of plasma parameters and species-dependent ion energy distribution in the plasma exhaust plume of a hall thruster: Ph. D. Dissertation. University of Michigan, 1999. 241 p.

**МАЙСТРЕНКО Дмитрий Александрович**, соисполнитель, научный сотрудник Исследовательского центра имени М. В. Келдыша, г. Москва; ассистент кафедры «Общая физика» Московского физико-технического института (национального исследовательского университета), г. Москва.

SPIN-код: 1964-5400

ORCID: 0000-0002-6434-6479

Адрес для переписки: maystrenko.da@phystech.edu

**ШАГАЙДА Андрей Александрович**, кандидат физико-математических наук, ведущий научный сотрудник Исследовательского центра имени М. В. Келдыша, г. Москва.

SPIN-код: 9025-3431

AuthorID (РИНЦ): 476323

ORCID: 0000-0002-3188-2195

ResearcherID: B-4816-2014

Адрес для переписки: shagayda@gmail.com

**СЕЛИВАНОВ Михаил Юрьевич**, кандидат технических наук, начальник отдела 120 Исследовательского центра имени М. В. Келдыша, г. Москва.

SPIN-код: 7024-4036

AuthorID (РИНЦ): 784220

ORCID: 0000-0001-9363-4376

Адрес для переписки: selivanov@kerc.msc.ru

**ЛОВЦОВ Александр Сергеевич**, кандидат физико-математических наук, заместитель генерального директора по космическим аппаратам и энергетике Исследовательского центра имени М. В. Келдыша, г. Москва.

SPIN-код: 6120-4207

AuthorID (РИНЦ): 369460

ORCID: 0000-0001-6047-7378

ResearcherID: B-2701-2014

Адрес для переписки: lovtsov@kerc.msk.ru

**Прозрачность финансовой деятельности:** авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Статья поступила в редакцию 18.08.2025; одобрена после рецензирования 06.11.2025; принята к публикации 10.11.2025.

**MAYSTRENKO Dmitry Alexandrovich**, Applicant, Researcher, Keldysh Research Centre, Moscow; Assistant at the General Physics Department, Moscow Institute of Physics and Technology (National Research University), Moscow.

SPIN-code: 1964-5400

ORCID: 0000-0002-6434-6479

Correspondence address: maystrenko.da@phystech.edu

**SHAGAYDA Andrey Alexandrovich**, Candidate of Physical and Mathematical Sciences, Leading Researcher, Keldysh Research Centre, Moscow.

SPIN-code: 9025-3431

AuthorID (RSCI): 476323

ORCID: 0000-0002-3188-2195

ResearcherID: B-4816-2014

Correspondence address: shagayda@gmail.com

**SELIVANOV Michael Yurievich**, Candidate of Technical Sciences, Head of the 120 Department, Keldysh Research Centre, Moscow.

SPIN-code: 7024-4036

AuthorID (RSCI): 784220

ORCID: 0000-0001-9363-4376

Correspondence address: selivanov@kerc.msc.ru

**LOVTSOV Alexander Sergeevich**, Candidate of Physical and Mathematical Sciences, Deputy Director General for Spacecraft and Energy, Keldysh Research Centre, Moscow.

SPIN-code: 6120-4207

AuthorID (RSCI): 369460

ORCID: 0000-0001-6047-7378

ResearcherID: B-2701-2014

Correspondence address: lovtsov@kerc.msk.ru

**Financial transparency:** the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

The article was submitted 18.08.2025; approved after reviewing 06.11.2025; accepted for publication 10.11.2025.



## **ОТКРЫТ ПРИЕМ ЗАЯВОК НА ТРЕТИЙ СОВМЕСТНЫЙ КОНКУРС РНФ И ВЬЕТНАМСКОЙ АКАДЕМИИ НАУК И ТЕХНОЛОГИЙ (VAST)**

Российский научный фонд совместно с **Вьетнамской академией наук и технологий (VAST)** открывают конкурс проектов фундаментальных научных исследований и поисковых научных исследований международными научными коллективами.

**Срок приема заявок до 17:00 (мск) 22 декабря 2025 года**

Гранты выделяются на осуществление научных исследований в 2027 – 2029 гг. по следующим отраслям знаний:

1. Математика, информатика и науки о системах.
2. Физика и науки о космосе.
3. Химия и науки о материалах.
4. Биология и науки о жизни.
5. Фундаментальные исследования для медицины.
6. Сельскохозяйственные науки.
7. Науки о Земле.
8. Инженерные науки.

Размер одного гранта составит от 4 до 7 млн рублей ежегодно.

Финансирование получат проекты, которым удастся получить положительную оценку независимых экспертов обеих стран.

Результаты конкурса будут подведены **30 июня 2026 года**.

Подробная информация и конкурсная документация доступны на сайте РНФ <https://rscf.ru/contests/>

**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