

ОМСКИЙ НАУЧНЫЙ ВЕСТНИК НАУЧНЫЙ

Серия **Авиационно-ракетное
и энергетическое машиностроение**

2024

Том 8, № 2

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 8 № 2 2024

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.omgto.ru>

Страница журнала на сайте учредителя:
[http://www.omgto.ru/
general_information/media_omgtu/
journal_of_omsk_research_journal/](http://www.omgto.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 19.06.2024 г.
Дата выхода в свет 28.06.2024 г.

Формат 60х84 1/8
8,84 усл. печ. л.
Бумага офсетная

Отпечатано на дупликаторе
отдела научной информации ОмГТУ

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

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Шалай Виктор Владимирович (главный редактор), 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,
АНО «Институт испытаний и сертификации вооружения и военной техники»,
Москва, Россия

Карагузов Владимир Иванович, д. т. н., старший научный сотрудник,
Омский государственный технический университет, Омск, Россия

Клюшников 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

Трушяков 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

Чугунков 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 8 No. 2 2024

FOUNDER

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

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

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

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

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

Executive Secretary
M. F. Fedorchuk

Editor
T. P. Semina

Computer Page-Proofs
O. N. Chirun

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

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

Signed in Print 19.06.2024
Date of Publication 28.06.2024

Format 60x84 1/8
Conventional
Printed Sheets 8,84
Offset Paper

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

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

EDITORIAL STAFF

Shalay Viktor Vladimirovich, (Chief Editor), 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 Yuriy 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

Drozдов 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

Karagusov Vladimir Ivanovich, D. Sc. (Engineering), Senior Researcher,
Omsk State Technical University, Omsk, Russia

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

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

Korneyev Sergey Aleksandrovich, 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

В. Р. Ведрученко, Е. М. Резанов, А. П. Стариков, А. В. Кушнаренко, П. А. Суровцев, В. А. Кихтенко. О выборе метода динамического нормирования энергоресурсов нефтеперерабатывающих производств	5
В. Л. Юша, С. С. Бусаров, А. В. Недовенчаный. Анализ основных направлений снижения интенсивности массовых потоков рабочего тела через неплотности рабочей камеры поршневой длинноходовой тихоходной компрессорной ступени	13
С. С. Бусаров, А. А. Капельюховская, В. В. Воронин, К. А. Бакулин, Н. Г. Синицин. Снижение пульсаций давления газа в линии всасывания поршневого компрессора при использовании дроссельных шайб	22
А. Д. Ваняшов, И. А. Январев. Проблемы согласованности газодинамических характеристик секций центробежного компрессора и выбора антипомпажных регулирующих клапанов	30
Е. Н. Слободина, А. Г. Михайлов, Е. А. Рогачев, А. М. Парамонов, Е. А. Гасс. Исследование интенсификации теплообмена при кипении наножидкости на поверхности нагрева с нанорельефом	38
А. С. Золотухин, Е. И. Давлетгареева, Ф. А. Малышев. Учет влияния производственных отклонений от формы проточной части многоступенчатого осевого компрессора	45
Н. А. Кудла, А. В. Бураков. Выбор способа снижения трения в разрабатываемых для импортозамещения ротационных холодильных компрессорах	52

АВИАЦИОННАЯ И РАКЕТНО-КОСМИЧЕСКАЯ ТЕХНИКА

В. В. Макаров, В. И. Кузнецов, И. О. Кузнецова. Критериальная база рабочего процесса трубы Гартмана — Шпренгера	61
В. В. Федянин, В. В. Шалай, В. К. Федоров. Квантово-механическая модель ионного двигателя малого космического аппарата	68

CONTENTS

POWER AND CHEMICAL ENGINEERING

V. R. Vedruchenko, E. M. Rezanov, A. P. Starikov, A. V. Kushnarenko, P. A. Surovtsev, V. A. Kikhtenko. On the choice of the method of dynamic rationing of energy resources in oil refineries	5
V. L. Yusha, S. S. Busarov, A. V. Nedovenchany. The analysis of the main directions for reducing the intensity of mass flows of the working fluid through leaks in the working chamber of a piston long-stroke low-speed compressor stage	13
S. S. Busarov, A. A. Kapelyukhovskaya, V. V. Voronin, K. A. Bakulin, N. G. Sinitsin. Reducing gas pressure pulsations in the suction line of a piston compressor when using throttle washers	22
A. D. Vanyashov, I. A. Yanvarev. Problems of consistency of gas dynamic characteristics of centrifugal compressor sections and selection of anti-surge control valves	30
E. N. Slobodina, A. G. Mikhailov, E. A. Rogachev, A. M. Paramonov, E. A. Gass. The study of heat transfer intensification during boiling of a nanofluid on a heating surface with a nanorelief	38
A. S. Zolotukhin, E. I. Davletgareeva, F. A. Malyshev. Consideration of the effect of manufacturing deviations from the shape of a multistage axial compressor	45
N. A. Kudla, A. V. Burakov. Selecting a method for reducing friction in rotary refrigeration compressors developed for import substitution	52

AVIATION AND ROCKET-SPACE ENGINEERING

V. V. Makarov, V. I. Kuznetsov, I. O. Kuznetsova. Criteria base of the Hartmann – Sprenger pipe workflow	61
V. V. Fedyanin, V. V. Shalay, V. K. Fedorov. Quantum-mechanical model of ion thruster for small spacecraft	68

О ВЫБОРЕ МЕТОДА ДИНАМИЧЕСКОГО НОРМИРОВАНИЯ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ НЕФТЕПЕРЕРАБАТЫВАЮЩИХ ПРОИЗВОДСТВ

В. Р. Ведрученко, Е. М. Резанов, А. П. Стариков, А. В. Кушнарченко,
П. А. Суровцев, В. А. Кихтенко

Омский государственный университет путей сообщения,
644046, Россия, г. Омск, пр. Маркса, 35

В статье рассмотрены возможности расчета плановой потребности в энергоресурсах на основе «больших данных» и машинного обучения для энерготехнологических процессов нефтеперерабатывающих заводов. Для получения прогнозных данных предложено использовать множественную линейную регрессию, машинное обучение и нейронные сети для построения математической модели. Рассмотрены их достоинства и недостатки, сравнены точности моделей и возможность их интерпретации. Благодаря применению современных статистических методов удалось интерпретировать вариативность потребления энергоресурса в форме факторного анализа. В результате опытно-промышленных испытаний обоснована практическая значимость предложенных методов для практического использования при функционировании системы энергетического менеджмента и при переходе к применению статистического контроля технологического процесса.

Ключевые слова: нормирование энергоресурсов, топливно-энергетические ресурсы, методы нормирования, линейная регрессия, машинное обучение, глубокое обучение, факторный анализ, система энергетического менеджмента.

Введение

На современном этапе развития экономики функционирование предприятий промышленности осуществляется в условиях формирования нового постиндустриального технологического уклада шестого поколения, характеризующегося нацеленностью на развитие и применение наукоёмких нано-, био- и информационных технологий на основе их интеграции, влекущей за собой глобальные структурные экономические изменения и формирование совершенно новых моделей производства, а следовательно, и потребность в новых моделях управления им. Определяющим стимулирующим обстоятельством перехода к шестому технологическому укладу выступает экономическая эффективность производства, а также базовые технологии, определяющие становление технологического уклада и его особенности. Вместе с тем для достижения подобного результата требуется принципиальная трансформация менеджмента предприятий, касающаяся форм и методов управления, вызванная сетевым характером управления шестого технологического уклада в части распределения информационных потоков в процессе обмена данными, разработке и принятии управленческих решений [1]. За последние 10 лет инженеры приступили к разработке так называемых цифровых двойников технологических процессов. Цифровой двойник — это сложный программный объект, основанный на инженерных моделях процессов, статистических данных, нормативных значениях и алгоритмах машинного обучения [2].

Нормирование потребления энергоресурсов также требует оцифровки и автоматизации. С од-

ной стороны, цифровой двойник производства позволяет нам рассчитывать различные сценарии режимов работы технологических объектов для оптимального выполнения производственной программы. С другой стороны, методика нормирования потребления должна позволять нам рассчитать необходимое и достаточное потребление ресурсов для конкретного сценария. Возможность анализировать фактические отклонения в потреблении энергии является ключевой особенностью, которая может привести нас к более рациональному управлению затратами [3].

Также стоит отметить, что во многих компаниях система премирования персонала построена на задаче достижения удельного потребления энергии различных видов на тонну переработанного сырья либо произведенного продукта. За превышение этого показателя персоналу снижают размер премии.

Как ни странно, но подобная система премирования стала главным тормозом для повышения энергоэффективности. Установление четкого норматива, сколько должна потребить установка энергоресурса без учета большого количества разных факторов (предикторов), постоянно приводит к тому, что персонал установки абсолютно справедливо стремится иметь при нормировании запас, который можно использовать при неблагоприятном стечении таких предикторов (погода, особенности режима, качество сырья и пр.).

Этот факт можно объяснить совокупностью поведенческих проблем — «Синдромом студента» и «Первым законом Паркинсона», т.е. если у периодической задачи есть качественная и количественная характеристика, то она, скорее всего, будет выполнена в указанный срок и с необходимым

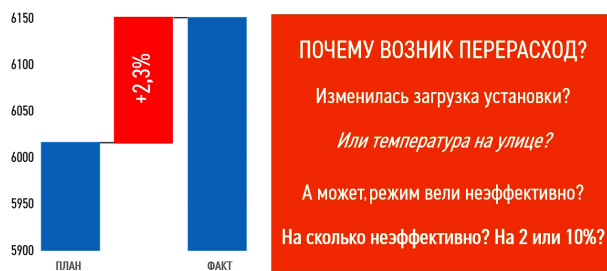


Рис. 1. Типичная дилемма при использовании существующего подхода
Fig. 1. A common challenge when using the current approach

качеством, даже если была возможность выполнить ее раньше и с лучшим качеством [4].

Стоит напомнить, что все явления и процессы хозяйственной деятельности предприятий находят-ся во взаимозависимости.

Одним из ключевых вопросов построения модели регулирования энергопотребления является большое количество влияющих внешних и внутренних факторов. Влияние таких факторов часто не поддается аналитическому выявлению.

К таким предикторам относятся параметры технологического процесса, параметры исходного сырья, метеорологические условия, временной интервал и т.д. Кроме того, каждый фактор можно рассматривать как причину и как следствие. Например, изменение температуры куба ректификационной колонны можно рассматривать, с одной стороны, как причину изменения потребления энергии в ребойлере, а с другой — как результат изменения состава исходного сырья. Таким образом, показатели, характеризующие причину, можно назвать значимыми факторами (предикторами), а показатели, характеризующие следствие, — результирующим показателем. Все существующие методы и алгоритмы регулирования энергопотребления часто основаны на каких-то нормативных значениях и не позволяют эффективно применять их в оцифрованных сценариях. Попытки рассчитать удельные нормы для всех технологических сценариев и влияющих внешних факторов приводят к росту количества норм и повышению количества ошибок, обусловленных человеческим фактором при их использовании.

Учет выше указанных параметров позволяет перейти на более качественный уровень контроля технологического процесса потребления энергоресурсов нефтеперерабатывающих производств — статистическое управление процессом. Статистическое управление процессом состоит в выявлении аномалий в данных и идентификации случайных и неслучайных событий, влияющих на изменение потребления энергоресурсов. Разделение причин на два указанных вида принципиально потому, что борьба с изменчивостью (вариабельностью) процесса в этих двух случаях требует различного подхода. Неслучайные причины вариаций требуют локального вмешательства в процесс, обычно людьми, занятыми в процессе и близкими к нему (линейный персонал, линейные руководители и т.д.), тогда как случайные причины вариаций требуют вмешательства в систему, что почти всегда требует действий со стороны высшего менеджмента [5].

Основной целью данной работы является разработка подхода и определение методов разработ-ки моделей динамического нормирования энерго-

потребления на примере задач нефтепереработки. Для данного случая были проанализированы существующие подходы к нормированию энергопотребления и разработаны новые методы, основанные на различных алгоритмах машинного обучения. Новый подход обеспечивает возможность динамического пересчета показателей энергопотребления в рамках изменений процесса или окружающей среды и построение факторного анализа.

Основная часть. Текущий метод определения удельной нормы в зависимости от загрузки по сы-рю имеет следующие недостатки:

1. Низкая точность планирования — попыт-ки подбора линейных зависимостей потребления энергоресурсов только от сырья зачастую приводят к малой сходимости с фактом $\pm 5\%$.
2. Низкая оперативная управляемость — при-менение аналитических методов не позволяет нам оперативно пересмотреть нормы в случае суще-ственного краткосрочного изменения режима рабо-ты установки.
3. Низкое качество анализа отклонений — ана-лиз отклонений фактического потребления энер-горесурса от планового, как правило, проводится экспертно и дает в лучшем случае корректную ка-чественную оценку, т.е. любым значимым измене-нием режима пытаются объяснить все отклонение без попыток провести количественную оценку это-го изменения (рис. 1). Соответственно, нет полно-ценного анализа — было ли данное изменение си-стемным, т.е. требующим пересмотра норм, либо несистемным, т.е. требующим детального разбора и устранения без корректировки норм, что в даль-нейшем ведет к некорректному пересмотру нор-мы [5]. Ситуация, изображенная на рис. 1, является типовой, и в рамках дальнейшего анализа докажем интуитивно понятное утверждение о том, что ито-говое отклонение — совокупность положительных и отрицательных влияний значимых факторов (пре-дикторов), а также ошибка планирования, обуслов-ленная в том числе погрешностью измерений.

Под факторным анализом понимается методика комплексного и системного изучения и измерения воздействия факторов на результирующий пока-затель.

В основе факторного анализа лежат выявле-ние, оценка и прогнозирование влияния факторов на изменение результирующего показателя. Чем де-тальнее исследуется зависимость результирующего показателя от тех или иных предикторов, тем точ-нее результаты анализа и оценка качества работы предприятия. Без глубокого и всестороннего изуче-ния факторов нельзя сделать обоснованные выво-ды о результатах деятельности, выявить резервы производства, обосновать планы и управленческие решения.

Основными этапами факторного анализа явля-ются:

1. Постановка цели анализа.
2. Отбор предикторов, влияющих на исследуе-мые результирующие показатели.
3. Классификация и систематизация значимых факторов.
4. Определение формы взаимосвязи между фак-торами и результирующими показателями.
5. Моделирование взаимосвязей между резуль-тирующим показателем и предикторами.
6. Расчет влияния факторов.
7. Практическое использование факторной мо-дели [6].

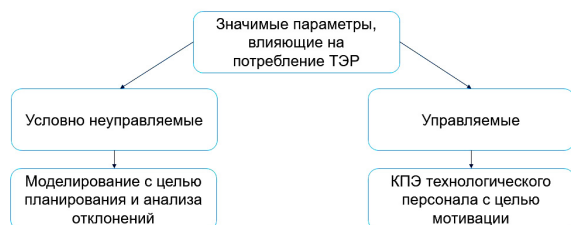


Рис. 2. Принципиальная схема подхода к нормированию и эффективному управлению режимом
Fig. 2. A schematic diagram of the approach to rationing and efficient mode management

Анализ рассмотрим на примере потребления топлива в качестве результирующего показателя. Сразу стоит отметить, что выбор предикторов осуществлялся по методологии «Лин шесть сигм» [7, 8]. А также было сделано ключевое разделение параметров на условно неуправляемые (значимые с точки зрения потребления топлива, но определяемые производственной программой, а также метеопараметры) и управляемые (непосредственно характеризующие эффективность работы энергопотребляющего оборудования) (рис. 2), что позволило минимизировать поведенческие проблемы, описанные выше, и повысить точность моделей.

Подход к оптимизации количества управляемых параметров изложен в [9, 10]. Благодаря более жесткому контролю и снижению дисперсии данных, параметры работы оборудования стали статистически

незначимы для общего потребления топлива, это позволило не использовать их в моделировании.

В этом контексте требуется сравнительный анализ трех методов обработки и моделирования статистических зависимостей: методы линейной регрессии, машинного обучения и нейронных сетей.

На первом этапе сделан первичный анализ общедоступной информации об этих методах (табл. 1).

На втором этапе был подготовлен набор параметров и данных для сравнительного анализа точности и устойчивости работы различных моделей. Для построения моделей использовались следующие библиотеки Python: OLS (Линейная регрессия), Catboost (Машинное обучение), Sklearn (Нейронная сеть).

Исходные данные для моделирования. Для первичного анализа были получены данные с установки первичной переработки нефти ЭЛОУ-АВТ от октября 2023 по январь 2024 гг. В качестве предикторов использовалось изначально 17 факторов. В итоге некоторые показатели подвергались «чистке» и заполнению пропущенных значений путем средних или медианных величин в зависимости от того, как распределяется количественный фактор. Далее была установлена степень зависимости самих предиктивных факторов между собой и выявление значимых характеристик.

Для наглядного результата представлена диаграмма зависимостей факторов — это так называемая heat map [11, 12]. На пересечении факторов можно определить, насколько сильная зависимость между ними. Показатель зависимости варьируется

Таблица 1. Качественное сравнение методов моделирования
Table 1. Qualitative comparison of modeling methods

Модель	Достоинства	Недостатки
Линейная регрессия	Модели линейной регрессии легко интерпретировать, что делает их легкодоступными для неспециалистов	Линейная регрессия может не справляться с комплексными нелинейными зависимостями данных
	Линейные модели требуют меньше вычислительных ресурсов и времени для обучения и прогнозирования	Чувствительность к выбросам и мультиколлинеарности, что может существенно исказить прогнозы линейных моделей
	Линейная регрессия поддерживается твердыми статистическими основами, что обеспечивает прозрачность выводов	
Машинное обучение (Случайные леса, Градиентный бустинг)	Сложные модели, такие как случайные леса и градиентный бустинг, могут повысить точность прогнозов в сравнении с линейными моделями	Требуют от специалиста компетенций программирования
	Эти методы хорошо работают с большими объемами данных и множеством признаков	Сложные модели машинного обучения могут быть трудно интерпретируемы
	Ансамблевые методы менее чувствительны к аномалиям в данных	Без должной настройки модели могут слишком подстроиться под обучающие данные и плохо работать с новыми данными
		Обучение может быть ресурсоемким процессом, требующим значительного времени и вычислительных мощностей
Нейронные сети	Нейронные сети могут распознавать и моделировать сложные и нелинейные взаимосвязи	Требуют от специалиста компетенций программирования
	Нейронные сети хорошо масштабируются с ростом объема данных и сложности задач	Решения нейронных сетей часто трудно объяснить, что создаёт проблемы для обеспечения прозрачности
	Способность адаптироваться к меняющимся условиям с использованием техник, таких как перенос обучения	Для обучения нейронных сетей часто требуется большое количество данных
		Настройка и обучение нейронных сетей может быть чрезвычайно затратным в плане вычислительных ресурсов

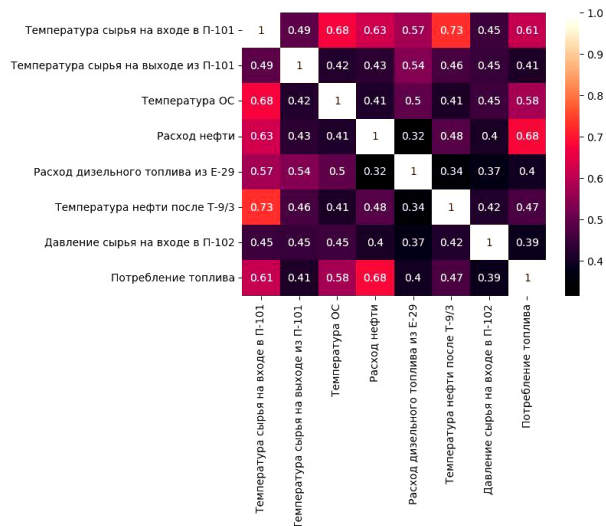


Рис. 3. Корреляционная диаграмма для факторов
Fig. 3. Correlation diagram for factors

от -1 до 1 , и чем ближе к 1 или -1 , тем сильнее устанавливается взаимодействие факторов, чем ближе к 0 — тем слабее.

Корреляционная матрица по данным установки ЭЛОУ-АВТ представлена на рис. 3.

Динамические модели нормирования энергопотребления. В ходе исследования подготовленный массив данных из восьми предикторов использовался в моделях динамического нормирования. Для построения моделей использовались следующие библиотеки: OLS (Линейная регрессия), Catboost (Машинное обучение), Sklearn (Нейронная сеть). Для оценки качества моделей была выбрана метрика — средняя абсолютная процентная ошибка (MAPE) [13].

Графические результаты моделирования и построения динамического нормирования представлены на рис. 4–6.

В табл. 2 приведено сравнение всех моделей по основным параметрам.

По результатам моделирования видно, что на обучающей выборке лучше работает алгоритм машинного обучения, однако на тестовой выборке на «свежих» данных лучшие результаты показала линейная регрессия.

Полученная в результате построения линейной регрессии связь называется стохастической (вероятностной), т.к. каждому значению предиктора соответствует множество значений результирующего показателя, т.е. определенное статистическое распределение.

Таблица 2. Качественно-количественное сравнение методов моделирования
Table 2. A qualitative and quantitative comparison of different modeling methods

Параметры сравнения	OLS (Линейная регрессия)	Catboost (Машинное обучение)	Sklearn (Нейронная сеть)
Ошибка модели на обучающей выборке, train MAPE, %	2,15	1,10	4,45
Ошибка модели на тестовой выборке, test MAPE, %	2,25	2,43	2,73
Интерпретируемость результатов в виде факторного анализа	Да	Частично	Нет
Доступность использования и поддержания неспециалистами в ИТ	Да	Нет	Нет

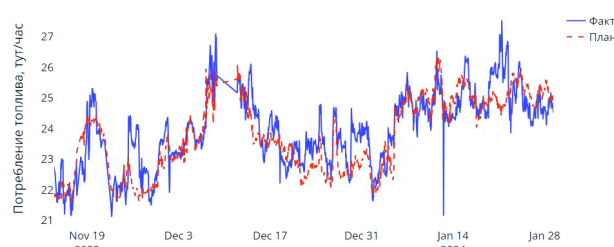


Рис. 4. Результаты динамического нормирования потребления топлива на основе алгоритма OLS
Fig. 4. Results of a dynamic fuel consumption rationing based on the OLS (Ordinary Least Squares) algorithm

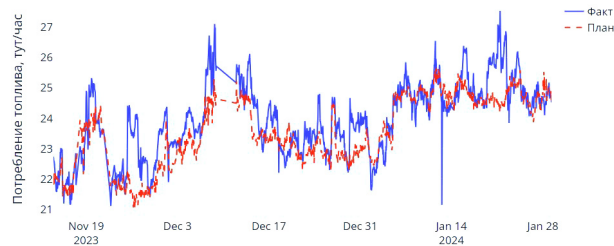


Рис. 5. Результаты динамического нормирования потребления топлива на основе алгоритма CatBoost
Fig. 5. Results of dynamic fuel consumption rationing based on the CatBoost algorithm

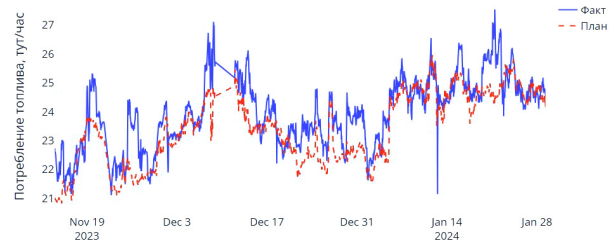


Рис. 6. Результаты динамического нормирования потребления топлива на основе алгоритма Sklearn
Fig. 6. Results of dynamic fuel consumption rationing based on the Sklearn algorithm

Стохастический факторный анализ представляет собой методику исследования факторов, связь которых с результирующим показателем является неполной, вероятностной (корреляционной). Если при функциональной зависимости с изменением аргумента всегда происходит соответствующее изменение функции, то при корреляционной связи изменение аргумента может дать несколько зна-

нение в качестве динамической нормы удалось сократить количество норм в 12 раз. При появлении нестандартных режимов работы установки и оборудования не требуется набор новой статистики и пересчет норм, достаточно задаться корректными значениями предикторов, входящих в модель.

В случае моделирования на основе CatBoost и нейронных сетей можно улучшить точность моделей за счет дальнейшей настройки параметров и гиперпараметров, расширения набора обучающих данных, но сложность интерпретации результатов моделирования пока остается ограничивающим фактором применения этих моделей.

Заключение. Одним из ключевых вопросов построения качественной системы энергоменеджмента, приносящий реальный экономический эффект, является большое количество влияющих внешних и внутренних факторов. Применение многофакторных моделей на основе линейных регрессий позволяет перейти к мониторингу потребления ТЭР на основе контрольных карт Шухарта [16], тем самым повысить эффективность выполнения производственной программы, снизить трудозатраты на поиск причин вариаций, сделать потребление топлива более предсказуемым и управляемым.

Список источников

1. Калинина Н. М., Кулик Н. А. Оценка степени инновационной готовности системной трансформации менеджмента в условиях перехода к шестому технологическому укладу // Омский научный вестник. Сер. Общество. История. Современность. 2023. Т. 8, № 4. С. 139–145. DOI: 10.25206/2542-0488-2023-8-4-139-145. EDN: VVVAXR.
2. Хакимов Р. А. Идентификация математической модели процесса гидроочистки дизельного топлива для создания системы оптимизации группы технологических установок нефтеперерабатывающего завода // Омский научный вестник. 2018. № 4 (160). С. 174–178. DOI: 10.25206/1813-8225-2018-160-174-178.
3. Kudriashov N. S. Dynamic energy consumption rationing based on machine learning algorithms for oil refining tasks // Computing, Telecommunications and Control. 2021. Vol. 14, no. 3. P. 20–32. DOI: 10.18721/JCSTCS.14302.
4. Голдратт Э. М., Кокс Д. Цель. Процесс непрерывного совершенствования / пер. с англ. П. Самсонов. Москва: Попурри, 2023. 400 с.
5. Адлер Ю. П., Шпер В. А. Практическое руководство по статистическому управлению процессами. Москва: Альпина Паблишер, 2019. 234 с.
6. Факторный анализ. URL: <https://masters.donntu.ru/2007/kita/bolkunevich/library/fakt.htm> (дата обращения: 12.03.2024).
7. Долженко Р. А. Сущность и оценка эффективности использования оптимизационных технологий «Лин» и «Шесть сигм» // Вестник Омского университета. Серия «Экономика». 2014. № 1. С. 25–33. EDN: SFORMX.
8. Джиджи К., ДеКарло Н., Вильямс Б. Шесть сигм для чайников / пер. с англ. и ред. А. Ю. Заякина. Москва: Диалектика, 2008. 320 с.
9. Резанов Е. М., Стариков А. П., Финиченко А. Ю., Кушнаренко А. В. Об эффективности регулирования высокотемпературного агрегата нефтеперерабатывающего завода // Энергосбережение и водоподготовка. 2023. № 5 (145). С. 15–19. EDN: BXYMRV.
10. Данилов О. Л., Гаряев А. Б., Яковлев И. В. Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологиях. Москва: ИД МЭИ, 2017. 424 с.
11. Березняк И. С., Гусарова О. М., Попова В. В. Математическое моделирование с использованием цифровых техно-

логий в решении прикладных задач анализа данных // Современные наукоемкие технологии. 2023. № 12-1. С. 10–15. DOI: 10.17513/snt.39853. EDN: NFNZNH.

12. Herawati N. A., Gary A. A. P., Hikmawati E. [et al.]. A Hybrid Predictive Model as an Emission Reduction Strategy Based on Power Plants' Fuel Consumption Activity // IEEE Access. DOI: 10.1109/ACCESS.2024.3380809.

13. de Myttenaere A., Golden B., Le Grand B. [et al.]. Mean absolute percentage error for regression models // Neurocomputing. 2016. Vol. 192. P. 38–48. DOI: 10.1016/j.neucom.2015.12.114.

14. Hu Z., Jin Y., Hu Q. [et al.]. Prediction of Fuel Consumption for Enroute Ship Based on Machine Learning // IEEE Access. 2019. Vol. 7. P. 119497–119505. DOI: 10.1109/ACCESS.2019.2933630.

15. Nawaz M., Maulud A. S., Zabiri H. [et al.]. Review of Multiscale Methods for Process Monitoring, With an Emphasis on Applications in Chemical Process Systems // IEEE Access. 2022. Vol. 10. P. 49708–49724. DOI: 10.1109/ACCESS.2022.3171907.

16. Клячкин В. Н. Модели и методы статистического контроля многопараметрического технологического процесса: дис. ...д-ра техн. наук. Ульяновск, 2004. 284 с.

ВЕДРУЧЕНКО Виктор Родионович, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Теплоэнергетика» Омского государственного университета путей сообщения (ОмГУПС), г. Омск.

SPIN-код: 1462-4926

AuthorID (SCOPUS): 6602803355

Адрес для переписки: vedruchenkovr@mail.ru

РЕЗАНОВ Евгений Михайлович, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Теплоэнергетика» ОмГУПС, г. Омск.

SPIN-код: 6614-1187

AuthorID (SCOPUS): 57208862428

Адрес для переписки: rezanove1@mail.ru

СТАРИКОВ Александр Петрович, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Теплоэнергетика» ОмГУПС, г. Омск.

SPIN-код: 9393-7979

Адрес для переписки: omskstar2003@mail.ru

КУШНАРЕНКО Антон Вячеславович, аспирант кафедры «Теплоэнергетика» ОмГУПС, г. Омск

SPIN-код: 2774-2204

Адрес для переписки: antmaz@bk.ru

СУРОВЦЕВ Павел Александрович, соискатель по кафедре «Теплоэнергетика» ОмГУПС, г. Омск.

SPIN-код: 8025-1774

Адрес для переписки: i@psurovtsev.ru

КИХТЕНКО Владимир Александрович, соискатель по кафедре «Теплоэнергетика» ОмГУПС, г. Омск.

SPIN-код: 6666-5647

Адрес для переписки: vkikhtenko17@yandex.ru

Для цитирования

Ведрученко В. Р., Резанов Е. М., Стариков А. П., Кушнаренко А. В., Суровцев П. А., Кихтенко В. А. О выборе метода динамического нормирования энергоресурсов нефтеперерабатывающих производств // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2024. Т. 8, № 2. С. 5–12. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-2-5-12.

Статья поступила в редакцию 18.03.2024 г.

© В. Р. Ведрученко, Е. М. Резанов, А. П. Стариков,
А. В. Кушнаренко, П. А. Суровцев, В. А. Кихтенко

ON THE CHOICE OF THE METHOD OF DYNAMIC RATIONING OF ENERGY RESOURCES IN OIL REFINERIES

V. R. Vedruchenko, E. M. Rezanov, A. P. Starikov, A. V. Kushnarenko,
P. A. Surovtsev, V. A. Kikhtenko

Omsk State Transport University,
Russia, Omsk, Marksa Ave, 35, 644046

The article discusses the possibility of calculating the expected energy demand based on big data and machine learning for the energy technological processes in oil refineries. In order to obtain predictive data, linear regression, machine learning, and neural networks are proposed to be used to build a mathematical model. The advantages and disadvantages of these methods are discussed, and the accuracy of the models is compared with the possibility of interpreting them. Thanks to the use of advanced statistical methods, the variability of energy consumption can be interpreted through factor analysis. Through pilot tests, the practical significance of these proposed methods for their practical use in an energy management system is demonstrated, as well as the transition to statistical control of the process.

Keywords: rationing of energy resources, fuel and energy resources, rationing methods, linear regression, machine learning, deep learning, factor analysis, energy management system.

References

1. Kalinina N. M., Kulik N. A. Otsenka stepeni innovatsionnoy gotovnosti sistemnoy transformatsii menedzhmenta v usloviyakh perekhoda k shestomu tekhnologicheskomu ukladu [Assessing the degree of innovative readiness of systemic transformation of management in the context of transition to the sixth technological paradigm] // Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Obshchestvo. Istoriya. Sovremennost'. *Omsk Scientific Bulletin. Series Society. History. Modernity*. 2023. Vol. 8, no. 4. P. 139–145. DOI: 10.25206/2542-0488-2023-8-4-139-145. EDN: VVVAXR. (In Russ.).
2. Khakimov R. A. Identifikatsiya matematicheskoy modeli protsessa gidroochistki dizel'nogo topliva dlya sozdaniya sistemy optimizatsii gruppy tekhnologicheskikh ustanovok neftepererabatyvayushchego zavoda [Identification of mathematical model of diesel fuel hydrotreatment process for creation system optimization of group of technological units of oil refinery plant] // Omskiy nauchnyy vestnik. *Omsk Scientific Bulletin*. 2018. No. 4 (160). P. 174–178. DOI: 10.25206/1813-8225-2018-160-174-178. (In Russ.).
3. Kudriashov N. S. Dynamic energy consumption rationing based on machine learning algorithms for oil refining tasks // Computing, Telecommunications and Control. 2021. Vol. 14, no. 3. P. 20–32. DOI: 10.18721/JCSTCS.14302. (In Engl.).
4. Goldratt E. M., Cox J. Tsel'. Protsess nepreryvnogo sovershenstvovaniya [The Goal. A Process of Ongoing Improvement] / trans. from Engl. P. Samsonov. Moscow, 2023. 400 p. (In Russ.).
5. Adler Yu. P., Shper V. L. Prakticheskoye rukovodstvo po statisticheskomu upravleniyu protsessami [Practical guide to statistical process management]. Moscow, 2019. 234 p. (In Russ.).
6. Faktornyy analiz [Factor analysis]. URL: <https://masters.donntu.ru/2007/kita/bolkunevich/library/fakt.htm> (accessed: 12.03.2024). (In Russ.).
7. Dolzhenko R. A. Sushchnost' i otsenka effektivnosti ispol'zovaniya optimizatsionnykh tekhnologiy «Lin» i «Shest' sigm» [Essence and evaluation of optimizational technologies «Lean» and «Six Sigma»] // Vestnik Omskogo universiteta. Seriya «Ekonomika». *Herald of Omsk University. Series «Economics»*. 2014. No. 1. P. 25–33. EDN: SFORMX. (In Russ.).
8. Gigi K., DeCarlo N., Williams B. Shest' sigm dlya chaynikov [Six sigma for dummies] / trans. from Engl. and ed. A. Yu. Zayakina. Moscow, 2008. 320 p. (In Russ.).
9. Rezanov E. M., Starikov A. P., Finichenko A. Yu., Kushnarenko A. V. Ob effektivnosti regulirovaniya vysokotemperaturnogo agregata neftepererabatyvayushchego zavoda [On the efficiency of control of the high-temperature unit of the oil refinery] // Energoberezheniye i vodopodgotovka. *Energy Saving and Water Treatment*. 2023. No. 5 (145). P. 15–19. EDN: BXYMRV. (In Russ.).
10. Danilov O. L., Garyaev A. B., Yakovlev I. V. Energoberezheniye v teploenergetike i teplotekhnologiyakh [Energy saving in thermal power engineering and thermal technologies]. Moscow, 2017. 424 p. (In Russ.).
11. Bereznyak I. S., Gusarova O. M., Popova V. V. Matematicheskoye modelirovaniye s ispol'zovaniyem tsifrovyykh tekhnologiy v reshenii prikladnykh zadach analiza dannykh [Math modeling with the use of digital technologies in solving application tasks of data analysis] // Sovremennyye naukoymkiye tekhnologii. *Modern High Technologies*. 2023. No. 12-1. P. 10–15. DOI: 10.17513/snt.39853. EDN: NFNNZH. (In Russ.).
12. Herawati N. A., Gary A. A. P., Hikmawati E. [et al.]. A Hybrid Predictive Model as an Emission Reduction Strategy Based on Power Plants' Fuel Consumption Activity // IEEE Access. DOI: 10.1109/ACCESS.2024.3380809. (In Engl.).
13. de Myttenaere A., Golden B., Le Grand B. [et al.]. Mean absolute percentage error for regression models // Neurocomputing. 2016. Vol. 192. P. 38–48. DOI: 10.1016/j.neucom.2015.12.114. (In Engl.).
14. Hu Z., Jin Y., Hu Q. [et al.]. Prediction of Fuel Consumption for Enroute Ship Based on Machine Learning // IEEE Access. 2019. Vol. 7. P. 119497–119505. DOI: 10.1109/ACCESS.2019.2933630. (In Engl.).
15. Nawaz M., Maulud A. S., Zabiri H. [et al.]. Review of Multiscale Methods for Process Monitoring, With an Emphasis on Applications in Chemical Process Systems // IEEE Access. 2022.

Vol. 10. P. 49708–49724. DOI: 10.1109/ACCESS.2022.3171907. (In Engl.).

16. Klyachkin V. N. Modeli i metody statisticheskogo kontrolya mnogoparametricheskogo tekhnologicheskogo protsessa [Models and methods of statistical control of a multiparametric technological process]. Ulyanovsk, 2004. 284 p. (In Russ.).

VEDRUCHENKO Viktor Rodionovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of Thermal Power Engineering Department, Omsk State Transport University (OSTU), Omsk.

SPIN-code: 1462-4926

AuthorID (SCOPUS): 6602803355

Correspondence address: vedruchenkovr@mail.ru

REZANOV Evgeny Mikhailovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Head of Thermal Power Engineering Department, OSTU, Omsk.

SPIN-code: 6614-1187

AuthorID (SCOPUS): 57208862428

Correspondence address: rezanove1@mail.ru

STARIKOV Alexander Petrovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of Thermal Power Engineering Department, OSTU, Omsk.

SPIN-code: 9393-7979

Correspondence address: omskstar2003@mail.ru

KUSHNARENKO Anton Vyacheslavovich, Graduate Student of Thermal Power Engineering Department, OSTU, Omsk.

SPIN-code: 2774-2204

Correspondence address: antmaz@bk.ru

SUROVTSEV Pavel Alexandrovich, Post-graduate of Thermal Power Engineering Department, OSTU, Omsk.

SPIN-code: 8025-1774

Correspondence address: i@psurovtsev.ru

KIKHTENKO Vladimir Aleksandrovich, Post-graduate of Thermal Power Engineering Department, OSTU, Omsk.

SPIN-code: 6666-5647

Correspondence address: vkikhtenko17@yandex.ru

For citations

Vedruchenko V. R., Rezanov E. M., Starikov A. P., Kushnarenko A. V., Surovtsev P. A., Kikhtenko V. A. On the choice of the method of dynamic rationing of energy resources in oil refineries // Omsk Scientific Bulletin. Ser. Aviation, rocket and energy engineering. 2024. Vol. 8, no. 2. P. 5–12. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-2-5-12.

Received March 18, 2024.

© V. R. Vedruchenko, E. M. Rezanov, A. P. Starikov,
A. V. Kushnarenko, P. A. Surovtsev, V. A. Kikhtenko

АНАЛИЗ ОСНОВНЫХ НАПРАВЛЕНИЙ СНИЖЕНИЯ ИНТЕНСИВНОСТИ МАССОВЫХ ПОТОКОВ РАБОЧЕГО ТЕЛА ЧЕРЕЗ НЕПЛОТНОСТИ РАБОЧЕЙ КАМЕРЫ ПОРШНЕВОЙ ДЛИННОХОДОВОЙ ТИХОХОДНОЙ КОМПРЕССОРНОЙ СТУПЕНИ

В. Л. Юша¹, С. С. Бусаров², А. В. Недовенчаный²

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

² Омский государственный технический университет,
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

Рассмотрены рабочие процессы и интегральные характеристики поршневых длинноходовых тихоходных компрессорных ступеней. В качестве объектов сравнения рассматривались известные технологии повышения коэффициента подачи: подбор основных размеров и параметров ступени; изменение размеров и конструкции клапанов, применение эластомерных конструкционных материалов; изменение конструкции цилиндропоршневого уплотнения; изменение компоновки клапана всасывания в рабочей камере. В качестве интегральных показателей рассмотрены индикаторный КПД, коэффициент подачи и коэффициент герметичности, а также температура нагнетания. В качестве независимых параметров рассмотрены: параметры состояния рабочего тела на всасывании, давление нагнетания, основные размеры и параметры ступени, расстояние от клапана всасывания до верхней мертвой точки, диаметры седла клапанов всасывания и нагнетания, а также физико-механические свойства конструкционных материалов.

Выполнен сравнительный анализ эффективности рабочего процесса рассматриваемой ступени при использовании различных технологий снижения интенсивности массообмена через неплотности рабочей камеры поршневой тихоходной длинноходовой ступени. Проведена оценка достижимой величины коэффициента подачи при комбинированном применении различных технологий. Исследованы особенности рабочих процессов рассматриваемого объекта и взаимосвязь интенсивности массовых потоков рабочего газа через неплотности рабочей камеры ступени с применяемыми технологиями. Представленные результаты теоретического анализа отражают характер изменения интегральных характеристик ступени в зависимости от применяемых технологий снижения интенсивности массообмена через неплотности рабочей камеры рассматриваемой ступени.

Ключевые слова: поршневой компрессор, тихоходная длинноходовая ступень, рабочие процессы, математическое моделирование, утечки, коэффициент подачи, клапаны, уплотнения, основные размеры и параметры.

Введение

В качестве газовых технологических компрессоров среднего и высокого давления всё большее распространение получают агрегаты на базе поршневых ступеней с линейным приводом, преимущественно гидравлическим [1–3], которые в этом диапазоне рабочих параметров имеют конкурентные преимущества перед существующими поршневыми и мембранными аналогами по совокупности ресурсных, технологических, весовых и габаритных характеристик [4, 5]. Кроме этого, полученные результаты теоретических и экспериментальных исследований показали, что в ступени такого типа при определённых соотношениях её основных конструктивных размеров и времени рабочего цикла и при интенсивном внешнем охлаждении цилиндра может быть реализовано повышение давления рабочего газа от 0,1 МПа на всасывании до 5,0...12,0 МПа [4–11] при соблюдении требований без-

опасности, связанных с величиной температуры нагнетания [12, 13]. При проведении исследований таких ступеней было установлено, что её энергоэффективность и потери производительности определяются главным образом интенсивностью массовых потоков газа через неплотности в рабочей камере [5, 14–23]. При этом существует несколько технологий, обеспечивающих снижение потерь: подбор основных размеров и параметров ступени; изменение размеров и конструкции клапанов, применение эластомерных конструкционных материалов; изменение конструкции цилиндропоршневого уплотнения; изменение компоновки клапана всасывания в рабочей камере и др. [15–21]. Многообразие этих технологий предполагает необходимость сравнительной оценки их эффективности, а также выработки рекомендаций по применимости как отдельно взятых технологий, так и их сочетаний. Теоретически значимым является также вопрос определения максимально достижимых интегральных харак-

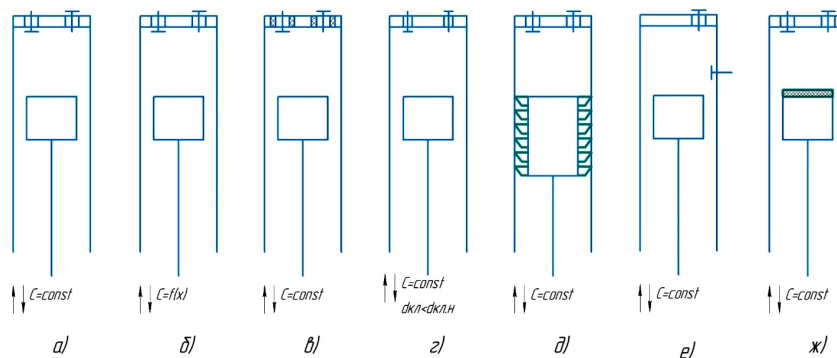


Рис. 1. Варианты тихоходной длинноходовой компрессорной ступени, реализующие различные технологии снижения утечек газа через неплотности в рабочей камере:

- а) базовая схема; б) схема с изменяющейся за время цикла скоростью поршня;
- в) схема с эластомерными конструктивными элементами в клапанах;
- г) схема с оптимизированной величиной диаметра седла клапана;
- д) схема с оптимизированным количеством манжет в уплотнении цилиндрапоршневой группы;
- е) схема с изменённой компоновкой клапана всасывания;
- ж) схема с эластомерной накладкой на поршне

Fig. 1. Options for a low-speed, long-stroke compressor stage that implement various technologies for reducing gas leaks through leaks in the working chamber:

- a) basic diagram; б) a diagram with the piston speed varying during the cycle;
- в) diagram with elastomeric structural elements in valves;
- г) diagram with an optimized valve seat diameter; д) scheme with an optimized number of cuffs in the seal of the cylinder-piston group; е) diagram with a modified suction valve layout; ж) diagram with an elastomer lining on the piston

теристик тихоходных длинноходовых поршневых ступеней с линейным приводом. Кроме этого, как показано в [22, 23], представляет потенциальный интерес применение тихоходных длинноходовых ступеней в режимах теплового насоса, использующих в качестве рабочего тела водяной пар. Эти вопросы и стали предметом рассмотрения в данной статье.

Методика расчёта

Объектом исследования являются рабочие процессы поршневой длинноходовой тихоходной компрессорной ступени, сжимающей водяной пар. Методика расчёта представляет собой ранее верифицированную математическую модель рассматриваемой ступени [5], в которой учтены особенности реализации рассматриваемых технологий снижения потерь производительности. Расчётная схема объекта исследования (базовая схема) подробно рассмотрена в [5], а конструктивные варианты, являющиеся объектами сравнения, представлены на рис. 1.

В качестве основных допущений приняты следующие: газовая среда непрерывна и гомогенна; параметры состояния рабочего газа изменяются одновременно по всему объёму рабочей камеры; изменение потенциальной и кинетической энергии газа пренебрежимо мало; теплота трения поршневых уплотнений не подводится к газу; параметры состояния в полостях всасывания и нагнетания постоянны; течение рабочего газа 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. Температура поверхности стенок рабочей камеры изменяется как во время рабочего цикла, так и в зависимости от координат этой поверхно-

сти; при этом температура внешней охлаждающей среды и коэффициент теплоотдачи на внешней поверхности цилиндра являются постоянными. Кроме этого, при реализации технологии на базе изменения компоновки клапана всасывания принято, что клапан всасывания сообщается с рабочей камерой лишь во время процесса всасывания и на начальном участке процесса сжатия; на последующем участке процесса сжатия вплоть до его окончания, а также во время процессов нагнетания и обратного расширения клапан всасывания перекрывается поршнем и массовые потоки газа через неплотности закрытого клапана всасывания полностью отсутствуют, при этом мёртвый объём клапана всасывания отсутствует. При реализации технологии с применением эластомерной накладки на поршень принято, что линейный мёртвый объём отсутствует. Температура поверхности стенок рабочей камеры изменяется как во время рабочего цикла, так и в зависимости от координат этой поверхности; при этом температура внешней охлаждающей среды и коэффициент теплоотдачи на внешней поверхности цилиндра являются постоянными.

Система расчётных уравнений подробно представлена в [4, 5, 11] 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. Основные из перечисленных уравнений представлены ниже:

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

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

$$dQ_j = \alpha_{np} \cdot (T_j - T_r) F \cdot d\tau, \quad (3)$$

$$U_j = U_0 + \int_0^j \frac{dU_j}{d\tau}, \quad (4)$$

$$m_j = m_0 + \sum_1^j dm_j, \quad (5)$$

$$\frac{dL_j}{d\tau} = p_j \cdot S_d \cdot \frac{dx}{d\tau^2}. \quad (6)$$

В уравнениях (1–6) U_0 — начальное значение внутренней энергии газа, Дж; dU_j — изменение внутренней энергии газа, Дж; dQ_j — элементарный тепловой поток, К; dL_j — работа, совершённая над газом или самим газом, Дж; dm_j — изменение массы газа в рабочей камере, кг; i_j — энтальпия газа, Дж/кг; R — газовая постоянная, Дж/К·кг; ξ_j — коэффициент сжимаемости реального газа; V_j — объём газа, м³; Cv_j — объёмная теплоёмкость газа, Дж/м³·К; T_r — температура рабочего газа, К; T_j — температура поверхности, К; α_{np} — приведённый коэффициент теплоотдачи, принимаемый в каждый момент времени постоянным для всей поверхности рассматриваемого участка теплообмена и в общем случае зависящий от её геометрии, режима течения, свойств и параметров рабочего тела; m_0 — начальная масса газа в рабочей камере, кг; m_j — текущая масса газа в рабочей камере, кг.

Процессы конвективного теплообмена и течения газа через зазоры рассчитывались с использованием эмпирических зависимостей для коэффициентов теплоотдачи и коэффициентов расхода [4, 5, 11, 16–19]. Методика расчёта нестационарного процесса теплопередачи между рабочим газом и внешней средой, рассматриваемого одновременно с основными рабочими процессами ступени, подробно представлена в [24].

Расчёты проводились при следующих условиях однозначности. Физические: рабочее тело — воздух, водяной пар, гелий; материал деталей компрессорной ступени — сталь; внешняя охлаждающая среда — вода. Геометрические: диаметр цилиндра — от 0,02 м, ход поршня — от 0,5 м; диаметр проходного сечения седла клапанов (базовая схема) — 0,0015 м. Граничные: давление в камере всасывания — 0,1 МПа, температура в камере всасывания — 293 К, давление в камере нагнетания — от 0,2 МПа до 10,0 МПа, температура внешней охлаждающей среды — 293 К, время рабочего цикла — от 0,1 с до 4,0 с.

Результаты расчёта и их анализ

В качестве базового объекта сравнения принята конструкция поршневой тихоходной длинноходовой компрессорной ступени, представленная на рис. 1а, в которой наилучшие интегральные характеристики обеспечиваются подбором основных размеров и параметров ступени без применения дополнительных технологий [8, 9, 11, 14]. В качестве вариантов, в которых применяются новые технологии, рассмотрены следующие: реализация закона движения поршня с переменной скоростью [13, 14] (рис. 1б); изменение конструкции клапана в части применения эластомерных компонентов [8, 9, 11, 14] (рис. 1в); изменение диаметров седла клапанов всасывания и нагнетания (рис. 1г); изменение конструкции цилиндропоршневого уплотнения [14, 16,

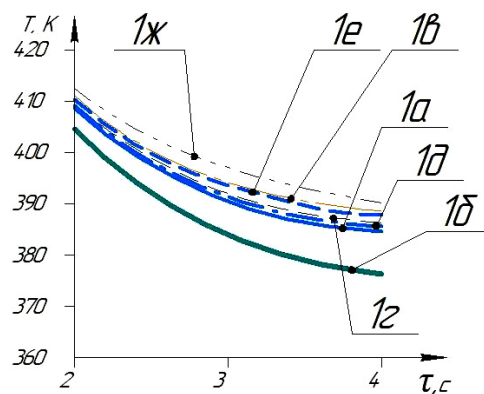


Рис. 2. Влияние конструктивного исполнения тихоходной длинноходовой компрессорной ступени на температуру нагнетания при различном времени рабочего цикла (обозначения кривых соответствуют рис. 1)
Fig. 2. Influence of the design of a low-speed, long-stroke compressor stage on the discharge temperature at different operating cycle times (curve designations correspond to Fig. 1)

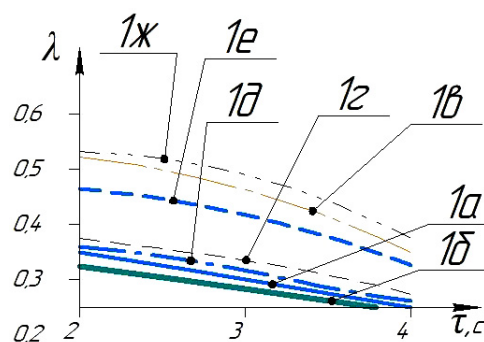


Рис. 3. Влияние конструктивного исполнения тихоходной длинноходовой компрессорной ступени на коэффициент подачи при различном времени рабочего цикла (обозначения кривых соответствуют рис. 1)
Fig. 3. Influence of the design of a low-speed, long-stroke compressor stage on the flow coefficient at different operating cycle times (curve designations correspond to Fig. 1)

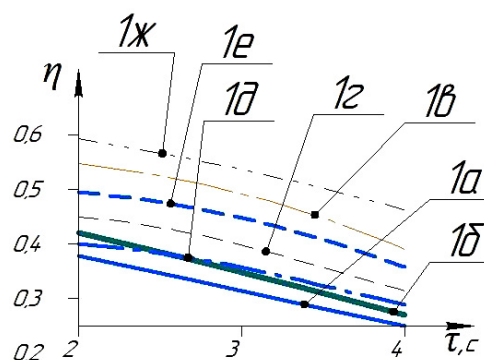


Рис. 4. Влияние конструктивного исполнения тихоходной длинноходовой компрессорной ступени на индикаторный КПД при различном времени рабочего цикла (обозначения кривых соответствуют рис. 1)
Fig. 4. Influence of the design of a low-speed, long-stroke compressor stage on the indicator efficiency at different operating cycle times (curve designations correspond to Fig. 1)

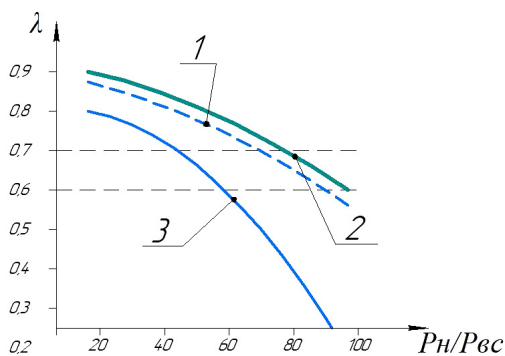


Рис. 5. Влияние величины давления нагнетания и свойств рабочего газа на коэффициент подачи ($P_{sc} = 0,1$ МПа): 1 — водяной пар; 2 — воздух; 3 — гелий

Fig. 5. Influence of the injection pressure and the properties of the working gas on the supply coefficient ($P_{sc} = 0,1$ MPa): 1 — water vapor; 2 — air; 3 — helium

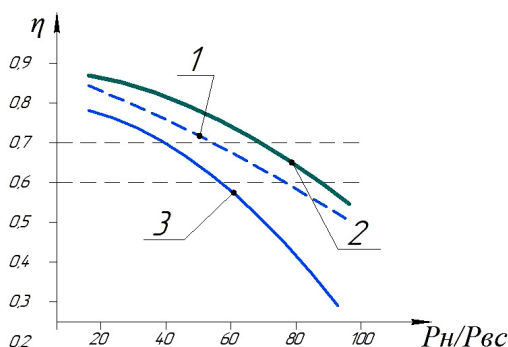


Рис. 6. Влияние величины давления нагнетания и свойств рабочего газа на индикаторный КПД ($P_{sc} = 0,1$ МПа): 1 — водяной пар; 2 — воздух; 3 — гелий

Fig. 6. Influence of the injection pressure and the properties of the working gas on the indicator efficiency ($P_{sc} = 0,1$ MPa): 1 — water vapor; 2 — air; 3 — helium

17] (рис. 1д); изменение компоновки клапана всасывания в рабочей камере (рис. 1е); применение эластомерного материала в конструкции поршня [20, 21] (рис. 1ж).

На рис. 2–4 представлены результаты, отражающие изменение коэффициента подачи, индикаторного КПД и температуры нагнетания воздушной тихоходной длинноходовой поршневой ступени при применении перечисленных технологий по отношению к характеристикам её базовой конструкции. Показано, что наибольший эффект, связанный со снижением интенсивности массообмена через зазоры в рабочей камере, обеспечивается при использовании эластомерных конструктивных элементов в действующих клапанах и при переносе клапана всасывания с клапанной плиты на зеркало цилиндра. В обоих случаях по сравнению с базовым вариантом увеличение коэффициента подачи составляет примерно 40...60 %, индикаторного КПД — примерно 20...50 %. Наибольший эффект, достигаемый при использовании деформируемой эластомерной накладки на поршне, обусловлен тем, что при этом варианте обеспечивается минимальная величина мёртвого объёма. При реализации любого из рассмотренных вариантов

обеспечивается приемлемый температурный режим ступени; наиболее эффективное охлаждение сжимаемого газа происходит при реализации переменной скорости поршня во время рабочего цикла (температура нагнетания на 5...15 К ниже по сравнению с другими вариантами). Однако в последнем случае коэффициент подачи ниже даже по сравнению с базовым вариантом.

На рис. 5–6 представлены результаты анализа теоретической достижимости максимально возможного давления нагнетания (при неизменном атмосферном давлении нагнетания) для различных газов с учётом следующих критериев применимости: коэффициент подачи и индикаторный КПД — не менее 0,6...0,7; температура нагнетания — не более 400...440 К.

Рассмотрен вариант конструктивного исполнения рассматриваемой компрессорной ступени, в котором одновременно реализованы технологии, которые на рис. 1 соответствуют вариантам в), г), д), е). Очевидно, что при идентичных основных размерах и параметрах ступени свойства рабочего газа оказывают существенное влияние как на эффективность рабочего процесса рассматриваемого варианта ступени, так и на температуру нагнетания. Если при сжатии воздуха и водяного пара приемлемая величина коэффициента подачи обеспечивается при давлении нагнетания, близком к 10,0 МПа, то при сжатии гелия — лишь при 6,0 МПа; при сжатии воздуха и водяного пара приемлемая величина коэффициента подачи обеспечивается при давлении нагнетания, близком к 8,0...9,0 МПа, при сжатии гелия — при 6,0 МПа. При этом величина температуры нагнетания для этих газов остаётся в пределах допустимой во всём рассмотренном диапазоне давлений нагнетания.

Можно предположить, что на выявленных режимах с приемлемыми для практического применения максимальными давлениями нагнетания подбор рационального соотношения времени цикла и диаметра цилиндра позволят повысить рассматриваемые интегральные характеристики ступени. На рис. 7–9 представлены результаты расчётов, отражающие влияние изменения времени цикла и диаметра цилиндра при неизменном секундном описанном объёме на эффективность рабочего процесса ступени.

Из представленных результатов следует, что при рациональном соотношении величины диаметра цилиндра и времени рабочего цикла (при некотором фиксированном секундном описанном объёме) для воздуха даже при давлении нагнетания 10,0 МПа коэффициент подачи и индикаторный КПД могут приблизиться к 0,7 (при температуре нагнетания около 400 К); для водяного пара, соответственно, — к 0,65 (при температуре нагнетания не более 400 К). Для гелия при давлении нагнетания 9,0 МПа коэффициент подачи и индикаторный КПД могут составлять — 0,42...0,45, что на 60...80 % выше, чем в предыдущем варианте, рассмотренном выше (при температуре нагнетания не более 390 К). Таким образом, оптимизация конструктивных и режимных параметров рассматриваемой ступени позволяет увеличить положительный эффект, достигаемый при использовании рассмотренных технологий.

Выводы и заключение

Таким образом, теоретический анализ влияния различных технологий на такие критерии эффек-

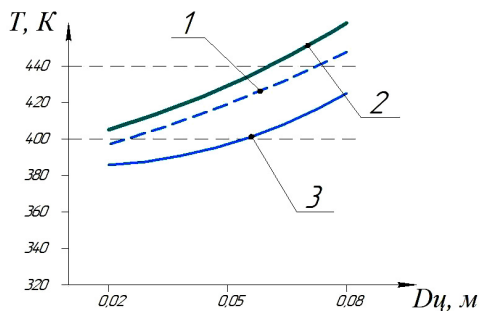


Рис. 7. Влияние величины диаметра цилиндра (при условии неизменной величины секундного описанного объёма) на температуру нагнетания ступени: 1 — водяной пар при $P_n = 10,0$ МПа; 2 — воздух при $P_n = 10,0$ МПа; 3 — гелий при $P_n = 9,0$ МПа

Fig. 7. Influence of the cylinder diameter (assuming a constant value of the second described volume) on the stage discharge temperature: 1 — water vapor at $P_n = 10,0$ MPa; 2 — air at $P_n = 10,0$ MPa; 3 — helium at $P_n = 9,0$ MPa

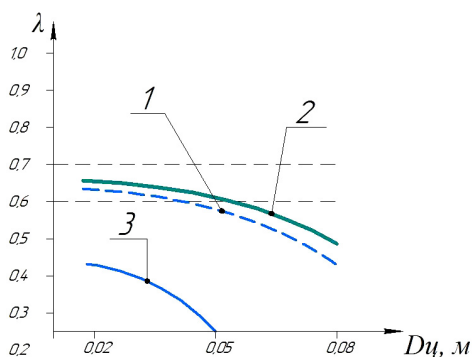


Рис. 8. Влияние величины диаметра цилиндра (при условии неизменной величины секундного описанного объёма) на коэффициент подачи ступени: 1 — водяной пар при $P_n = 10,0$ МПа; 2 — воздух при $P_n = 10,0$ МПа; 3 — гелий при $P_n = 9,0$ МПа

Fig. 8. Influence of the cylinder diameter (assuming a constant value of the second described volume) on the stage supply coefficient: 1 — water vapor at $P_n = 10,0$ MPa; 2 — air at $P_n = 10,0$ MPa; 3 — helium at $P_n = 9,0$ MPa

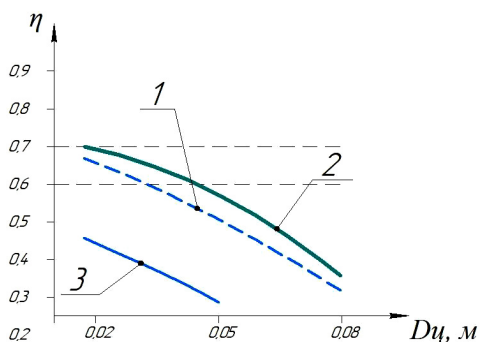


Рис. 9. Влияние величины диаметра цилиндра (при условии неизменной величины секундного описанного объёма) на индикаторный КПД ступени: 1 — водяной пар при $P_n = 10,0$ МПа; 2 — воздух при $P_n = 10,0$ МПа; 3 — гелий при $P_n = 9,0$ МПа

Fig. 9. Influence of the cylinder diameter (assuming a constant value of the second described volume) on the indicator efficiency of the stage: 1 — water vapor at $P_n = 10,0$ MPa; 2 — air at $P_n = 10,0$ MPa; 3 — helium at $P_n = 9,0$ MPa

тивности рабочего процесса поршневой тихоходной длинноходовой компрессорной ступени, как температура нагнетания, коэффициент подачи и индикаторный КПД, позволил определить основные направления снижения интенсивности массовых потоков рабочего тела через неплотности её рабочей камеры. Сочетание таких конструктивных решений, как применение эластомерных конструктивных элементов, усовершенствование конструкции клапанов и поршневых уплотнений, изменение компоновки элементов системы газораспределения с подбором рациональных конструктивных размеров элементов конструкции ступени, обеспечивают увеличение коэффициента подачи и индикаторного КПД до 60...80 % по сравнению с базовым вариантом такой ступени.

Полученные результаты позволяют предполагать, что оптимизация всех конструктивных и режимных параметров рассматриваемой ступени даже при заявленных уникальных соотношениях между давлением нагнетания и давлениям всасывания обеспечит показатели эффективности её рабочего процесса, соответствующие современным требованиям к поршневым компрессорам.

Список источников

1. Гидроприводные компрессоры. URL: <https://eldeproucess.ru/oborudovanie/kompressory/dozhimnye-kompressory/gidroprivodnye-kompressory/> (дата обращения: 03.11.2023).
2. Газовые компрессоры высокого и низкого давления Hydro-Pac. URL: https://compressor.net.ru/production/compressor_visokogo_davlniya (дата обращения: 03.08.2022).
3. Оборудование на базе гидроприводных компрессоров. URL: <https://kenpo.ru/ajax/product.php?ID=4> (дата обращения: 03.08.2022).
4. Недовенчаный А. В. Повышение энергетической и динамической эффективности малорасходного одноступенчатого компрессорного агрегата с линейным гидроприводом: дис. ... канд. техн. наук. Омск, 2020. 232 с.
5. Бусаров С. С. Создание и совершенствование бесшмазочных поршневых компрессоров среднего и высокого давления на базе малорасходных тихоходных длинноходовых ступеней: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Омск, 2024. 32 с.
6. Бусаров С. С., Юша В. Л. Перспективы создания малорасходных компрессорных агрегатов среднего и высокого давления на базе унифицированных тихоходных длинноходовых ступеней // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24, № 4. С. 80—89. DOI: 10.18721/JEST.24408. EDN: YRNOVN.
7. Юша В. Л., Бусаров С. С., Недовенчаный А. В. [и др.]. Анализ влияния закона регулирования линейного гидропривода на энергетические и динамические характеристики одноступенчатого компрессорного агрегата // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2019. № 11 (716). С. 26—35. DOI: 10.18698/0536-1044-2019-11-26-35. EDN: GATVJB.
8. Busarov S. S., Nedovenchanyi A. V., Yusha V. L. [et al.]. Analysis of thermal state of intensely cooled long-stroke low-speed piston compressor stage // Chemical and Petroleum Engineering. 2017. Vol. 52. P. 597—601. DOI: 10.1007/s10556-017-0239-4.
9. Busarov S. S., Nedovenchanyi A. V., Yusha V. L. Experimental evaluation of the efficiency of long-stroke, low-speed reciprocating compressor stages in compression of different gases // Chemical and Petroleum Engineering. 2018. Vol. 54. P. 593—597. DOI: 10.1007/s10556-018-0520-1.
10. Busarov S. S., Yusha V. L. Implementation features of multistage compression in air compressor units based on low-speed long-stroke stages // Chemical and Petroleum Engineering. 2021. Vol. 57, no. 7—8. P. 576—582. DOI: 10.1007/s10556-021-00978-x. EDN: DIMQXP.

11. Громов А. Ю. Разработка поршневых ступеней с линейным приводом для малорасходных компрессорных агрегатов и исследование их рабочих процессов: дис. ... канд. техн. наук. Омск, 2017. 213 с.

12. Общие правила взрывобезопасности для взрывопожароопасных химических и нефтеперерабатывающих производств: приказ Ростехнадзора от 15.12.2020 г., № 533. Доступ из справ.-правовой системы «Консультант Плюс».

13. Правила промышленной безопасности при использовании оборудования, работающего под избыточным давлением: приказ Ростехнадзора от 15.12.2020 г., № 536. Доступ из справ.-правовой системы «Консультант Плюс».

14. Busarov S. S., Yusha V. L., Filkin N. Yu. [et al.]. Implementing the principles of operating processes schematization and of performance losses distribution when designing long-stroke reciprocating compressor stages // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 1180. 012016. 2021. P. 1–11. DOI: 10.1088/1757-899X/1180/1/012016.

15. 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.

16. Бусаров С. С., Кобыльский Р. Э., Синец Н. Г. Теоретическая оценка возможности уменьшения массовых утечек рабочей среды из камеры поршневого компрессора // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер. Авиационная и ракетно-космическая техника. 2022. № 2 (141). С. 101–111. DOI: 10.18698/0236-3941-2022-2-101-111. EDN: NJTXRO.

17. Бусаров С. С., Юша В. Л., Кобыльский Р. Э. Экспериментальная оценка эффективности манжетного уплотнения цилиндропоршневой группы длинноходовой компрессорной ступени // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2020. Т. 4, № 3. С. 20–27. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-3-20-27. EDN: YGWQZY.

18. Бусаров И. С., Бусаров С. С., Юша В. Л. Влияние деформации проточной части эластомерных элементов самодельствующих клапанов на характеристики тихоходных длинноходовых компрессорных ступеней // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2021. Т. 5, № 4. С. 33–38. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-4-33-38. EDN: ZZBIUU.

19. Busarov I. S., Yusha V. L., Busarov S. S. [et al.]. Comparative evaluation of methods for calculating the dynamics of self-acting valves in reciprocating compressor units // Chemical and Petroleum Engineering. 2020. Vol. 56. P. 644–652. DOI: 10.1007/s10556-020-00824-6.

20. Пат. 2694104 Российская Федерация, МПК F 04 В 39/04, F 04 В 53/14. Поршневой компрессор / Юша В. Л., Бусаров С. С., Недовенчаный А. В. [и др.]. № 2018132179; заявл. 09.07.2018.; опубл. 09.07.2019. Бюл. № 19. 9 с.

21. Бусаров С. С., Бакулин К. А., Кобыльский Р. Э., Бусаров И. С. Перспективы создания современных поршневых компрессоров с повышенной производительностью // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2024. Т. 8, № 1. С. 25–31. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-1-25-31. EDN: TGSVMVH.

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

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

24. Бусаров С. С. Повышение эффективности компрессорного оборудования дорожно-строительных машин: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Омск, 2008. 16 с.

ЮША Владимир Леонидович, доктор технических наук, профессор (Россия), главный специалист технического отдела ОАО «Сибнефтьтранспроект», 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 кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» Омского государственного технического университета (ОмГТУ), г. Омск.

AuthorID (РИНЦ): 610336

AuthorID (SCOPUS): 51560987400

Адрес для переписки: bssi1980@mail.ru

НЕДОВЕНЧАНЫЙ Алексей Васильевич, кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» ОмГТУ, г. Омск.

AuthorID (РИНЦ): 762474

AuthorID (SCOPUS): 57191035621

Адрес для переписки: lonewolf_rus88@mail.ru

Для цитирования

Юша В. Л., Бусаров С. С., Недовенчаный А. В. Анализ основных направлений снижения интенсивности массовых потоков рабочего тела через неплотности рабочей камеры поршневой длинноходовой тихоходной компрессорной ступени // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2024. Т. 8, № 2. С. 13–21. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-2-13-21.

Статья поступила в редакцию 05.03.2024 г.

© В. Л. Юша, С. С. Бусаров, А. В. Недовенчаный

THE ANALYSIS OF THE MAIN DIRECTIONS FOR REDUCING THE INTENSITY OF MASS FLOWS OF THE WORKING FLUID THROUGH LEAKS IN THE WORKING CHAMBER OF A PISTON LONG-STROKE LOW-SPEED COMPRESSOR STAGE

V. L. Yusha¹, S. S. Busarov², A. V. Nedovenchany²

¹ OJSC «Sibneftetransproekt»,
Russia, Omsk, Irtyshskaya Embankment Str., bld. 11/1, 644042

² Omsk State Technical University,
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

The working processes and integral characteristics of piston long-stroke low-speed compressor stages are considered. Well-known technologies for increasing the feed rate are considered as objects of comparison: selection of the main dimensions and parameters of the stage; changing the size and design of valves, using elastomeric structural materials; change in the design of the cylinder-piston seal; changing the layout of the suction valve in the working chamber. Indicator efficiency, supply coefficient and tightness coefficient, as well as discharge temperature are considered as integral indicators. The following independent parameters are considered: parameters of the state of the working fluid at suction, discharge pressure, main dimensions and parameters of the stage, distance from the suction valve to the top dead center, seat diameters of the suction and discharge valves, as well as physical and mechanical properties of structural materials.

A comparative analysis of the efficiency of the working process of the stage under consideration is carried out using various technologies for reducing the intensity of mass transfer through leaks in the working chamber of a low-speed, long-stroke piston stage. An assessment is made of the achievable value of the feed coefficient with the combined use of various technologies. The features of the working processes of the object under consideration and the relationship between the intensity of mass flows of working gas through leaks in the working chamber of the stage and the technologies used have been studied. The presented results of the theoretical analysis reflect the nature of the change in the integral characteristics of the stage depending on the technologies used to reduce the intensity of mass transfer through leaks in the working chamber of the stage under consideration.

Keywords: piston compressor, low-speed long-stroke stage, work processes, mathematical modeling, leaks, flow rate, valves, seals, main dimensions and parameters.

References

1. Gidroprivodnyye kompressory [Hydraulic compressors]. URL: <https://eldepocess.ru/oborudovanie/kompressory/dozhimnye-kompressory/gidroprivodnye-kompressory/> (accessed: 03.11.2023). (In Russ.).
2. Gazovyye kompressory vysokogo i nizkogo davleniya Hydro-Pac [Hydro-Pac high and low pressure gas compressors]. URL: https://compressor.net.ru/production/compressor_visokogo_davlniya/ (accessed: 03.08.2022). (In Russ.).
3. Oborudovaniye na baze gidroprivodnykh kompressorov [Equipment based on hydraulic compressors]. URL: <https://kenpo.ru/ajax/product.php?ID=4> (accessed: 03.08.2022). (In Russ.).
4. Nedovenchany A. V. Povysheniye energeticheskoy i dinamicheskoy effektivnosti maloraskhodnogo odnostupenchatogo kompressornogo agregata s lineynym gidroprivodom [Increasing the energy and dynamic efficiency of a low-flow single-stage compressor unit with linear hydraulic drive]. Omsk, 2020. 232 p. (In Russ.).
5. Busarov S. S. Sozdaniye i sovershenstvovaniye bessmazochnykh porshnevnykh kompressorov srednego i vysokogo davleniya na baze maloraskhodnykh tikhokhodnykh dlinnokhodovykh stupeney [Creation and improvement of lubrication-free piston compressors of medium and high pressure

based on low-flow, low-speed, long-stroke stages]. Omsk, 2024. 32 p. (In Russ.).

6. Busarov S. S., Yusha V. L. Perspektivy sozdaniya maloraskhodnykh kompressornykh agregatov srednego i vysokogo davleniya na baze unifitsirovannykh tikhokhodnykh dlinnokhodovykh stupeney [Prospects for creating low-flow compressor units with medium and high pressures based on unified low-speed long-stroke stages] // Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPbPU. Estestvennyye i inzhenernyye nauki. St. Petersburg Polytechnical University. Journal of Engineering Sciences and Technology. 2018. Vol. 24, no. 4. P. 80–89. DOI: 10.18721/JEST.24408. EDN: YRNOVN. (In Russ.).

7. Yusha V. L., Busarov S. S., Nedovenchany A. V. [et al.]. Analiz vliyaniya zakona regulirovaniya lineynogo gidroprivoda na energeticheskiye i dinamicheskiye kharakteristiki odnostupenchatogo kompressornogo agregata [An analysis of the influence of the linear hydraulic drive regulation law on the energy and dynamic characteristics of a single-stage compressor unit] // Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroyeniye. BMSTU Journal of Mechanical Engineering. 2019. No. 11. P. 26–35. DOI: 10.18698/0536-1044-2019-11-26-35. EDN: GATVJB. (In Russ.).

8. Busarov S. S., Nedovenchany A. V., Yusha V. L. [et al.]. Analysis of thermal state of intensely cooled long-stroke low-speed piston compressor stage // Chemical and Petroleum Engineering.

2017. Vol. 52. P. 597–601. DOI: 10.1007/s10556-017-0239-4. (In Engl.).

9. Busarov S. S., Nedovenchany A. V., Yusha V. L. Experimental evaluation of the efficiency of long-stroke, low-speed reciprocating compressor stages in compression of different gases // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2018. Vol. 54. P. 593–597. DOI: 10.1007/s10556-018-0520-1. (In Engl.).

10. Busarov S. S., Yusha V. L. Implementation features of multistage compression in air compressor units based on low-speed long-stroke stages // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2021. Vol. 57, no. 7–8. P. 576–582. DOI: 10.1007/s10556-021-00978-x. EDN: DIMQXP. (In Engl.).

11. Gromov A. Yu. Razrabotka porshnevykh stupeney s lineynym privodom dlya maloraskhodnykh kompressornykh agregatov i issledovaniye ikh rabochikh protsessov [Development of piston stages with linear drive for low-flow compressor units and study of their working processes]. Omsk, 2017. 213 p. (In Russ.).

12. Obshchiye pravila vzryvobezopasnosti dlya vzryvopozharoopasnykh khimicheskikh i neftepererabatyvayushchikh proizvodstv: prikaz Rostekhnadzora ot 15.12.2020 g., no. 533 [General explosion safety rules for fire and explosion hazardous chemical and oil refining industries: order of Rostekhnadzor of 15 December 2020, no. 533]. Available at «Consultant Plus» System. (In Russ.).

13. Pravila promyshlennoy bezopasnosti pri ispol'zovanii oborudovaniya, rabotayushchego pod izbytochnym davleniyem: prikaz Rostekhnadzora ot 15.12.2020 g., no. 536 [Industrial safety rules when using equipment operating under excess pressure: order of Rostekhnadzor of 15 December 2020, no. 536]. Available at «Consultant Plus» System. (In Russ.).

14. Busarov S. S., Yusha V. L., Filkin N. Yu. [et al.]. Implementing the principles of operating processes schematization and of performance losses distribution when designing long-stroke reciprocating compressor stages // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 1180. 012016. 2021. P. 1–11. DOI: 10.1088/1757-899X/1180/1/012016. (In Engl.).

15. Yusha V. L. Nauchno-tehnologicheskkiye predposylki sovershenstvovaniya i promyshlennogo osvoyeniya maloraskhodnykh kompressornykh agregatov na baze dlinnokhodovykh porshnevykh stupeney [Scientific and technological prerequisites for improvement and industrial development of low-flow compressor units based on long-stroke piston stages] // *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsonno-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.).

16. Busarov S. S., Kobylsky R. E., Sinitsyn N. G. Teoreticheskaya otsenka vozmozhnosti umen'sheniya massovykh utechek rabochey sredy iz kamery porshnevoy kompressora [Theoretical assessment of the possibility of reducing mass leaks of the working medium from the chamber of a piston compressor] // *Vestnik MGTU im. N. E. Bauman. Ser. Aviatsonnaya i raketno-kosmicheskaya tekhnika. Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Aviation and Rocket-Space Engineering*. 2022. No. 2 (141). P. 101–111. DOI: 10.18698/0236-3941-2022-2-101-111. EDN: NJTXRO. (In Russ.).

17. Busarov S. S., Yusha V. L., Kobylsky R. E. Eksperimental'naya otsenka effektivnosti manzhetnogo uplotneniya tsilindroporshnevoy gruppy dlinnokhodovoy kompressornoy stupeni [Experimental assessment of the effectiveness of the lip seal of the cylinder-piston group of a long-stroke compressor stage] // *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsonno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2020. Vol. 4, no. 3. P. 20–27. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-3-20-27. EDN: YGWQZY. (In Russ.).

18. Busarov I. S., Busarov S. S., Yusha V. L. Vliyaniye deformatsii protochnoy chasti elastomernykh elementov

samodeystviyushchikh klapanov na kharakteristiki tikhokhodnykh dlinnokhodovykh kompressornykh stupeney [The influence of deformation of the flow part of the elastomeric elements of self-acting valves on the characteristics of low-speed, long-stroke compressor stages] // *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsonno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2021. Vol. 5, no. 4. P. 33–38. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-4-33-38. EDN: ZZBIUU. (In Russ.).

19. Busarov I. S., Yusha V. L., Busarov S. S. [et al.]. Comparative evaluation of methods for calculating the dynamics of self-acting valves in reciprocating compressor units // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2020. Vol. 56. P. 644–652. DOI: 10.1007/s10556-020-00824-6. (In Engl.).

20. Patent 2694104 Russian Federation, IPC F04B 39/04, F04B 53/14. Porshnevoy kompressor [Piston-type compressor] / Yusha V. L., Busarov S. S., Nedovenchany A. V. [et al.]. No. 2018132179. (In Russ.).

21. Busarov S. S., Bakulin K. A., Kobylsky R. E. [et al.]. Perspektivy sozdaniya sovremennykh porshnevykh kompressorov s povyshennoy proizvoditel'nost'yu [Prospects for the creation of modern piston compressors with increased productivity] // *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsonno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2024. Vol. 1, no. 1. P. 33–38. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-2-27-35. EDN: UIHTRP. (In Russ.).

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

23. Yusha V. L., Gromov A. Yu., Ushakov P. V. Regulirovaniye temperatury kondensatsii parokompressionnogo teplovogo nasosa na baze porshnevoy dlinnokhodovoy kompressornoy stupeni pri fiksirovannykh temperaturakh vosprinimayushchego teplonositelya [Adjustment of condensing temperature of the vapor-compression heat pump based on a reciprocating long-stroke compressor stage at fixed temperatures of receiving coolant] // *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsonno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2023. Vol. 7, no. 2. P. 27–35. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-2-27-35. EDN: UIHTRP. (In Russ.).

24. Busarov S. S. Povysheniye effektivnosti kompressornogo oborudovaniya dorozhno-stroitel'nykh mashin [Increasing the efficiency of compressor equipment for road construction machines]. Omsk, 2008. 16 p. (In Russ.).

YUSHA Vladimir Leonidovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Chief Specialist of 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 Refrigeration and Compressor Equipment and

Technology Department, Omsk State Technical University (OmSTU), Omsk.

AuthorID (RSCI): 610336

AuthorID (SCOPUS): 51560987400

Correspondence address: bssi1980@mail.ru

NEDOVENCHANY Aleksey Vasilievich, Candidate of Technical Sciences, Senior Lecturer of Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department, OmSTU, Omsk.

AuthorID (RSCI): 762474

AuthorID (SCOPUS): 57191035621

Correspondence address: lonewolf_rus88@mail.ru

For citations

Yusha V. L., Busarov S. S., Nedovenchany A. V. The analysis of the main directions for reducing the intensity of mass flows of the working fluid through leaks in the working chamber of a piston long-stroke low-speed compressor stage // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2024. Vol. 8, no. 2. P. 13–21. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-2-13-21.

Received March 05, 2024.

© V. L. Yusha, S. S. Busarov, A. V. Nedovenchany



СНИЖЕНИЕ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ ГАЗА В ЛИНИИ ВСАСЫВАНИЯ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ДРОССЕЛЬНЫХ ШАЙБ

С. С. Бусаров, А. А. Капелюховская, В. В. Воронин,
К. А. Бакулин, Н. Г. Синицин

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

В представленной статье рассмотрена проблема борьбы с колебаниями давления в линии всасывания поршневых компрессоров. Одной из характерных особенностей поршневых компрессоров является наличие клапанов, периодически объединяющих рабочую полость сжатия с линией всасывания или нагнетания в процессах всасывания и нагнетания. Что приводит к периодическому движению газа в сторону рабочей камеры и сжатого газа в линию нагнетания. Возникающие при этом пульсации давления рабочего тела действуют и в линии всасывания, и в линии нагнетания. Как известно, неправильный расчет коммуникаций может привести к авариям компрессорного оборудования. Аварии могут быть связаны с поломкой опор компрессора и трубопроводов, разгерметизацией трубопроводов, фланцевых и сварных соединений. Поэтому особое внимание необходимо уделять компоновке трубопроводов и оборудования, не допуская при этом резонансных явлений. Одним из путей борьбы с пульсациями давления в линии всасывания служит установка диафрагм. Данный способ является наиболее дешевым и простым в реализации, особенно для компрессоров, уже находящихся в эксплуатации по сравнению с установкой дорогостоящих емкостей-депульсаторов, расположить которые в существующей технологической схеме не представляется возможным из-за ограниченного пространства помещений компрессорных установок.

В рамках данной работы были проведены испытания на компрессоре общего назначения — КУ-10 с дополненной системой сбора данных в линии всасывания. Проведенные экспериментальные исследования подтвердили известные данные о том, что площадь отверстия диафрагмы должна быть в четыре раза меньше диаметра трубопровода. При этом было достигнуто снижение амплитуды колебаний давления в три раза. Установка конструкции диафрагмы с параметрами, близкими к рекомендуемым, возможна в любом месте всасывающей линии, поскольку изменение величины амплитуды при различном удалении от клапанов всасывания не превышает 5...7 %. При установке диафрагмы с размерами, отличающимися от рекомендуемых, требуется устанавливать ее ближе к клапану всасывания.

Ключевые слова: поршневая ступень, экспериментальные исследования, пульсации давлений, линия всасывания, дроссельная шайба, диафрагма, волны давления.

Введение

Поршневые компрессорные машины относятся к машинам периодического действия. Это означает, что подаваемый газ, сжатый в компрессоре, поступает в линию нагнетания порциями, при всасывании наблюдается та же картина — газ порциями забирается из линии всасывания в рабочую камеру компрессора. Сообщение и разъединение рабочей камеры компрессора с коммуникациями осуществляется за счёт работы самодействующих клапанов всасывания и нагнетания. При этом, учитывая скоротечность протекающих процессов (время цикла в быстроходных машинах составляет 0,2...0,01 с), возникающие волны давления при закрытии и открытии клапанов двигаются по трубопроводам и не успевают затухать до появления новой волны. В результате чего возникает наложение волн, приводящее к сложной картине изменения давления в трубопроводах. Что касается всасывающего тру-

бопровода, то изменяющееся давление перед клапаном может привести как к снижению производительности, когда в процессе всасывания давление ниже номинального (имитация процесса дросселирования на всасывании), так и к повышению производительности, когда давление перед клапаном в процессе всасывания выше номинального («наддув»). Однако при проектировании чаще всего не учитывают данное обстоятельство для достижения более высоких показателей по производительности. Связано это с частым изменением режимов работы, при которых изменяется давление в трубопроводе всасывания, а расчёт зависит от геометрической длины трубопровода. Теоретические представления о пульсациях давления были подтверждены в работах [1–4]. Однако данные представления о характере изменения давления в коммуникациях не относятся к машинам, получившим название — «тихоходные длинноходовые». Длительное время рабочего цикла в таких машинах позволяет быстро

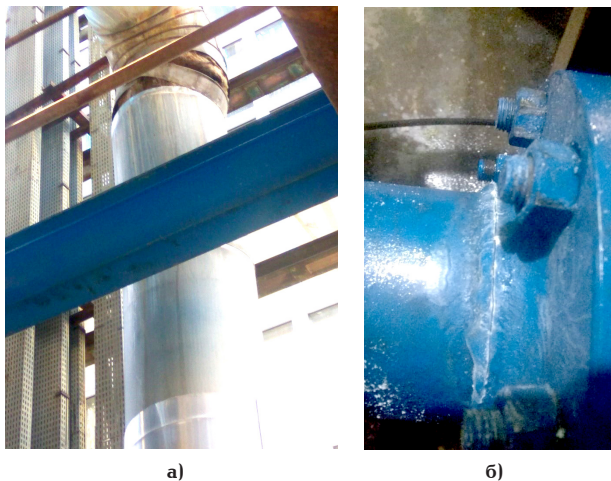


Рис. 1. Разрушение конструкций при вибрациях компрессорного оборудования: а) повреждение теплоизоляции трубопровода нагнетания; б) трещина в сварном соединении всасывающего трубопровода
Fig. 1. Destruction of structures due to vibrations of compressor equipment: a) damage to the thermal insulation of the discharge pipeline; б) crack in the welded joint of the suction pipeline

затухать колебаниям давления, что фактически означает отсутствие пульсаций в коммуникациях [5]. Основной опасностью, которая возникает при пульсациях давления в коммуникациях поршневых машин, является возможность возникновения резонансных явлений. Значительные колебания трубопроводов передаются как на их собственные опоры, так и на крепление непосредственно компрессорного агрегата. Даже если резонанс не возник, продолжающиеся длительное время вибрации могут привести к усталостному разрушению силовых элементов крепления коммуникаций и компрессора (рис. 1).

При одновременной асинхронной работе нескольких машин часто возникают мгновенные высокие давления на выходе цилиндров. Высокие давления наблюдаются при крутых углах поворота ($\geq 90^\circ$) трубопроводов с пульсирующим потоком.

Пульсация давления газа снижает пропускную способность трубопровода, что уменьшает производительность установок. Пульсация газа в нагнетательном трубопроводе может привести к увеличению расхода мощности агрегата, поскольку образуются стоячие волны, увеличивается среднее давление в момент выброса очередной порции газа из цилиндра компрессора. Возникающая неравномерная работа клапанов приводит к ускоренному их износу.

Стоячие волны создаются при отражении периодических импульсов газа от переходов, отводов, тройников, колен и т.п. Эти импульсы особенно опасны в условиях акустического резонанса, когда число импульсов от компрессора в секунду находится в таком соотношении с длиной участка трубопровода между компрессором и плоскостью отражения, что на нем укладывается целое число четвертей длины волны давления.

Пульсации давления газа в трубопроводе приводят к преждевременному износу контрольно-измерительной аппаратуры и нарушению точности ее показаний. Погрешность показаний расходомеров, как и манометров, нередко достигает значительных величин.

Известны случаи, когда счетчики и расходомеры показывали направление потока газа в противоположную сторону. Такие искажения наблюдались и на всасывающей, и на нагнетательной стороне компрессора.

Пульсации газа оказывают прямое влияние на прочность компрессора, присоединенных к ним конструкций и оборудования: газоочистителей, теплообменников, змеевиков холодильников, строительных конструкций. Пульсации газа в ряде случаев приводят к возникновению недопустимых вибрации надземных трубопроводов.

Вибрации трубопроводов достигают значительных величин, являются серьезной помехой в работе компрессорных станций и служат причиной разрушения коммуникаций. Частота вибрации трубопроводов зависит от величины давления газа и частоты пульсирующего потока, типа опор и расстояния между ними, жесткости трубопровода, его веса и пр.

Актуальность задачи эффективного гашения вибраций трубопроводов по коммуникациям компрессорных станций возрастает в связи с применением мощных быстроходных машин, получивших широкое распространение в промышленности. Отметим известный случай возникновения недопустимых вибраций технологических трубопроводов и компрессоров. Амплитуда колебаний у оснований компрессоров достигла 0,7 мм при норме 0,2 мм, а амплитуда колебаний трубопроводов на этих установках составила 4 мм. В результате рамы компрессоров начали отслаиваться от бетонных фундаментов, под подошвы компрессоров проникло машинное масло и разрушилась термоизоляция (рис. 1а), нарушились фланцевые соединения, в местах сварки появились трещины, ослабились крепления трубопроводов к опорам и стали разрушаться опоры.

Из стен зданий компрессорных станций вываливались патроны, через которые проходили трубы, и даже разрушались капитальные стены. Компрессорные помещения были настолько насыщены газом, что обслуживающий персонал мог работать только в противогазах.

Для снижения вибраций работники завода осуществили ряд мероприятий, в основном направленных на повышение жесткости системы коммуникаций: установили дополнительные бетонные опоры, металлические стойки, подкосы, растяжки и другие виды крепления. Эти мероприятия не дали положительных результатов. Некоторые из них обеспечили только кратковременный положительный эффект.

В результате повышенных вибраций коммуникаций, почти во всех дополнительных стойках под основными трубопроводами были оборваны нижние анкерные болты, а стойки в связи с этим оказались подвешенными к трубам. Сварные стыки различных креплений трубопроводов в ряде мест часто лопались из-за усталости металла. Все маслоотделители цеха оказались оторванными от бетонного основания. Сцепление анкерных болтов с бетоном было полностью нарушено, а бетонные основания во многих случаях доведены до полного разрушения.

Для исключения негативного влияния колебаний давления применяют различные технические способы снижения вибраций оборудования поршневых компрессоров. Наиболее распространёнными способами гашения колебаний являются установка дроссельных шайб, ёмкостей депульсаторов,

различного типа глушителей [6, 7]. Иногда выполняют расчёт требуемой длины трубопровода, однако данный способ обычно используют для исключения резонансных явлений [8, 9], и он мало применим для эффективного снижения колебаний давления до приемлемых значений, к тому же применение длинных трубопроводов зачастую невозможно реализовать по причине отсутствия свободного пространства в производственных помещениях.

Из сказанного видно, что эффективные мероприятия по борьбе с вредным воздействием пульсации газа и вибраций технологических трубопроводов имеют исключительно важное значение и должны предусматриваться при проектировании, производстве и эксплуатации компрессорных установок.

В 1923 г. впервые была сделана реальная попытка изучить причины возникновения пульсаций газа в трубопроводах и найти способы их устранения. Выводы этой работы до настоящего времени считаются правильными. Дальнейшие теоретические и экспериментальные исследования были основаны на идеях, высказанных в указанной работе, и сводились главным образом к доказательству выдвинутых там следующих положений [5]:

1) пульсации в трубопроводах представляют собой внезапное изменение скорости и давления жидкости. Однако основной причиной пульсаций является изменение давления;

2) волна давления распространяется со скоростью звука;

3) скорость пульсаций не зависит от скорости движения газа в трубопроводе.

Высказаны интересные и практически важные предположения о том, что в прямолинейном трубопроводе вследствие высоких скоростей распространения пульсаций последние гасятся на весьма значительном расстоянии от источника возникновения.

Эффективность всякого противопульсационного устройства зависит от его способности рассеивать или преобразовывать энергию пульсаций.

Пульсационное движение жидкостей и газов в трубах широко распространено в технике и оканчивается неизбежным спутником возвратно-поступательного неравномерного движения поршня всех поршневых, тепловых, гидравлических и пневматических машин. При перекачке как газа, так и жидкости поршневыми нагнетательными установками динамические явления обусловлены возвратно-поступательным движением масс в цилиндрах этих машин и, соответственно, непрерывными изменениями расхода газа или жидкости, которые сопровождаются изменениями давления.

Применение буферных ёмкостей или глушителей может позволить существенно снизить вибрации, однако при этом устанавливаемые ёмкости часто получают громоздкими и дорогими [10–12].

По мнению авторов данной работы, наиболее перспективным способом гашения колебаний давления газа является способ установки дроссельных шайб в коммуникациях компрессора. Дроссельные шайбы являются недорогим изделием, занимающим при установке значительно меньше места по сравнению с вышеизложенными методами. Чаще всего дроссельные шайбы могут быть установлены между фланцами соединяющими трубопроводы. В существующих источниках есть рекомендации по размеру устанавливаемых шайб (диафрагм) — отношение диаметра диафрагмы к диаметру трубопровода

равно примерно 0,25 [13]. Проводимые работы совместно с Омским нефтеперерабатывающим заводом показали, что для данного снижения амплитуды колебания давления газа производство может пойти на устройство дополнительных соединений — фланцев для установки диафрагм (дроссельных шайб) с целью приведения в соответствие динамических параметров работы компрессора.

В настоящей работе представлены результаты экспериментальных исследований, направленных на изучение возможности снижения колебаний давления газа во всасывающих коммуникациях при установке диафрагм. Подтверждение известных данных или их уточнение позволит в дальнейшем применять данный способ для поршневых быстроходных машин. К тому же в известной технической литературе не описаны конкретные места установки диафрагм, что также имеет огромное значение для эксплуатационных служб.

Объект исследования

Исследуемый в экспериментах поршневой компрессор (общего назначения) является одноступенчатым двухцилиндровым, с V-образной схемой, ход поршня 70 мм, диаметр цилиндров 85 мм, частота вращения — 300 об/мин. Параметры коммуникаций всасывания — длина 1150 мм, диаметр 15 мм, применялись дроссельные шайбы диаметром 10 мм, 8 мм, 6 мм. Данная компрессорная установка нашла широкое применение в курсе изучения дисциплины «Теория, расчет и проектирование поршневых компрессоров» на кафедре «Холодильная компрессорная техника и технология» Омского государственного технического университета.

Методика исследования

Экспериментальная схема не новая для исследователей РФ и зарубежных ученых. До проведения настоящего исследования группой исследователей под руководством доцента кафедры «Холодильная компрессорная техника и технология» Бусарова С. С. были исследованы процессы пульсаций давления газа в коммуникациях как быстроходных машин, так и новых тихоходных поршневых машин. Параметр, измеряемый в данной серии экспериментов — давление во всасывающей трубке, ранее было установлено, что характер изменения давления во всасывающем трубопроводе не изменяется при измерении в разных точках [1]. Был применён датчик давления ЗОНД-20 ИД-КЗ [14, 15]. При выходе компрессора на режим (стабилизация давления нагнетания и расхода сжимаемого газа) осуществлялось измерение давления.

Схема экспериментальной установки представлена на рис. 2.

В схеме, представленной на рис. 2, данные с датчика давления передаются через усилитель на экран электронного осциллографа; при этом место установки дроссельной шайбы изменяется, в некоторых случаях устанавливаются две шайбы.

Фотография стенда представлена на рис. 3.

Погрешность измерений пульсаций давления газа [16, 17] определим по формуле [18, 19]:

$$\Delta_D = \sqrt{\Delta_{DD}^2 + \Delta_M^2 + \Delta_{OC}^2}, \quad (1)$$

где Δ_D — погрешность датчика давления по паспорту, %; Δ_M — относительная погрешность образцово-

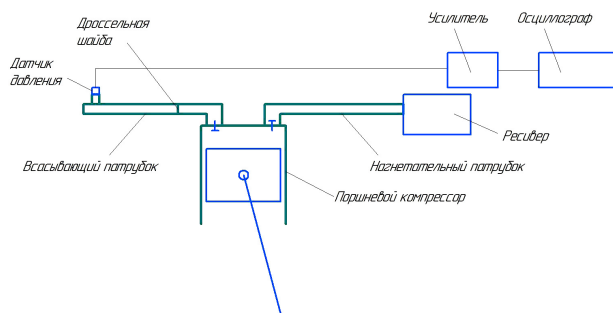


Рис. 2. Схема экспериментального стенда гашения колебаний давления в линии всасывания с помощью дроссельных шайб

Fig. 2. Diagram of the experimental stand for damping pressure fluctuations in the suction line using throttle washers

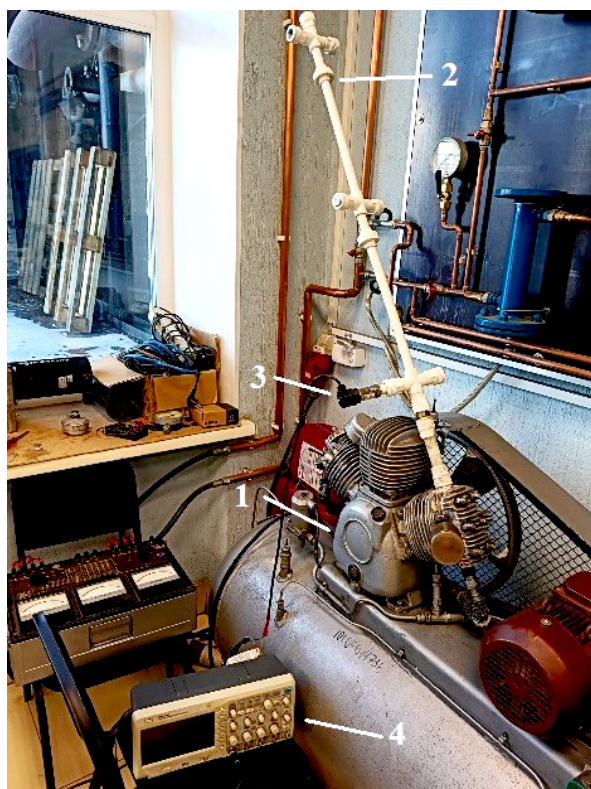


Рис. 3. Фотография экспериментального стенда: 1 — компрессор; 2 — линия всасывания; 3 — датчик давления; 4 — осциллограф

Fig. 3. Photo of the experimental stand: 1 — compressor; 2 — suction line; 3 — pressure sensor; 4 — oscilloscope

го манометра, %; Δ_{OC} — относительная погрешность осциллографа, %.

Погрешность самого датчика определена паспортом изготовителя $\Delta_D = 0,2$ %. Относительная погрешность образцового манометра $\Delta_M = 1,5$ %. Относительная погрешность осциллографа $\Delta_{OC} = 0,1$ %.

$$\Delta_D = \sqrt{0,2^2 + 1,5^2 + 0,1^2} = 1,52 \%$$

Таким образом, погрешность определения давления составляет 1,52 %, основную погрешность в соответствии с формулой (1) составляет погрешность образцового манометра.

Тарировка датчика давления, согласно источнику [1], — 16 Па на 1 мВ.

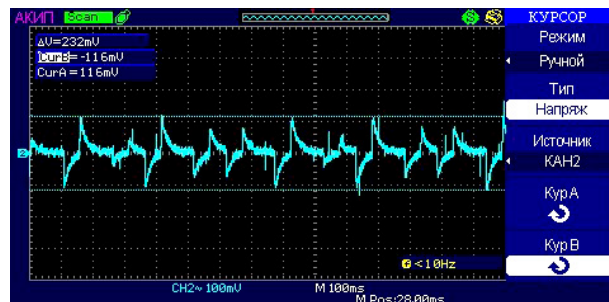
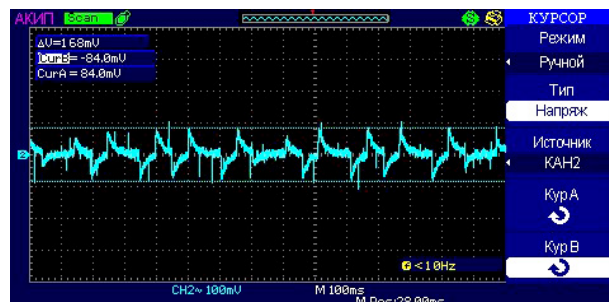


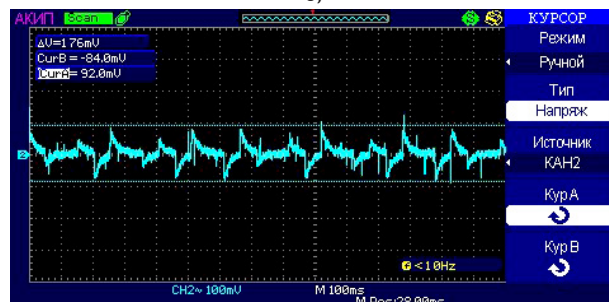
Рис. 4. Вид колебаний давления во всасывающем трубопроводе при отсутствии дроссельных шайб
Fig. 4. Type of pressure fluctuations in the suction pipeline in the absence of throttle washers



а)



б)



в)

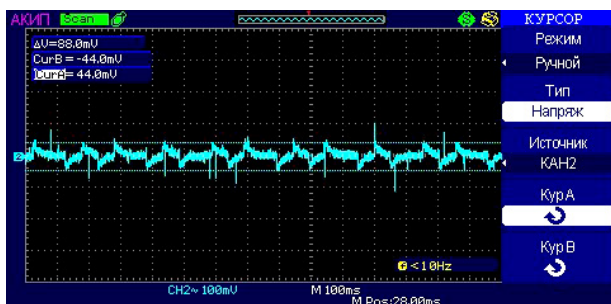
Рис. 5. Вид колебаний давления во всасывающем трубопроводе при установке дроссельной шайбы диаметром 10 мм: а) на расстоянии 0,57 м; б) на расстоянии 1,0 м; в) две шайбы на расстоянии 0,57 м и 1,0 м

Fig. 5. Type of pressure fluctuations in the suction pipeline when installing a throttle washer with a diameter of 10 mm: а) at a distance of 0,57 m; б) at a distance of 1,0 m; в) two washers at a distance of 0,57 m and 1,0 m

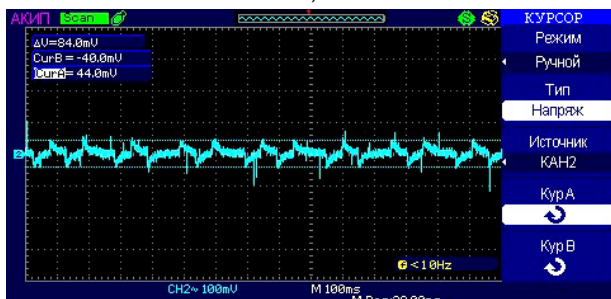
Представленная схема в дальнейшем может быть использована для исследования методов снижения пульсаций давления газа в нагнетательной линии поршневого компрессора.

Результаты

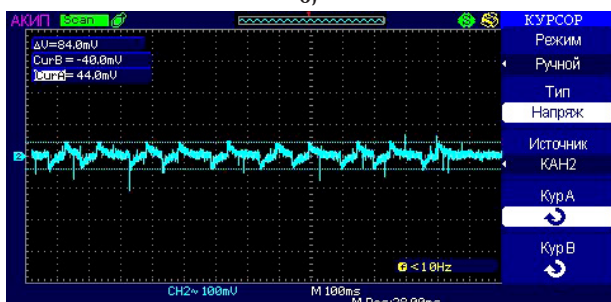
На рис. 4 представлены диаграммы изменения давления во всасывающем трубопроводе при давлении нагнетания $P_n = 0,2$ МПа при отсутствии



а)

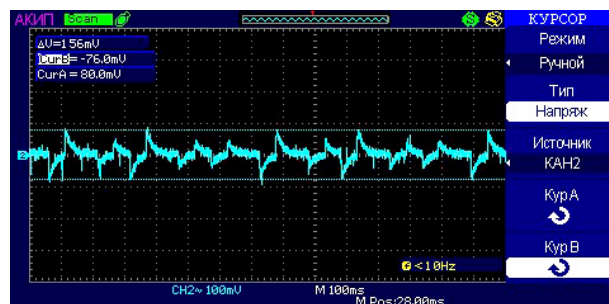


б)

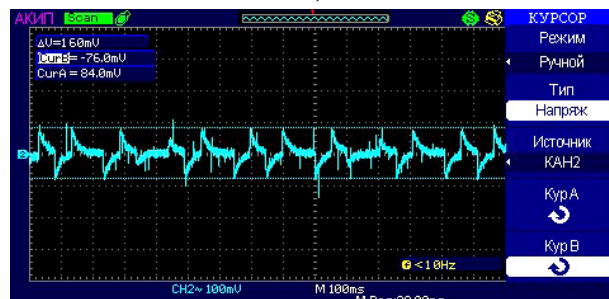


в)

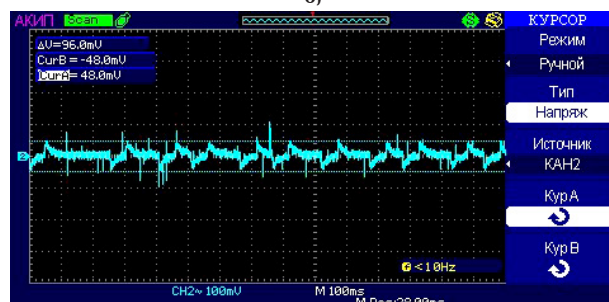
Рис. 6. Вид колебаний давления во всасывающем трубопроводе при установке дроссельной шайбы диаметром 8 мм: а) на расстоянии 0,57 м; б) на расстоянии 1,0 м; в) две шайбы на расстоянии 0,57 м и 1,0 м
Fig. 6. Type of pressure fluctuations in the suction pipeline when installing a throttle washer with a diameter of 8 mm: а) at a distance of 0,57 m; б) at a distance of 1,0 m; в) two washers at a distance of 0,57 m and 1,0 m



а)



б)



в)

Рис. 7. Вид колебаний давления во всасывающем трубопроводе при установке дроссельной шайбы диаметром 6 мм: а) на расстоянии 0,57 м; б) на расстоянии 1,0 м; в) две шайбы на расстоянии 0,57 м и 1,0 м
Fig. 7. Type of pressure fluctuations in the suction pipeline when installing a throttle washer with a diameter of 6 mm: а) at a distance of 0,57 m; б) at a distance of 1,0 m; в) two washers at a distance of 0,57 m and 1,0 m

дроссельной шайбы. Представленные на рис. 4 данные позволяют говорить о более-менее регулярных пульсациях в линии всасывания компрессора. На осциллограмме показаны линии, ограничивающие верхнюю границу давления и нижнюю границу. При этом видно, что есть линия, характеризующая максимальную амплитуду колебаний, и две волны пульсации давления газа по амплитуде ниже, чем первый пик. Амплитуда колебаний составляет 4000 Па. На рис. 5–7 представлены диаграммы изменения давления для шайб различного внутреннего диаметра и разного места расположения по длине трубопровода. Представленные на рис. 5 данные показали, что при установке дроссельной шайбы диаметром 10 мм наиболее близко к всасывающему клапану снижение амплитуды колебаний может составить до 25 %. При уменьшении диаметра шайбы до 8 мм (смотри рис. 6) амплитуда колебаний может быть снижена в три раза.

Представленные на рис. 7 данные показали, что при установке двух дроссельных шайб снижение амплитуды колебаний может составить до 50 %.

Полученные результаты показали, что соотношение, предложенное в источнике [13] соответствует действительности, то есть при диаметре трубопровода 15 мм наилучшим вариантом по снижению

пульсаций стала дроссельная шайба с диаметром 8 мм при рекомендуемом диаметре отверстия 7,5 мм [13]. При этом снизить амплитуду пульсаций удалось в три раза до уровня 1300 Па. Установка дроссельных шайб рекомендуемого диаметра возможна в любом месте всасывающего трубопровода. Применение диафрагм с диаметром отверстия отличным от рекомендуемого предполагает расположение гасящего элемента ближе к всасывающему клапану.

Выводы

Исследования по снижению амплитуды колебаний давления газа во всасывающем трубопроводе являются актуальной задачей, имеющей важное значение для отраслей промышленности, эксплуатирующих большие оппозитные компрессоры. Это отрасли и химической, и нефтехимической промышленности. Для которых пульсации давления могут привести не только к поломке оборудования, но и к экологической катастрофе. На таких производствах сжимаемые газы в больших оппозитных компрессорах с производительностями, не редко превышающими 1 м³/с, имеют негативное влияние на здоровье человека и на окружающую среду.

Проведённые экспериментальные исследования, относящиеся к снижению пиковых давлений в линии всасывания, позволили подтвердить эффективность применения метода гашения пульсаций давления газа в коммуникациях поршневых компрессоров с помощью установки дроссельных шайб (диафрагм). Были использованы дроссельные шайбы различного внутреннего диаметра — больше рекомендуемого, близкого к рекомендуемому и меньше рекомендуемого. Изменялись места установки дроссельных шайб и их количество. Проведённые исследования позволили подтвердить известное соотношение — отношение площади отверстия к площади трубопровода, равное примерно 0,25. Применение рекомендуемого соотношения диаметра отверстия к диаметру трубопровода позволяет установить дроссельную шайбу на любом участке трубопровода всасывания. При установке дроссельной шайбы другого диаметра необходимо стремиться к расположению её ближе к всасывающему клапану компрессора.

Список источников

1. Busarov S. S., Nedovenchanyi A. V., Sinitin N. G. [et al.]. Experimental estimation of gas pressure pulsations in communications of high-speed reciprocating compressor units // AIP Conference Proceedings. Oil and Gas Engineering (OGE-2022). 2023. Vol. 2784. P. 030033-1 – 030033-5. DOI: 10.1063/5.0141786.
2. Бусаров С. С., Недовенчаный А. В., Бакулин К. А., Сеницин Н. Г., Панютин А. А. Экспериментальная оценка влияния частоты вращения коленчатого вала на амплитуду пульсаций давления в газовых коммуникациях малорасходных поршневых компрессоров // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2022. Т. 6, № 2. С. 21 – 26. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-2-21-26. EDN: ZRYBCJ.
3. Воронков С. С. Математическая модель рабочего процесса высокооборотного двухступенчатого поршневого компрессора с учетом нестационарных явлений в коммуникациях: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Ленинград, 1982. 16 с.
4. Перевозчиков М. М. Повышение эффективности объёмного одноступенчатого компрессора на основе математической модели процессов при сжатии реального газа: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Санкт-Петербург, 1997. 16 с.
5. Бусаров С. С. Экспериментальные исследования пульсаций давления в газовых коммуникациях малорасходных поршневых тихоходных компрессоров // Компрессорная техника и пневматика. 2022. № 3. С. 24 – 27. EDN: DIUKAE.
6. Френкель М. И. Поршневые компрессоры. Теория, конструкции и основы проектирования. 3-е изд., перераб. и доп. Ленинград: Машиностроение, 1969. 744 с.
7. Воронков С. С., Прилуцкий И. К., Фотин Б. С. К вопросу задания граничных условий при математическом моделировании колебаний давления газа в коммуникациях поршневых компрессоров. Москва: ЦИНТИхимнефтемаш, 1982. 374 с.
8. Калекин В. В. Разработка и исследование поршневых пневмодвигатель-компрессорных агрегатов с самодействующими клапанами: дис. ... канд. техн. наук. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2005. 234 с.
9. Chrustalev B. S., Zdalinsky V. B., Bulanov V. P. Mathematical Model of Reciprocating Compressor With One or Several Stages for the Real Gases // International Compressor Engineering Conference. 1996. P. 1108. URL: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1108> (дата обращения: 03.12.2023).
10. Прилуцкий И. К. Разработка, исследование и создание поршневых компрессоров и детандеров для криогенной техники: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Ленинград, 1991. 401 с.
11. Plastinin P., Fedorenko S. Simulation of Transient Gas-Temperatures in Cylinders of Reciprocating Compressors

Using Identification Techniques with a Mathematical Model // International Compressor Engineering Conference. 1978. P. 380. URL: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/295> (дата обращения: 03.12.2023).

12. Perevozchikov M. M., Chrustalyov B. S. Theoretical and Experimental Researches of Unsteady Gas Flow in the Pipe of the Reciprocating Compressor // International Compressor Engineering Conference at Purdue, USA. 1994. Vol. 2. P. 515 – 520. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=2028&context=icec> (дата обращения: 10.01.2024).
13. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 1. Теория и расчёт. Москва: КолосС, 2000. 456 с. ISBN 5-9532-0428-0.
14. Tesfamichael T., Ahsan M., Notarianni M. [et al.]. Gas sensing of ruthenium implanted tungsten oxide thin films // Thin Solid Films. 2014. Vol. 558. P. 416 – 422. DOI: 10.1016/j.tsf.2014.02.084.
15. Федяков Е. М. Измерение переменных давлений. Москва: Изд-во стандартов, 1982. 216 с.
16. Кассандрова О. Н., Лебедев В. В. Обработка результатов наблюдений. Москва: Наука, 1970. 104 с.
17. Захаренко С. Е. Экспериментальное исследование протечек газа через щели // Труды Ленинградского политехнического института. 1953. № 2. С. 161 – 170.
18. Bland J. M., Altman D. Statistics notes: measurement error // BMJ. 1996. Vol. 313. P. 41 – 42. DOI: 10.1136/bmj.313.7059.744.
19. Cochran W. G. Errors of Measurement in Statistics // Technometrics. 1968. Vol. 10, no. 4. P. 637 – 666. DOI: 10.2307/1267450.

БУСАРОВ Сергей Сергеевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» Омского государственного технического университета (ОмГТУ), г. Омск.
AuthorID (РИНЦ): 610336
AuthorID (SCOPUS): 51560987400
Адрес для переписки: bssi1980@mail.ru
КАПЕЛЮХОВСКАЯ Александра Александровна, старший преподаватель кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» ОмГТУ, г. Омск.
SPIN-код: 2410-8153
AuthorID (РИНЦ): 684484
Адрес для переписки: shipunovaa@mail.ru
ВОРОНИН Виктор Вячеславович, магистрант гр. ТМО-222 Нефтехимического института ОмГТУ, г. Омск.
Адрес для переписки: voronin.viktor00@mail.ru
БАКУЛИН Константин Александрович, студент гр. ТМО-192 Нефтехимического института ОмГТУ, г. Омск.
Адрес для переписки: konstantin_bakulin_2001@mail.ru
СЕНИЦИН Никита Глебович, студент гр. ТМО-182 Нефтехимического института ОмГТУ, г. Омск.
Адрес для переписки: sinicin_00@mail.ru

Для цитирования

Бусаров С. С., Капелюховская А. А., Воронин В. В., Бакулин К. А., Сеницин Н. Г. Снижение пульсаций давления газа в линии всасывания поршневого компрессора при использовании дроссельных шайб // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2024. Т. 8, № 2. С. 22 – 29. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-2-22-29

Статья поступила в редакцию 09.02.2024 г.

© С. С. Бусаров, А. А. Капелюховская, В. В. Воронин, К. А. Бакулин, Н. Г. Сеницин



REDUCING GAS PRESSURE PULSATIONS IN THE SUCTION LINE OF A PISTON COMPRESSOR WHEN USING THROTTLE WASHERS

S. S. Busarov, A. A. Kapelyukhovskaya, V. V. Voronin, K. A. Bakulin, N. G. Sinitsin

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

This article discusses the problem of combating pressure fluctuations in the suction line of piston compressors. As you know, incorrect calculation of communications can lead to accidents of compressor equipment. Therefore, special attention must be paid to the layout of pipelines and equipment, while avoiding resonance phenomena. One way to combat pressure pulsations in the suction line is to install diaphragms. This method is the cheapest and easiest to implement, especially for compressors already in operation.

The experimental studies carried out confirmed the known data that the area of the diaphragm opening should be four times smaller than the diameter of the pipeline. At the same time, a threefold reduction in the amplitude of pressure fluctuations is achieved. Installation of a diaphragm design with parameters close to the recommended ones is possible anywhere in the suction line, since the change in amplitude at different pressure from the suction valves does not exceed 5...7 %. When installing a diaphragm with dimensions different from those recommended, it is necessary to install it closer to the suction valve.

Keywords: piston stage, experimental studies, pressure pulsations, suction line, throttle washer, diaphragm, pressure waves.

References

1. Busarov S. S., Nedovenchanyi A. V., Sinitsin N. G. [et al.]. Experimental estimation of gas pressure pulsations in communications of high-speed reciprocating compressor units // AIP Conference Proceedings. Oil and Gas Engineering (OGE-2022). 2023. Vol. 2784. P. 030033-1 – 030033-5. DOI: 10.1063/5.0141786. (In Engl.).
2. Busarov S. S., Nedovenchanyi A. V., Bakulin K. A., Sinitsin N. G., Panyutich A. A. Eksperimental'naya otsenka vliyaniya chastoty vrashcheniya kolenchatogo vala na amplitudu pul'satsiy davleniya v gazovykh kommunikatsiyakh maloraskhodnykh porshnevykh kompressorov [Experimental evaluation of the influence of crankshaft rotation frequency on the amplitude of pressure pulsations in gas communications of low-flow reciprocating compressors] // Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsonno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2022. Vol. 6, no. 2. P. 21 – 26. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-2-21-26. EDN: ZRYBCJ. (In Russ.).
3. Voronkov S. S. Matematicheskaya model' rabochego protsessa vysokooborotnogo dvukhstupenchatogo porshnevoogo kompressora s uchetom nestatsionarnykh yavleniy v kommunikatsiyakh [Mathematical model of the working process of a high-speed two-stage piston compressor, taking into account non-stationary phenomena in communications]. Leningrad, 1982. 16 p. (In Russ.).
4. Perevozchikov M. M. Povysheniye effektivnosti ob'yemnogo odnostupenchatogo kompressora na osnove matematicheskoy modeli protsessov pri szhatii real'nogo gaza [Increasing the efficiency of a volumetric single-stage compressor based on a mathematical model of processes during compression of real gas]. Saint Petersburg, 1997. 16 p. (In Russ.).
5. Busarov S. S. Eksperimental'nyye issledovaniya pul'satsiy davleniya v gazovykh kommunikatsiyakh maloraskhodnykh porshnevykh tikhokhodnykh kompressorov [Experimental studies of pressure pulsations in gas communications of low-flow piston low-speed compressors] // Kompessornaya tekhnika i pnevmatika. Compressors and Pneumatics. 2022. No. 3. P. 24 – 27. EDN: DIUKAE. (In Russ.).
6. Frenkel' M. I. Porshnevyye kompressory. Teoriya, konstruktii i osnovy proyektirovaniya [Piston compressors. Theory, structures and design fundamentals]. 3rd ed. Leningrad, 1969. 744 p. (In Russ.).
7. Voronkov S. S., Prilutskiy I. K., Fotin B. S. K voprosu zadaniya granichnykh usloviy pri matematicheskom modelirovanii kolebaniy davleniya gaza v kommunikatsiyakh porshnevykh kompressorov [On the issue of setting boundary conditions for mathematical modeling of gas pressure fluctuations in the communications of piston compressors]. Moscow, 1982. 374 p. (In Russ.).
8. Kalekin V. V. Razrabotka i issledovaniye porshnevykh pnevmodvigatel'-kompessornykh agregatov s samodeystvuyushchimi klapanami [Development and research of piston pneumatic motor-compressor units with self-acting valves]. Omsk, 2005. 234 p. (In Russ.).
9. Chrustalev B. S., Zdalinsky V. B., Bulanov V. P. Mathematical Model of Reciprocating Compressor With One or Several Stages for the Real Gases // International Compressor Engineering Conference. 1996. P. 1108. URL: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1108> (accessed: 03.12.2023). (In Engl.).
10. Prilutskiy I. K. Razrabotka, issledovaniye i sozdaniye porshnevykh kompressorov i detanderv dlya kriogennoy tekhniki [Development, research and creation of piston compressors and expanders for cryogenic technology]. Leningrad, 1991. 401 p. (In Russ.).
11. Plastinin P., Fedorenko S. Simulation of Transient Gas-Temperatures in Cylinders of Reciprocating Compressors Using Identification Techniques with a Mathematical Model // International Compressor Engineering Conference. 1978. P. 380. URL: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/295> (accessed: 03.12.2023). (In Engl.).
12. Perevozchikov M. M., Chrustal'yov B. S. Theoretical and Experimental Researches of Unsteady Gas Flow in the Pipe of

the Reciprocating Compressor // International Compressor Engineering Conference at Purdue, USA. 1994. Vol. 2. P. 515–520. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=2028&context=icec> (accessed: 10.01.2024). (In Engl.).

13. Platinin P. I. Porshnevyie kompressory. V 2 t. T. 1. Teoriya i raschet [Piston compressors. In 2 vols. Vol. 1. Theory and calculation]. Moscow, 2000. 456 p. (In Russ.).

14. Tesfamichael T., Ahsan M., Notarianni M. [et al.]. Gas sensing of ruthenium implanted tungsten oxide thin films // Thin Solid Films. 2014. Vol. 558. P. 416–422. DOI: 10.1016/j.tsf.2014.02.084. (In Engl.).

15. Fedyakov E. M. Izmereniye peremennyykh davleniy [Measurement of variable pressures]. Moscow, 1982. 216 p. (In Russ.).

16. Kassandrova O. N., Lebedev V. V. Obrabotka rezul'tatov nablyudeniya [Processing of observation results]. Moscow, 1970. 104 p. (In Russ.).

17. Zakharenko S. E. Eksperimental'noye issledovaniye protechek gaza cherez shcheli [Experimental study of gas leaks through slits] // Trudy Leningradskogo politekhnicheskogo instituta. Works of Leningrad Polytechnical Institute. 1953. No. 2. P. 161–170. (In Russ.).

18. Bland J. M., Altman D. Statistics notes: measurement error // BMJ. 1996. Vol. 313. P. 41–42. DOI: 10.1136/bmj.313.7059.744. (In Engl.).

19. Cochran W. G. Errors of Measurement in Statistics // Technometrics. 1968. Vol. 10, no. 4. P. 637–666. DOI: 10.2307/1267450. (In Engl.).

BUSAROV Sergey Sergeevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department, Omsk State Technical University (OmSTU), Omsk.

AuthorID (RSCI): 610336

AuthorID (SCOPUS): 51560987400

Correspondence address: bssi1980@mail.ru

KAPELYUKHOVSKAYA Alexandra Aleksandrovna, Senior Lecturer of Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department, OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 2410-8153

AuthorID (RSCI): 684484

Correspondence address: shipunovaa@mail.ru

VORONIN Viktor Vyacheslavovich, Undergraduate, gr. TMO-222 of Petrochemical Institute, OmSTU, Omsk.

Correspondence address: voronin.viktor00@mail.ru

BAKULIN Konstantin Aleksandrovich, Student, gr. TMO-192 of Petrochemical Institute, OmSTU, Omsk. Correspondence address: konstantin_bakulin_2001@mail.ru

SINITSIN Nikita Glebovich, Student, gr. TMO-182 of Petrochemical Institute, OmSTU, Omsk.

Correspondence address: sinicin_00@mail.ru

For citations

Busarov S. S., Kapelyukhovskaya A. A., Voronin V. V., Bakulin K. A., Sinitsin N. G. Reducing gas pressure pulsations in the suction line of a piston compressor when using throttle washers // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2024. Vol. 8, no. 2. P. 22–29. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-2-22-29.

Received February 09, 2024.

© S. S. Busarov, A. A. Kapelyukhovskaya,

V. V. Voronin,

K. A. Bakulin, N. G. Sinitsin



ПРОБЛЕМЫ СОГЛАСОВАННОСТИ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СЕКЦИЙ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА И ВЫБОРА АНТИПОМПАЖНЫХ РЕГУЛИРУЮЩИХ КЛАПАНОВ

А. Д. Ванышов^{1,2}, И. А. Январев¹

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

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

Рассмотрены варианты подхода к выбору типоразмера антипомпажных регулирующих клапанов применительно к двухсекционному (двухкорпусному) центробежному компрессорному агрегату, имеющему три контура регулирования (первая секция, вторая секция, общий контур). Показаны проблемы, возникающие при выборе клапана вследствие некорректного расчета газодинамических характеристик секций компрессора. Область применения — объекты добычи и компримирования природного и попутного нефтяного газа.

Ключевые слова: антипомпажный клапан, газодинамическая характеристика, газоперекачивающий агрегат, линия рециркуляции, компрессорная станция, компрессорная установка, центробежный компрессор.

Актуальность исследования

Совмещение характеристики сети (с учётом изменения положения регулирующего клапана) с газодинамическими характеристиками (ГДХ) компрессора (с учётом изменения частоты вращения ротора) позволяет проводить анализ совместной работы системы «компрессор-сеть».

В известной нормативно-технической литературе [1–4] отсутствуют требования или рекомендации к выбору типоразмера регулирующих (антипомпажных) клапанов для двухсекционных или двухкорпусных центробежных компрессорных агрегатов. Корректное решение данной задачи позволит успешно настроить систему противопомпажной защиты центробежного компрессора (ЦК), отработать алгоритмы пуска и останова [5]. Известны работы, посвященные динамическому анализу системы «компрессор-сеть» [6–12], которые позволяют выполнить оценку работоспособности системы, но требуют применения специального программного обеспечения. В работах [13–15] рассмотрены методики и получены рекомендации по выбору типоразмера антипомпажных регулирующих клапанов, в том числе с учётом сопротивления линии рециркуляции (ЛР).

По результатам анализа совместной работы системы «компрессор-сеть», применительно к двухсекционным или двухкорпусным ЦК (в общем случае, количество секций или корпусов ЦК может быть и более 2-х), можно судить о корректности выполнения газодинамических проектов подобных ЦК в части согласованности рабочих точек на ГДХ секций (корпусов) ЦК.

Объект исследования

Объектом исследования являлась компрессорная станция (КС), предназначенная для обеспече-

ния функционирования установки осушки попутного нефтяного газа и подачи его в магистральный газопровод внешнего транспорта.

Технологическая схема КС включает в себя четыре технологические линии (три в работе, одна в резерве), в каждой из которых установлены газоперекачивающие агрегаты (ГПА) с центробежным компрессором номинальной мощностью 16 (18) МВт. Проточная часть ЦК имеет двухсекционное исполнение, рабочие колеса секций развернуты всасывающими отверстиями в противоположные стороны (компоновка «спина к спине»), корпус цилиндрический с крышками вертикального разъёма. Привод ЦК осуществляется от газотурбинной установки (ГТУ) через повышающий редуктор (мультипликатор). Упрощенная схема одной технологической линии КС с двухсекционным ЦК показана на рис. 1 и включает следующее основное оборудование: входные сепараторы С-1/1, сепаратор на входе в первую секцию компрессора С-2/1, секция I ЦК, аппарат воздушного охлаждения газа АВО-1/1, сепаратор С-3/1 на выходе первой секции, секция II ЦК, аппарат воздушного охлаждения газа АВО-2, сепаратор С-4/1 на выходе второй секции компрессора, общий нагнетательный коллектор всех ГПА.

После ГКС газ направляется на установку осушки, состав оборудования которой: теплообменники, сепараторы, блок редуцирования с клапанами-регуляторами, низкотемпературные сепараторы, путевые подогреватели, средство измерения количества газа на рис. 1 не показаны.

Каждая технологическая линия КС имеет три линии рециркуляции для обеспечения режимов пуска, останова, выхода на режим, защиты от помпажа и регулирования. ЛР секции I с антипомпажным клапаном (АПК1) соединяет выход после сепаратора С-3/1 с входом в сепаратор С-2/1 (врезка после обратного клапана по ходу газа). Предназначена исключительно для защиты от помпажа секции I.

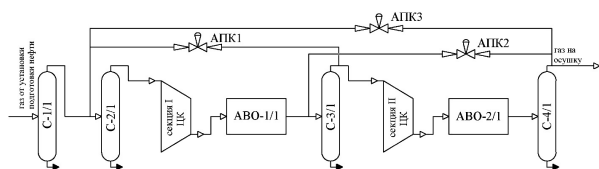


Рис. 1. Расчетная схема компрессорной станции с двухсекционным компрессором
Fig. 1. Design diagram of compressor station with two-section compressor

ЛР секции II с антипомпажным клапаном (АПК2) соединяет выход после сепаратора С-4/1 с входом в сепаратор С-3/1. Предназначена исключительно для защиты от помпажа секции II.

ЛР всего компрессора с антипомпажным регулирующим клапаном (АПК3) соединяет выход из сепаратора С-4/1 с входом в сепаратор С-2/1. Предназначена для процессов пуска и останова ЦК, регулирования байпасированием части сжатого газа, в том числе для защиты от превышения давления нагнетания предельно допустимого значения 6,3 МПа.

Кроме того, в технологической схеме всей КС предусмотрена ЛР с регулирующим клапаном (на схеме рис. 1 не показана), которая соединяет выходной трубопровод КС перед узлом измерения количества газа с кольцевым коллектором всасывания КС. Предназначена она для работы на «кольцо» всех трех рабочих ГПА ГКС с целью вывода на режим по достижению точки росы по воде и углеводородам.

Методика и результаты расчётного анализа

Анализ системы «компрессор-сеть» для газовых компрессорных станций с двухсекционными или двухкорпусными центробежными компрессорами может включать решение следующих задач:

- работа секции I компрессора на свою линию рециркуляции;
- работа секции II компрессора на свою линию рециркуляции с перепуском газа с линии нагнетания секции II на линию всасывания секции II, при этом секция I работает в максимально возможном диапазоне без байпасирования;
- работа компрессора на линию рециркуляции с перепуском газа с линии нагнетания секции II на линию всасывания секции I.

Итогом выполнения расчётного анализа являются:

- выбор типоразмера секционных и агрегатного антипомпажных регулирующих клапанов;
- выявление «узких» мест в трубопроводах обвязки технологического оборудования ГКС и линиях рециркуляции, ограничивающих пропускную способность на переходных режимах пуска и останова;
- определение вероятности превышения давления нагнетания компрессора расчетного давления.

Ниже рассмотрено решение поставленных задач для конкретной КС, схема которой представлена на рис. 1. Результатом решения поставленных задач является выбор рекомендаций по выбору типоразмера АПК и получение информации о корректности выполнения газодинамического проекта ЦК в части согласованности секций (корпусов) ЦК. Методика и алгоритм решения поставленных задач описаны в [13–16].

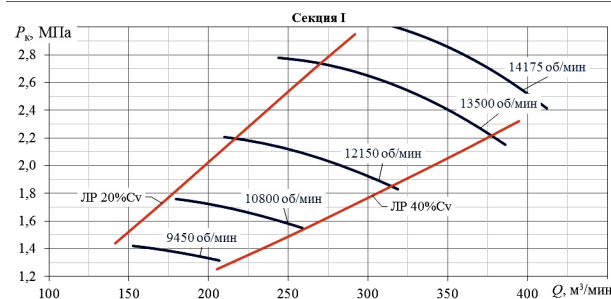


Рис. 2. ГДХ секции I в диапазоне от 14175 об/мин до 9450 об/мин и характеристика ЛР секции I с АПК1 10" Ду250 ($C_{vmax} = 1600$) открытым на 36 % (правая граница) и 20 % (левая граница) $P_{нл} = 0,75$ МПа, $T_{нл} = 40$ °С
Fig. 2. Gas dynamic characteristics of section I recirculation line with АПК1 10" Ду250 ($C_{vmax} = 1600$) open by 36 % (right boundary) and 20 % (left boundary) $P_{нл} = 0,75$ МПа, $T_{нл} = 40$ °С

Работа секции I на свою линию рециркуляции

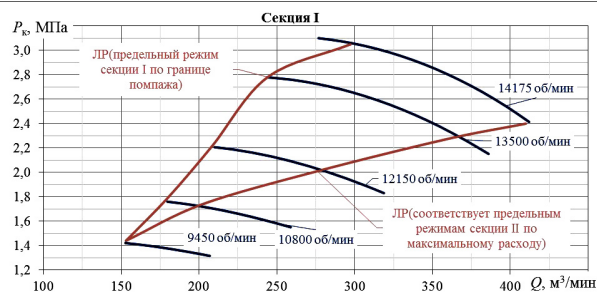
Линия рециркуляции секции I с перепуском газа с выхода из сепаратора С-3/1 на вход сепаратора С-2/1 через антипомпажный клапан АПК1 служит в основном для защиты от помпажа секции I и не используется для длительной работы на режиме «кольцо» секции I, поскольку в данном случае секция II окажется без расхода газа. Поэтому, с практической точки зрения, имеет смысл только работа секции I в свою линию рециркуляции в области малых расходов, т.е. вблизи левой границы ГДХ. Поэтому выбор типоразмера АПК должен производиться по линии режимов, ограниченной крайними левыми точками на ГДХ секции I. Маловероятно, но теоретически возможно, что могут создаться условия, особенно при работе на низких оборотах на пусковых режимах, когда для вывода из зоны помпажа секции I следует открывать АПК1 до максимальной производительности секции I. (Результаты расчета представлены на рис. 2.)

В итоге, для секции I выбран АПК осевого типа с линейной характеристикой RZD-RQX 10" (Ду250) с коэффициентом пропускной способности $C_{vmax} = 1600$. На рис. 2 изображена характеристика линии рециркуляции секции I с открытием АПК на 20 % ($C_v = 320$) и на 36–40 % ($C_v = 576$). Переход на меньший диаметр АПК1, т.е. для типоразмера RZD-RQX 8" (Ду200) с целью увеличения процента открытия клапана вблизи границы помпажа, приводит к недопустимому высокому увеличению числа Маха на выходе клапана (более 0,33) и большому уровню шума (более 110 дБ).

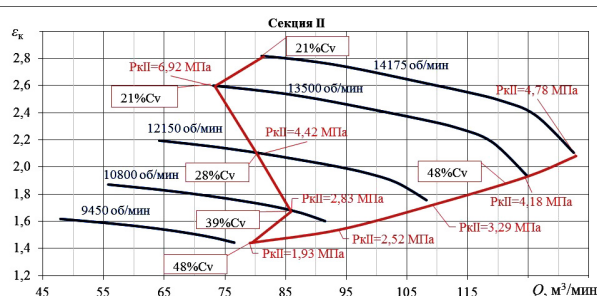
Таким образом, выбор типоразмера АПК1 целесообразно производить по линии режимов, ограниченной крайними левыми точками на ГДХ секции I.

Работа секции II на кольцо, при этом секция I работает в максимально возможном диапазоне без байпасирования

Линия рециркуляции секции II с перепуском газа с выхода из сепаратора С-4/1 на вход сепаратора С-3/1 через АПК2 служит в основном также для защиты от помпажа секции II и не используется для длительной работы на режиме «кольцо» секции II. В отличие от секции I работа в правой части ГДХ секции II более вероятна, т.к. производительность секции I в этом случае не будет нулевой, а будет



а)



б)

Рис. 3. ГДХ секции I (а) и секции II (б) в диапазоне от 14175 об/мин до 9450 об/мин и характеристика ЛР (а) с АПК2 RZD-RQX 6" Ду150 ($C_{vmax} = 580$), открытым на 48 % (правая граница) и с изменением степени открытия от 48 % до 21 % (левая граница): $P_{пл} = 0,75$ МПа, $T_{пл} = 40$ °С
Fig. 3. Gas dynamic characteristics of section I (a) and section II (b) in the range from 14175 rpm to 9450 rpm and characteristics of the recirculation line (a) with АПК2 RZD-RQX 6" DN150 ($C_{vmax} = 580$) open by 48 % (right boundary) and with change of opening degree from 48 % to 21 % (left boundary): $P_{пл} = 0,75$ МПа, $T_{пл} = 40$ °С

определяться положением рабочей точки на ГДХ секции II, т.е. секция II является сетью для секции I.

Типоразмер АПК секции II целесообразно выбирать по линии режимов, ограниченной крайними правыми точками на ГДХ секции II. Для секции II выбран АПК осевого типа RZD-RQX 6" (Ду150) с коэффициентом пропускной способности $C_v^{max} = 580$.

На рис. 3 показаны результаты расчёта рабочих точек на ГДХ секций I, II при условии работы на режиме байпасирования секции II. Максимальная пропускная способность АПК2 совместно с ЛР секции II соответствует совокупности крайних правых точек на ГДХ в диапазоне рабочих чисел оборотов от 14175 до 9450 об/мин. В случае корректного выполнения газодинамического проекта секций ЦК, отвечающего условию их согласованности по режимам работы, рабочие точки на ГДХ секции I также должны быть в правой части, в зоне максимальной производительности. На рис. 3б изображена характеристика линии рециркуляции секции II с открытием АПК2 на 48 % ($C_v = 278$). Она касается крайней правой точки ГДХ на частоте 13500 об/мин, на других частотах в диапазоне от 70 % до 105 % характеристика сети проходит правее. При этом следует обратить внимание, что для секции I (рис. 3а) рабочие точки не соответствуют крайнему правому положению (за исключением максимальных оборотов 14175 об/мин), а смещены влево. На самой низкой частоте 9450 об/мин рабочая точка находится в крайнем левом положении, т.е. на границе помпажа.

Получить аналогичную характеристику ЛР с АПК2 для левой части ГДХ секции II при фиксированной степени открытия АПК2 для всего

диапазона оборотов не представлялось возможным, т.к. только на высоких оборотах от 13500 до 14175 об/мин помпажные режимы секции II (рис. 3б) и секции I (рис. 3а) совпадают. При снижении оборотов, оставляя фиксированным положение открытия АПК2, рабочие точки секции I уходят далеко за границу помпажа. Поэтому для данной ситуации были выбраны предельно низкие по расходу режимы работы секции I с рабочими точками, лежащими на границе помпажа (рис. 3а), а рабочие точки секции II определялись подбором степени открытия АПК2 (рис. 3б). Со снижением оборотов по характеристике ЛР с АПК2, проходящей по границе помпажа секции I, рабочие точки секции II смещаются вправо вследствие увеличения степени открытия АПК2, вплоть до предельно максимальной производительности (даже выше) для 9450 об/мин. Положение открытия АПК2 меняется от 21 % ($C_v = 122$) до 48 % ($C_v = 278$). При такой несогласованности секций не только пусковые режимы, но и рабочие режимы компрессора с производительностью, близкой к минимальной, секции I не могут быть реализованы без частичного байпасирования секции II, причем степень открытия АПК2 необходимо изменять в зависимости от рабочей частоты вращения.

Приведенные результаты моделирования позволяют сделать вывод о том, что ГДХ секции I и секции II не согласуются между собой при условии одинаковой степени открытия АПК, что значительно усложняет эксплуатацию КС не только на режимах байпасирования (пуск, выход на режим, останов, антипомпажная защита), но и в том числе при нормальной работе на рабочих режимах. Вероятнее всего это связано с некорректным выполнением газодинамического проекта ЦК разработчиком.

Таким образом, типоразмер АПК2 секции II целесообразно выбирать по линии режимов, ограниченной крайними правыми точками на ГДХ секции II.

Работа компрессора на линию рециркуляции с перепуском газа с линии нагнетания секции II на линию всасывания секции I

Линия рециркуляции всего компрессора с перепуском газа с выхода сепаратора С-4/1 на вход в сепаратор С-2/1 через антипомпажный клапан АПК3 предназначена для процессов пуска и останова компрессора, вывода его на режим при работающих параллельно другим агрегатах, в том числе для регулирования байпасированием части сжатого газа, а также с целью защиты от превышения давления нагнетания предельно допустимого значения 6,3 МПа. Поэтому выбор типоразмера АПК3 должен выполняться по рабочим точкам как правой, так и левой границам диапазона возможной работы секции II с учётом возможностей секции I.

Особенностью данного клапана является очень большой перепад давлений между входом в клапан и выходом из него, а также вероятность образования жидкости в результате дросселирования. Во избежание повышенной вибрации и шума, эрозийного износа проточной части клапана, требуется клапан с несколькими ступенями сброса давления. В связи с этим для линии рециркуляции компрессора выбран регулирующий клапан осевого типа RZD-RMX3 12" (Ду300) с $C_v^{max} = 465$.

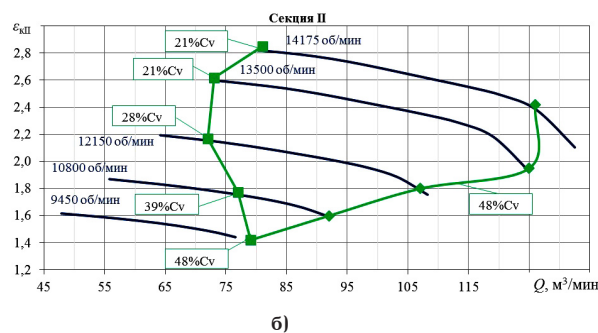
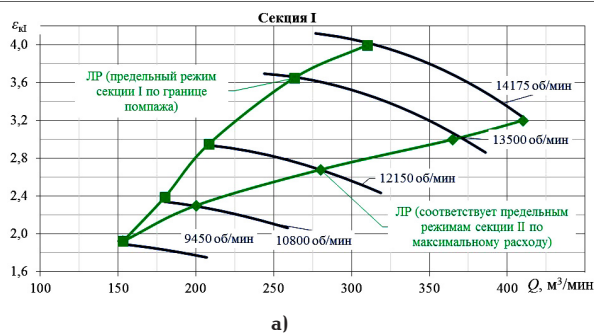


Рис. 5. Газодинамические характеристики секции I (а) и секции II (б) в рабочем диапазоне от 14175 об/мин до 9450 об/мин и характеристика сети с линией рециркуляции и АПКЗ, полученной расчётом в программе HYSYS:

$$P_{пл} = 0,75 \text{ МПа}, T_{пл} = 40 \text{ }^{\circ}\text{C}, \rho_{ст} = 0,727 \text{ кг/м}^3$$

Fig. 5. Gas dynamic characteristics of section I (a) and section II (b) in the operating range from 14175 rpm to 9450 rpm and characteristics of the network with the recirculation and ASV3 line obtained by calculation in the HYSYS program:

$$P_{пл} = 0,75 \text{ МПа}, T_{пл} = 40 \text{ }^{\circ}\text{C}, \rho_{ст} = 0,727 \text{ кг/м}^3$$

В целом, расположение границ совместной работы секций для линии рециркуляции секции II (рис. 3) и всего компрессора принципиально не меняется. В случае работы на общую линию рециркуляции компрессора через АПКЗ давление нагнетания секции II и секции I несколько выше, чем при работе на линию рециркуляции секции II из-за большего сопротивления линии.

Соответственно, установленные выше проблемы несогласованности секций будут усложнять эксплуатацию компрессорной установки и КС.

Результаты моделирования работы компрессора с перепуском газа с линии нагнетания секции II на линию всасывания секции I в программе HYSYS

Выполнено моделирование работы компрессора в программе HYSYS. В модель компрессора введены газодинамические характеристики секций в рабочем диапазоне оборотов.

Выполнены расчёты в статическом режиме работы трех компрессоров на станционную линию рециркуляции. Суть расчётов сводилась к выбору в автоматическом режиме положения рабочих точек на ГДХ секции I и секции II из условия обеспечения равенства давлений в точке врезки линии рециркуляции во всасывающий коллектор.

Динамический расчёт процесса пуска или останова компрессорных агрегатов и КС не проводился.

Расчётная схема КС месторождения и ГДХ компрессора с рабочей точкой показана на рис. 4.

Алгоритм расчёта с использованием расчётной модели HYSYS в целом аналогичен расчёту, реализованному в программе Excel, результаты которого приведены выше.

Параметры рабочих точек для каждой секции компрессора, полученные в результате итерационного расчёта в HYSYS во всем диапазоне чисел оборотов, нанесены на ГДХ секций компрессора и приведены на рис. 5. Т.е. результаты, полученные в HYSYS, обработаны в Excel и нанесены на общий график.

Обращает внимание некоторое несовпадение рабочих точек характеристики сети — станционной ЛР с линиями постоянных оборотов компрессора. Особенно расхождение заметно для секции II и для высоких чисел оборотов. По всей видимости, это расхождение объясняется различием методик поиска рабочей точки, а именно методикой пересчёта ГДХ на другие обороты и входные параметры.

В то же время следует обратить внимание, что качественная картина расположения рабочих точек, полученных расчётом по модели в HYSYS и по модели в Excel, совпадает. Самый главный результат такого совпадения — это подтверждение факта о несогласованности секций компрессора, что является следствием некорректного газодинамического проектирования ЦК, выполненного разработчиком либо для секции I, либо для секции II.

Заключение

Пример применения разработанной методики на конкретном технологическом объекте показал возможность получения рекомендаций по выбору диаметра антипомпажных и регулирующих клапанов, коэффициента пропускной способности и степени их открытия при работе во всем возможном диапазоне газодинамических характеристик компрессора. В результате расчётов установлена возможность работы на переходных режимах пуска, останова и рабочих режимах во всем диапазоне чисел оборотов компрессора при условии не превышения расчётного давления.

Приведенная методика позволила получить рекомендации по выбору типоразмера антипомпажных и регулирующих клапанов, коэффициента пропускной способности и степени их открытия для каждого контура регулирования при работе во всем возможном диапазоне газодинамических характеристик компрессора.

В результате расчётного анализа установлено несоответствие газодинамических характеристик секции I и секции II с учётом их совместной работы на одной частоте вращения.

Список источников

1. СТО Газпром 2-3.5-051-2006. Нормы технологического проектирования магистральных газопроводов. Введ. 2006 — 07 — 03. Москва: ООО ИРЦ Газпром, 2005. 198 с.
2. СТО Газпром 2-4.1-212-2008. Общие технические требования к трубопроводной арматуре, поставляемой на объекты ОАО «Газпром». Введ. 2008 — 06 — 14. Москва: ООО ИРЦ Газпром, 2008. 86 с.
3. Рекомендации по повышению виброустойчивости технологических трубопроводов при проектировании и реконструкции КЦ КС. Москва: ООО ВНИИГАЗ, 2002. 29 с.
4. API STD 617. Axial and Centrifugal Compressors and Expander-compressors for Petroleum, Chemical and Gas Industry Services. American Petroleum Institute. 2014. 386 p.

5. Щуровский В. А. Особенности статической и динамической работоспособности ЦБК и газотранспортной сети // Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования: тр. 18-го Междунар. симп. Санкт-Петербург, 2013. С. 53–58.
6. Zhang N., Malekgoudarzi M. Compressor surge control using a new robust adaptive method in the presence of uncertainty and unmatched disturbance // *Systems Science & Control Engineering*. 2020. № 8 (1). P. 405–412. DOI: 10.1080/21642583.2020.1785970.
7. Amin A. A. Mahmood-Ul-Hasan K. Advanced anti-surge control algorithm for turbine driven centrifugal compressors // *Science International (Lahore)*. 2015. Vol. 27 (3). P. 1845–1854.
8. Amin A. A., Maqsood M. T., Mahmood-Ul-Hasan K. Surge protection of centrifugal compressors using advanced anti-surge control system // *Measurement and Control*. 2021. Vol. 54. P. 1–16. DOI: 10.1177/0020294020983372.
9. Wolfswinkel van O., Smeulers J. P. M. Evaluation of Anti-Surge Control Concepts during ESD Simulation of dynamic process behaviour with PULSIM // *Engineering*. 2002. P. 1–6.
10. Morini M., Pinelli M., Venturini M. Development of a One-Dimensional Modular Dynamic Model for the Simulation of Surge in Compression Systems // *Journal of Turbomachinery*. 2007. Vol. 129 (3). P. 437–447. DOI: 10.1115/1.2447757.
11. Belardini E., Tapinassi L., Rubino D. T. Modeling of pressure dynamics during surge and ESD // 3rd Middle East Turbomachinery Symposium (METS III). Doha, 2015. P. 1–13.
12. Wilson J., Sheldon A. Matching antisurge control valve performance with integrated turbomachinery control systems // *Hydrocarbon Processing*. 2006. Vol. 85. P. 55–58.
13. Филькин Н. Ю., Ванияшов А. Д., Крупников А. В. Анализ режимов работы и выбор типоразмера цехового регулирующего клапана технологической обвязки компрессорных станций // *Динамика систем, механизмов и машин*. Омск, 10–12 ноября 2009 г. В 5 кн. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2009. Кн. 2. С. 158–162. ISBN 978-5-8149-0766-0.
14. Филькин Н. Ю., Ванияшов А. Д. Выбор типоразмера агрегатного и цехового регулирующих клапанов газоперекачивающих компрессорных станций на основе технико-экономических и гидравлических расчетов // *Вакуумная, компрессорная техника и пневмоагрегаты: сб. тр. 3-й Всерос. молодеж. науч.-практ. конф. Москва: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2010. С. 123–128. ISBN 978-5-900025-53-7.*
15. Филькин Н. Ю., Юша В. Л., Ванияшов А. Д. Оценка влияния конфигурации локальных участков трубопроводной обвязки компрессорных установок на их теплонапряженное состояние // Тр. 15-й Междунар. науч.-техн. конф. по компрессорной технике. Казань, 19–20 июля 2011 г. В 2 т. Казань: Слово, 2011. Т. 2. С. 21–28.
16. Ванияшов А. Д. Условно динамический анализ работы центробежного компрессора в агрегатную линию рециркуляции // *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*. 2024. Т. 8, № 1. С. 32–41. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-1-32-41. EDN: TDUJME.
- ВАНЯШОВ Александр Дмитриевич**, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» Омского государственного технического университета (ОмГТУ), г. Омск; начальник отдела по проектированию компрессорных станций ОАО «Сибнефтьтранспроект», г. Омск.
SPIN-код: 1103-5921
AuthorID (РИНЦ): 285096
AuthorID (SCOPUS): 8300390600
Адрес для переписки: adv@omgtu.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

Для цитирования

Ванияшов 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.

Статья поступила в редакцию 20.02.2024 г.
© А. Д. Ванияшов, И. А. Январев



PROBLEMS OF CONSISTENCY OF GAS DYNAMIC CHARACTERISTICS OF CENTRIFUGAL COMPRESSOR SECTIONS AND SELECTION OF ANTI-SURGE CONTROL VALVES

A. D. Vanyashov^{1,2}, I. A. Yanvarev¹

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

² OJSC «Sibneftetransproekt»,
Russia, Omsk, Irtyshskaya Embankment str., bld. 11/1, 644042

Options of approach to selection of standard size of anti-surge control valves in relation to two-section (two-shell) centrifugal compressor unit with three control circuits (first section, second section, general circuit) are considered. The problems arising from valve selection due to incorrect calculation of gas dynamic characteristics of compressor sections are shown. Field of application — natural and associated gas production and compression facilities.

Keywords: anti-surge valve, gas dynamic characteristic, gas compressor unit, recirculation line, compressor station, compressor unit, centrifugal compressor.

References

1. STO Gazprom 2-3.5-051-2006. Normy tekhnologicheskogo proyektirovaniya magistral'nykh gazoprovodov [Standards for technological design of main gas pipelines]. Moscow, 2005. 198 p. (In Russ.).
2. STO Gazprom 2-4.1-212-2008. Obshchiye tekhnicheskiye trebovaniya k truboprovodnoy armature, postavlyayemoy na ob"yekty OAO «Gazprom» [General technical requirements for pipeline fittings supplied to the facilities of OJSC «Gazprom»]. Moscow, 2008. 86 p. (In Russ.).
3. Rekomendatsii po povysheniyu vibroustoychivosti tekhnologicheskikh truboprovodov pri proyektirovanii i rekonstruktsii KT KS [Recommendations for increasing the vibration resistance of process pipelines during the design and reconstruction of Compressor shop Compressor station]. Moscow, 2002. 29 p. (In Russ.).
4. API STD 617. Axial and Centrifugal Compressors and Expander-compressors for Petroleum, Chemical and Gas Industry Services. American Petroleum Institute. 2014. 386 p. (In Engl.).
5. Shchurovskiy V. A. Osobennosti staticheskoy i dinamicheskoy rabotosposobnosti TsBK i gazotransportnoy seti [Features of static and dynamic performance of the pulp and paper mill and gas transportation network] // Potrebiteli-proizvoditeli kompressorov i kompressornogo oborudovaniya. *Consumers-Manufacturers of Compressors and Compressor Equipment*. Saint Petersburg, 2013. P. 53–58. (In Russ.).
6. Zhang N., Malekgoudarzi M. Compressor surge control using a new robust adaptive method in the presence of uncertainty and unmatched disturbance // *Systems Science & Control Engineering*. 2020. № 8 (1). P. 405–412. DOI: 10.1080/21642583.2020.1785970. (In Engl.).
7. Amin A. A., Mahmood-Ul-Hasan K. Advanced anti-surge control algorithm for turbine driven centrifugal compressors // *Science International (Lahore)*. 2015. Vol. 27 (3). P. 1845–1854. (In Engl.).
8. Amin A. A., Maqsood M. T., Mahmood-Ul-Hasan K. Surge protection of centrifugal compressors using advanced anti-surge control system // *Measurement and Control*. 2021. Vol. 54. P. 1–16. DOI: 10.1177/0020294020983372. (In Engl.).
9. Wolfswinkel van O., Smeulders J. P. M. Evaluation of Anti-Surge Control Concepts during ESD Simulation of dynamic process behaviour with PULSIM // *Engineering*. 2002. P. 1–6. (In Engl.).
10. Morini M., Pinelli M., Venturini M. Development of a One-Dimensional Modular Dynamic Model for the Simulation of Surge in Compression Systems // *Journal of Turbomachinery*. 2007. Vol. 129 (3). P. 437–447. DOI: 10.1115/1.2447757. (In Engl.).
11. Belardini E., Tapinassi L., Rubino D. T. Modeling of pressure dynamics during surge and ESD // 3rd Middle East Turbomachinery Symposium (METS III). Doha, 2015. P. 1–13. (In Engl.).
12. Wilson J., Sheldon A. Matching antisurge control valve performance with integrated turbomachinery control systems // *Hydrocarbon Processing*. 2006. Vol. 85. P. 55–58. (In Engl.).
13. Filkin N. Yu., Vanyashov A. D., Krupnikov A. V. Analiz rezhimov raboty i vybor tiporazmera tsekhovogo reguliruyushchego klapana tekhnologicheskoy obvyazki kompressornykh stantsiy [Analysis of operating modes and selection of standard size of a shop control valve for the process piping of compressor stations] // *Dinamika sistem, mekhanizmov i mashin. Dynamics of Systems, Mechanisms and Machines*. In 5 bks. Omsk, 2009. Bk. 2. P. 158–162. ISBN 978-5-8149-0766-0. (In Russ.).
14. Filkin N. Yu., Vanyashov A. D. Vybor tiporazmera agregatnogo i tsekhovogo reguliruyushchikh klapanov gazoperekachivayushchikh kompressornykh stantsiy na osnove tekhniko-ekonomicheskikh i gidravlicheskikh raschetov [Selection of standard size of unit and shop control valves of gas pumping compressor stations based on technical, economic and hydraulic calculations] // *Vakuumnaya, kompressornaya tekhnika i pnevmoagregaty. Vacuum, Compressor Technology and Pneumatic Units*. Moscow, 2010. P. 123–128. ISBN 978-5-900025-53-7. (In Russ.).
15. Filkin N. Yu., Yusha V. L., Vanyashov A. D. Otsenka vliyaniya konfiguratsii lokal'nykh uchastkov truboprovodnoy obvyazki kompressornykh ustanovok na ikh teplonapryazhennoye sostoyaniye [Assessment of the influence of the configuration of local sections of piping of compressor units on their thermally stressed state] // *Trudy 15-y Mezhdunar. nauch.-tekhn. konf. po kompressornoy tekhnike. Proceedings of the 15th Int. Scientific-Technical Conf. on Compressor Technology*. In 2 vols. Kazan, 2011. Vol. 2. P. 21–28. (In Russ.).
16. Vanyashov A. D. Uslovno dinamicheskii analiz raboty tsentrobezhnogo kompressora v agregatnuyu liniyu retsirkulyatsii

[Conditionally dynamic analysis of the centrifugal compressor operation in the aggregate recirculation line] // Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatcionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2024. Vol. 8, no. 1. P. 32–41. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-1-32-41. EDN: TDUJME. (In Russ.).

VANYASHOV Aleksandr Dmitriyevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department, Omsk State Technical University (OmSTU), Omsk; Head of Compressor Station Design Department, OJSC «Sibnefttetransproekt», Omsk.

SPIN-code: 1103-5921

AuthorID (RSCI): 285096

AuthorID (SCOPUS): 8300390600

Correspondence address: adv@omgtu.ru

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

SPIN-code: 8964-1929

AuthorID (RSCI): 489402

AuthorID (SCOPUS): 8384597800

Correspondence address: iayanvarev@mail.ru

For citations

Vanyashov A. D., Yanvarev I. A. Problems of consistency of gas dynamic characteristics of centrifugal compressor sections and selection of anti-surge control valves // *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.

Received February 20, 2024.

© A. D. Vanyashov, I. A. Yanvarev



ИССЛЕДОВАНИЕ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ КИПЕНИИ НАНОЖИДКОСТИ НА ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА С НАНОРЕЛЬЕФОМ

Е. Н. Слободина, А. Г. Михайлов, Е. А. Рогачев, А. М. Парамонов, Е. А. Гасс

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

Расчетные и экспериментальные исследования процессов тепломассопереноса при кипении жидкостей, выполняющих роль теплоносителей, в настоящее время являются актуальными, так как охватывают многие области энергетики и могут способствовать развитию новых способов повышения эффективности энерговырабатывающих станций. При использовании наножидкостей в качестве теплоносителей при температуре насыщения с практической точки зрения интерес вызывают процессы осаждения наночастиц с последующим формированием нанослоя на нагретой поверхности. Исследование процессов образования нанослоя при кипении имеет цель: оценка влияния отложений на теплообмен при кипении. В результате проведенных экспериментальных исследований показано, что при достижении температуры насыщения в наножидкости формируются отложения на теплообменной поверхности, обладающие пористой структурой, что вызывает качественные изменения твердой поверхности нагревателя — изменяется величина шероховатости. При этом на начальном этапе величина шероховатости растет, что обусловлено осаждением наночастиц на поверхности нагрева, но через определенное время величина шероховатости убывает из-за выравнивания профиля отложений.

Ключевые слова: наножидкость, наночастицы, температура насыщения, кипение, теплообмен, коэффициент теплоотдачи.

I. Введение

Расчетные и экспериментальные исследования процессов тепломассопереноса при кипении жидкостей, выполняющих роль теплоносителей, в настоящее время являются актуальными, так как охватывают многие области энергетики и могут способствовать развитию новых способов повышения эффективности энерговырабатывающих станций. Кипение — процесс образования пара в объеме жидкости. При погружении в жидкость нагреваемой поверхности (нагревателя) с температурой, которая однозначно должна превышать температуру насыщения суспензии, на внешней поверхности нагревателя начнется процесс образования пара. Величина перегрева определяется присутствием возможных центров образования пара (шероховатости, микровпадины и т.п.). Режим зародышевого кипения является одним из эффективных способов теплопередачи благодаря высокому коэффициенту теплоотдачи и низкому перегреву поверхности нагрева. Режим пузырькового кипения ограничен началом зародышевого кипения и критическим тепловым потоком.

Изучение процесса кипения крайне сложно в связи с наличием множества гидродинамических и термодинамических переменных. Поэтому имеются различные расчетные методики (в том числе и эмпирические) для определения коэффициента теплоотдачи при кипении. С созданием новых типов рабочих тел или теплоносителей, заметно влияющих на микрорельеф поверхностей нагрева, классические корреляции имеют ряд ограничений.

Наножидкость — относительно новый вид теплоносителя, являющийся дисперсией на основе воды (либо различных органических жидкостей) и наночастиц, отличающихся химическим составом и концентрациями [1, 2].

II. Постановка задачи

Исследование процессов образования нанослоя при кипении наножидкости имеет цель: оценка влияния отложений на теплообмен при кипении.

III. Теория

Существует два основных метода подготовки наножидкостей: одностадийный и двухстадийный. Каждый метод имеет свои преимущества и недостатки. В одностадийном — наночастицы одновременно синтезируются и диспергируются в базовой жидкости. В двухстадийном методе эти процессы происходят раздельно. К преимуществам одностадийного метода можно отнести возможность контроля размера и морфологии наночастиц, меньший риск агрегации и окисления, лучший контроль над поверхностными свойствами. К недостаткам данного метода можно отнести относительную дороговизну и низкую производительность. При двухстадийном методе возможны промышленное производство и закупка наночастиц у производителя, после чего наночастицы добавляются в базовую жидкость и получается наножидкость. Такой метод удобнее и дешевле, чем одностадийный, однако риск агрегации больше. Кроме того, по мнению некоторых исследователей, двухстадийный метод при-

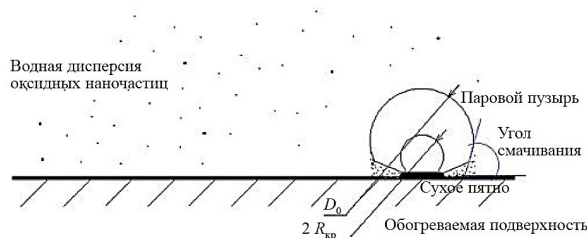


Рис. 1. Образование парового пузыря в дисперсии [1]
Fig. 1. Formation of a vapor bubble in the dispersion [1]

меним только для наножидкостей с использованием наночастиц из оксидов и не применим для наночастиц из чистых металлов [1]. В целях обеспечения стабильности коллоидного раствора (предотвращения агломерации и оседания наночастиц) крайне важно контролировать показатель pH жидкости и добавлять поверхностно-активные вещества (ПАВ) [3, 4].

Система для экспериментального и расчетного исследований — твердая поверхность — жидкость — состоит из гладкой или со стандартной величиной шероховатости поверхности нагрева и наножидкостью при температуре насыщения с концентрацией наночастиц до 0,1 %. Допускается, что наночастицы в жидкости движутся хаотично и не образуют отложения на поверхности до начала процесса кипения.

1. *Первые паровые пузыри.* Паровой пузырь формируется с критическим радиусом и увеличивается в размерах до значений отрывного диаметра.

В результате процессов парообразования в наножидкости наночастицы в пузырь полностью не переходят, а остаются на его внешних границах или перемещаются под пузырь, образуя жидкий микрослой (рис. 1) [1].

Согласно исследованиям различных авторов [1–6], основной причиной оседания наночастиц является регулярное формирование, отрыв и движение пузырей пара.

2. *Образование первого слоя — взаимодействие типа частица–поверхность.* Во время проведения экспериментальных исследований при кипении наножидкости отмечается формирование различных образований на твердой нагретой поверхности в виде отложений, количество и структура которых определяется тепломассообменными процессами в суспензии и фиксацией частиц на внешней твердой поверхности [1, 3, 5].

3. *Образование второго и последующих слоев частиц — взаимодействие типа частица–частица.* Отложения в виде покрытий на твердой поверхности формируются не равномерно по всей поверхности, а занимают определённые площади. По мере нарастания отложений эти площади переходят в области с более плотным строением, которые окружены «рыхлыми» отложениями. Это свидетельствует о формировании нанослоя на поверхности нагрева (нанорельефа). Возникающие неровности являются центрами парообразования.

4. *Влияние шероховатости нанослоя на коэффициент теплоотдачи при кипении.* Следует заметить важное влияние условий на поверхности теплообмена на процесс пузырькового кипения. Различного рода микронеровности, сформированный нанорельеф приводят к изменению кривой кипения, т.е. процессы происходят при меньших перегревах стенки [7].

Коэффициент теплоотдачи при кипении α в общем случае представляет собой отношение плотности теплового потока к разности температур стенки и насыщения.

$$\alpha = \frac{q}{t_c - t_n}, \quad (1)$$

где q — плотность теплового потока в Вт/м²;

t_n, t_c — температуры насыщения и стенки соответственно.

Из литературных источников [7–10] известны выражения для определения коэффициента теплоотдачи при кипении с учетом условий на поверхности (шероховатости)

$$\alpha = 31,4 \frac{p_c^{0,2}}{M^{0,1} T_c^{0,9}} (8R_a)^{\frac{1-p^*}{5}} \times \frac{(p^*)^{0,23}}{(1 - 0,99p^*)^{0,9}} q^{0,8}, \quad (2)$$

где $p^* = p_s/p_c$ отношение давлений;

p_s, p_c — рабочее и критическое давление (Па);

M — молярная масса (г/моль);

T_c — критическая температура (К);

R_a — среднеарифметическое отклонение профиля.

Таким образом, при пузырьковом кипении на коэффициент теплоотдачи оказывает влияние образование отложений, формирующих шероховатость поверхности.

IV. Результаты экспериментальных и расчетных исследований

Приготовление наножидкости — важный этап при экспериментальных исследованиях их теплофизических свойств. Для исследований, проводимых в лабораториях кафедры «Теплоэнергетика» Омского государственного технического университета, выбран двухэтапный метод получения наножидкости. В качестве базовой жидкости использовалась дистиллированная вода, в которой диспергировались наночастицы оксида алюминия (Al_2O_3) (рис. 2). Полученная суспензия помещалась в ультразвуковую ванну WUC-АОЗН, в которой происходила гомогенизация дисперсии, на период времени не менее 60 минут. В ходе подготовки наножидкостей применялись ПАВ. В ходе экспериментальных исследований установлено наличие стабильных теплофизических свойств полученного теплоносителя.

Для изучения процессов кипения, образования отложений и определения коэффициента теплоотдачи проведены экспериментальные исследования на кафедре «Теплоэнергетика». Опытный нагреваемый образец — нихромовая нить помещается внутрь сосуда с наножидкостью. Нить включена в электрическую цепь с автотрансформатором, с помощью которого осуществляется изменение мощности тока, подаваемого на нить и, как следствие, — изменение теплового потока от нити в жидкость. Электрическая мощность определяется по значению напряжения и силы тока. Величина электрического тока рассчитывается путем измерения падения напряжения на образцовом сопротивлении, включенном в цепь последовательно с исследуемым образцом. Температура наножидкости измеряется хромель-копелевыми термомпарами [4].

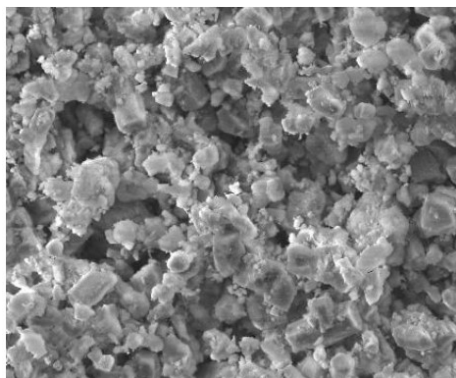


Рис. 2. Образец наночастиц:
оксид алюминия Al_2O_3
Fig. 2. Sample of nanoparticles: aluminum oxide
 Al_2O_3

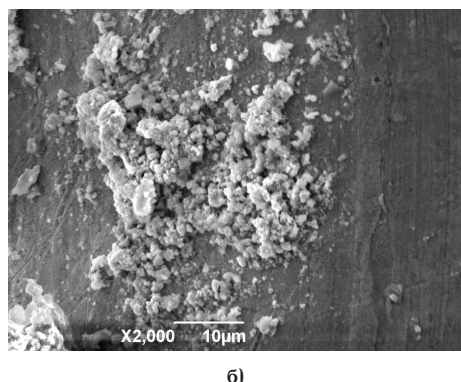
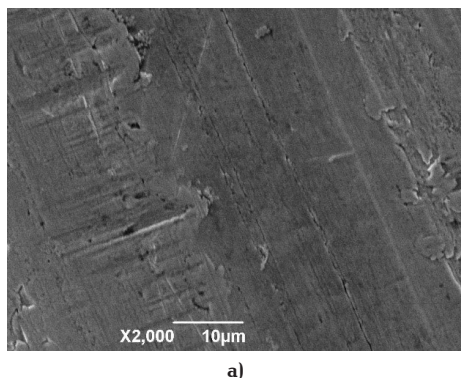


Рис. 3. Образцы теплообменной поверхности
до (а) и после нагрева (б)
Fig. 3. Samples of the heat exchange surface
before (a) and after heating (б)

Величина шероховатости (наличие отложений) поверхности нагревателя определяется с помощью растрового электронного микроскопа (рис. 3).

При оценке качества нагреваемой поверхности во время экспериментальных исследований установлено формирование пористого слоя на нагретой поверхности при кипении наножидкости. С учетом литературных данных и результатов экспериментальных исследований предполагается образование данного слоя за счет осаждения определенного количества наночастиц на поверхности нагревателя. Образование пористого слоя изменяет величину шероховатости и, следовательно, смачиваемости поверхности [1, 4].

Также определено, что нанослой образован из отдельных зерен, характерные размеры которых

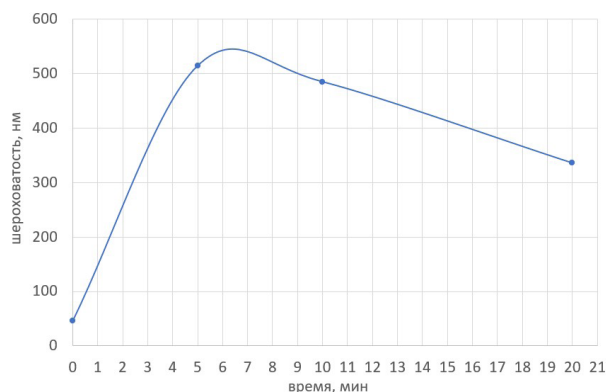


Рис. 4. График изменения шероховатости поверхности
с течением времени
Fig. 4. Graph of surface roughness changes over time

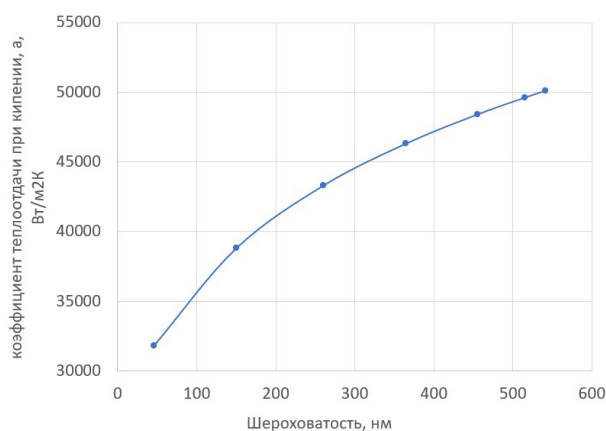


Рис. 5. Зависимость коэффициента теплоотдачи
при кипении от шероховатости поверхности нагрева
Fig. 5. Dependence of the heat transfer coefficient at boiling on
the roughness of the heating surface

сравнимы с размерами наночастиц в дисперсии (в среднем около 100 нанометров).

При проведении экспериментальных исследований на опытном стенде получены несколько образцов, покрытых наночастицами. Все образцы находились в одинаковых условиях, различалось только время пребывания в кипящей наножидкости. В научно-образовательном ресурсном центре «Нанотехнологии» образцы проанализированы под атомно-силовым микроскопом. Получены данные о структуре наночастиц на поверхности нитей.

По полученным данным был построен график изменения шероховатости поверхности с течением времени при плотности теплового потока $q = 1 \text{ МВт/м}^2$ и концентрации $C = 0,1 \%$ (рис. 4).

Значение шероховатости определено экспериментально, коэффициент теплоотдачи рассчитан в соответствии с выражением (2), предложенным в [8] (рис. 5).

Формирование слоя отложений вызывает изменение температуры стенки [11, 12]. Результаты расчетных исследований по определению зависимости температуры стенки от шероховатости представлены графически (рис. 6). Значение шероховатости определено экспериментально, температура стенки рассчитана в соответствии с уравнением (1).

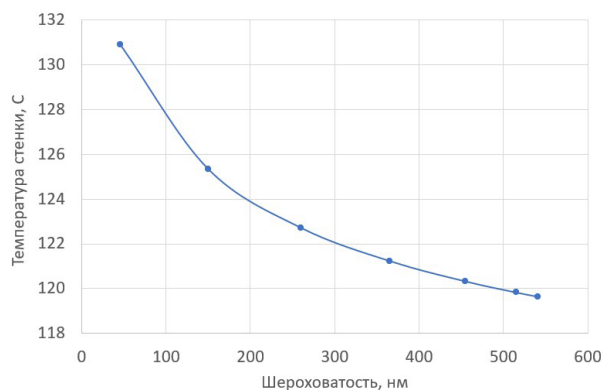


Рис. 6. Зависимость температуры стенки от шероховатости стенки
Fig. 6. Dependence of wall temperature on wall roughness

V. Обсуждения результатов

Со временем неровность нанослой уменьшается, т.к. при отрыве парового пузыря часть частиц заполняет впадины и уменьшает глубину последних. Формируется новый слой отложений. Твердая поверхность становится более гладкой (рис. 4).

В области роста шероховатости, вызванного отложениями наночастиц, коэффициент теплоотдачи увеличивается. При уменьшении шероховатости из-за выравнивания внешней поверхности отложений коэффициент теплоотдачи уменьшается. Эта область не представлена на графике (рис. 5).

В области роста шероховатости от 50 до 550 нм, вызванного отложениями наночастиц, температура стенки уменьшается с 131 до 119 °C (рис. 6).

Изменение температуры стенки приводит к изменению перегрева жидкости. Это оказывает влияние на величину коэффициента теплоотдачи при кипении.

VI. Заключение

В результате проведенных экспериментальных и расчетных исследований процесса кипения суспензии (наножи́дкости) на основе дистиллированной воды с добавлением наночастиц оксида алюминия сделаны следующие выводы:

— в ходе осуществления экспериментальных исследований установлено, что при кипении наножи́дкости формируются пористые отложения на нагретой твердой поверхности;

— отмечено изменение шероховатости от 50 нм до 550 нм при концентрации наночастиц 0,1 % в жидкости с течением времени и постоянной плотности теплового потока 1 МВт;

— экспериментально установлено, что со временем шероховатость, вызванная осаждением наночастиц из наножи́дкости, возрастает, но через некоторое время поверхность становится более гладкой;

— в результате проведенных расчетных исследований показано, что увеличение шероховатости поверхности нагрева ведет к росту коэффициента теплоотдачи при кипении и уменьшению температуры поверхности нагрева.

Список источников

1. Сироткина А. Л., Федорович Е. Д., Сергеев В. В. Образование пористого слоя наночастиц на поверхности нагревателя при кипении наножи́дкости // Теплофизика высо-

ких температур. 2018. Т. 56, № 5. С. 805–812. DOI: 10.31857/S004036440002710-5. EDN: VPUYOT.

2. Макеев А. Н., Кирюхин Я. А. Проблемы и перспективы использования наножи́дкостей в теплоэнергетике // Вестник Дагестанского государственного технического университета. Технические науки. 2022. Т. 49, № 3. С. 24–31. DOI: 10.21822/2073-6185-2022-49-3-24-31. EDN: VAAQFW.

3. Okonkwo E. C., Wole-Osho I., Almanassra I. W. [et al.]. An updated review of nanofluids in various heat transfer devices // Journal of Thermal Analysis and Calorimetry. 2021. Vol. 145. P. 2817–2872. DOI: 10.1007/s10973-020-09760-2.

4. Слободина Е. Н., Михайлов А. Г., Гасс Е. А. Экспериментальные и расчетные исследования процесса кипения наножи́дкости // Известия Трансиба. 2023. № 1 (53). С. 103–109. EDN: NYYGES.

5. Fedorovich E. D., Kovalenko A. N., Makukhin S. S. Modeling the Capillary Inflow of a Liquid to Dry Spots Above Vapor Bubbles as a Factor of Increasing the Critical Heat-Flux Density During the Boiling on a Porous Surface // Journal of Engineering Physics and Thermophysics. 2022. Vol. 95, № 2. P. 473–483. DOI: 10.1007/s10891-022-02504-z.

6. Васильев Н. В., Вараксин А. Ю., Зейгарник Ю. А. [и др.]. Характеристики кипения воды, недогретой до температуры насыщения, на структурированных поверхностях // Теплофизика высоких температур. 2017. Т. 55, № 6. С. 712–719. DOI: 10.7868/S0040364417060060. EDN: XHDQOH.

7. Справочник по теплообменникам. В 2 т. / Пер. с англ. под ред. О. Г. Мартыненко [и др.]. Москва: Энергоатомиздат, 1987. Т. 1. 560 с.

8. Henning F., Andrea L. Nucleate Boiling in Water for Different Pressures // International Refrigeration and Air Conditioning Conference. 2008. Paper 982. URL: <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/982> (дата обращения: 21.02.2024).

9. Slobodina E. N., Mikhailov A. G. Application peculiarities of the higher temperature fluids containing nanoparticles in gas-tube boilers // Journal of physics: Conference series. Series 15th International Scientific and Technical Conference, PESPC 2020. Saratov. 2020. Vol. 1652. P. 012037. DOI: 10.1088/1742-6596/1652/1/012037.

10. Лисинь Ч. Критический тепловой поток в микроканалах и в замкнутом пространстве. Обзор экспериментальных исследований и методов прогнозирования // Российский химический журнал. 2011. Т. LV, № 2. С. 85–98.

11. Терехов В. И., Калинина С. В., Леманов В. В. Механизм теплопереноса в наножи́дкостях: современное состояние проблемы (обзор). Часть 2. Конвективный теплообмен // Теплофизика и аэромеханика. 2010. Т. 17, № 2. С. 173–188. EDN: NDNMOT.

12. Rahimian A., Kazeminejad H., Khalafi H. [et al.]. Boiling Heat Transfer and Critical Heat Flux Enhancement Using Electrophoretic Deposition of SiO₂ Nanofluid // Science and Technology of Nuclear Installations. 2019. Vol. 2019 (5-6). 1272156. P. 1–10. DOI: 10.1155/2019/1272156.

СЛОБОДИНА Екатерина Николаевна, кандидат технических наук, доцент кафедры «Теплоэнергетика» Омского государственного технического университета (ОмГТУ), г. Омск.

SPIN-код: 3785-9045

ORCID: 0000-0002-5168-2502

ResearcherID: R-7340-2016

Адрес для переписки: slobodina_e@mail.ru

МИХАЙЛОВ Андрей Гаррьевич, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Теплоэнергетика» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 7337-8036



AuthorID (РИНЦ): 385534
AuthorID (SCOPUS): 56503044200

РОГАЧЕВ Евгений Анатольевич, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Физика» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 1373-4622

ORCID: 0000-0003-2622-7492

AuthorID (SCOPUS): 56503848300

ResearcherID: AAS-1459-2020

ПАРАМОНОВ Александр Михайлович, доктор технических наук, доцент (Россия), профессор кафедры «Теплоэнергетика» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 8602-0554

AuthorID (РИНЦ): 664116

AuthorID (SCOPUS): 16474089900

ResearcherID: D-4355-2016

ГАСС Евгений Андреевич, магистрант кафедры «Теплоэнергетика» ОмГТУ, г. Омск.

Для цитирования

Слободина Е. Н., Михайлов А. Г., Рогачев Е. А., Парамонов А. М., Гасс Е. А. Исследование интенсификации теплообмена при кипении наножидкости на поверхности нагрева с нанорельефом // Омский научный вестник. Сер. Авиац-онно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2024. Т. 8, № 2. С. 38 – 44. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-2-38-44.

Статья поступила в редакцию 22.04.2024 г.

© Е. Н. Слободина, А. Г. Михайлов,

Е. А. Рогачев,

А. М. Парамонов, Е. А. Гасс

THE STUDY OF HEAT TRANSFER INTENSIFICATION DURING BOILING OF A NANOFLUID ON A HEATING SURFACE WITH A NANORELIEF

E. N. Slobodina, A. G. Mikhailov, E. A. Rogachev, A. M. Paramonov, E. A. Gass

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

The study of the boiling liquids processes is currently relevant, as it affects many energy areas and can offer new ways to improve the efficiency of energy plants. The properties and the nanolayer formation processes on the heater surface are the area of interest. Modification of the heater surface in power machinery with the formation of a porous layer on them is more promising than using nanofluid as a heat transfer fluid. The research of the nanolayer formation a during boiling provides insights into its properties and its effect on heat transfer during boiling. It has been experimentally established that when the suspension boils, porous deposits form on the heat exchange surface. Initially, the roughness caused by the deposition of nanoparticles increases, but after a while it begins to decrease due to the alignment of the sediment profile.

Keywords: nanofluid, nanoparticles, saturation temperature, boiling, heat transfer, heat transfer coefficient.

References

1. Sirotkina A. L., Fedorovich E. D., Sergeyev V. V. Obrazovaniye poristogo sloya nanochastits na poverkhnosti nagrevatelya pri kipenii nanozhidkosti [Formation of a porous nanoparticle layer on a heater surface upon the boiling of a nanofluid] // *Teplofizika vysokikh temperature. High Temperature*. 2018. Vol. 56, no. 5. P. 805–812. DOI: 10.31857/S004036440002710-5. EDN: VPUYOT. (In Russ.).
2. Makeyev A. N., Kiryukhin Ya. A. Problemy i perspektivy ispol'zovaniya nanozhidkostey v teploenergetike [Problems and prospects for the use of nanofluids in thermal power engineering] // *Vestnik Dagestanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Tekhnicheskiye nauki. Herald of Daghestan State Technical University. Technical Sciences*. 2022. Vol. 49, no. 3. P. 24–31. DOI: 10.21822/2073-6185-2022-49-3-24-31. EDN: VAAQFW. (In Russ.).
3. Okonkwo E. C., Wole-Osho I., Almanassra I. W. [et al.]. An updated review of nanofluids in various heat transfer devices // *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. 2021. Vol. 145. P. 2817–2872. DOI: 10.1007/s10973-020-09760-2. (In Engl.).
4. Slobodina E. N., Mikhaylov A. G., Gass E. A. Eksperimental'nyye i raschetnyye issledovaniya protsessov kipeniya nanozhidkosti [Experimental and computational studies of the nanofluidic boiling process] // *Izvestiya Transsiba. Journal of Transsib Railway Studies*. 2023. No. 1 (53). P. 103–109. EDN: NYYGES. (In Russ.).
5. Fedorovich E. D., Kovalenko A. N., Makukhin S. S. Modeling the Capillary Inflow of a Liquid to Dry Spots Above Vapor Bubbles as a Factor of Increasing the Critical Heat-Flux Density During the Boiling on a Porous Surface // *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. 2022. Vol. 95, no. 2. P. 473–483. DOI: 10.1007/s10891-022-02504-z. (In Engl.).
6. Vasilyev N. V., Varaksin A. Yu., Zeygarnik Yu. A. [i dr.] Kharakteristiki kipeniya vody, nedogretoy do temperatury nasyscheniya, na strukturirovannykh poverkhnostyakh [Characteristics of subcooled water boiling on structured surfaces] // *Teplofizika vysokikh temperatur. High Temperature*. 2017. Vol. 55, no. 6. P. 712–719. DOI: 10.7868/S0040364417060060. EDN: XHDQOH. (In Russ.).
7. Spravochnik po teploobmennikam. V 2 t. [Handbook of heat exchangers. In 2 vols.] / trans. from Engl. by O. G. Martynenko [et al.]. Moscow, 1987. Vol. 1. 560 p. (In Russ.).
8. Henning F., Andrea L. Nucleate Boiling in Water for Different Pressures // *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. 2008. Paper 982. URL: <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/982> (accessed: 21.02.2024). (In Engl.).
9. Slobodina E. N., Mikhailov A. G. Application peculiarities of the higherature fluids containing nanoparticles in gas-tube boilers // *Journal of physics: Conference series*. Series 15th International Scientific and Technical Conference, PESPC 2020". Saratov. 2020. Vol. 1652. P. 012037. DOI: 10.1088/1742-6596/1652/1/012037.10. (In Engl.).
10. Lisin' Ch. Kriticheskiy teplovoy potok v mikrokanalakh i v zamknutom prostranstve. Obzor eksperimental'nykh issledovaniy i metodov prognozirovaniya [Critical heat flow in microchannels and in a confined space. Review of experimental studies and forecasting methods] // *Rossiyskiy khimicheskiy zhurnal. Russian Journal of General Chemistry*. 2011. Vol. LV, no. 2. P. 85–98. (In Russ.).
11. Terekhov V. I., Kalinina S. V., Lemanov V. V. Mekhanizm teploperenosa v nanozhidkostyakh: sovremennoye sostoyaniye problemy (obzor). Chast' 2. Konvektivnyy teploobmen [The mechanism of heat transfer in nanofluids: state of the art (review). Part 2. Convective heat transfer] // *Teplofizika i aeromekhanika. Thermophysics and Aeromechanics*. 2010. Vol. 17, no. 2. P. 173–188. EDN: NDNMOT. (In Russ.).
12. Rahimian A., Kazeminejad H., Khalafi H. [et al.]. Boiling Heat Transfer and Critical Heat Flux Enhancement Using Electrophoretic Deposition of SiO₂ Nanofluid // *Science and Technology of Nuclear Installations*. 2019. Vol. 2019 (5-6). 1272156. P. 1–10. DOI: 10.1155/2019/1272156. (In Engl.).

SLOBODINA Ekaterina Nikolaevna, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Heat Power



Engineering Department, Omsk State Technical University (OmSTU), Omsk.

SPIN-code: 3785-9045

ORCID: 0000-0002-5168-2502

ResearcherID: R-7340-2016

Correspondence address: slobodina_e@mail.ru

MIKHAILOV Andrey Garrievich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of Heat Power Engineering Department, OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 7337-8036

AuthorID (RSCI): 385534

AuthorID (SCOPUS): 56503044200

ROGACHEV Evgeniy Anatolyevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of Physics Department, OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 1373-4622

ORCID: 0000-0003-2622-7492

AuthorID (SCOPUS): 56503848300

ResearcherID: AAS-1459-2020

PARAMONOV Aleksandr Mikhaylovich, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Professor of

Heat and Power Engineering Department, OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 8602-0554

AuthorID (RSCI): 664116

AuthorID (SCOPUS): 16474089900

ResearcherID: D-4355-2016

GASS Evgeniy Andreyevich, Undergraduate of Heat Power Engineering Department, OmSTU, Omsk.

For citations

Slobodina E. N., Mikhailov A. G., Rogachev E. A., Paramonov A. M., Gass E. A. The study of heat transfer intensification during boiling of a nanofluid on a heating surface with a nanorelief // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2024. Vol. 8, no. 2. P. 38–44. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-2-38-44.

Received April 22, 2024.

© E. N. Slobodina, A. G. Mikhailov,

E. A. Rogachev,

A. M. Paramonov, E. A. Gass

УЧЕТ ВЛИЯНИЯ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ОТКЛОНЕНИЙ ОТ ФОРМЫ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

А. С. Золотухин^{1,2}, Е. И. Давлетгареева², Ф. А. Малышев²

¹ Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Россия, 195251, г. Санкт-Петербург, ул. Политехническая, д. 29

² АО «Силовые машины», Россия, 195009, г. Санкт-Петербург, ул. Ватутина д. 3, лит. А

В работе представлены результаты учета производственных отклонений от формы проточной части — каверн, полученных в ходе механической обработки и последующей доработки лопаточного аппарата многоступенчатого осевого компрессора ГТЭ-65.1. Описан подход к математическому моделированию каверн, состоящий из четырех этапов и позволяющий поэтапно определить степень влияния рассматриваемого отклонения на интегральные характеристики компрессора. Для каждого из этапов проведен сравнительный анализ полученных интегральных характеристик компрессора относительно исходной геометрии. Также рассмотрено изменение запасов газодинамической устойчивости компрессора с учетом рассматриваемых каверн и проанализировано их влияние на выделенные характеристики ступеней компрессора, имеющие данные производственные отклонения.

Ключевые слова: осевой компрессор, ГТЭ-65.1, отклонение от формы, CFD, ANSYS CFX, математическое моделирование.

Введение

Производство и сборка многоступенчатых осевых компрессоров являются сложными и комплексными задачами. Изготовление формы проточной части, согласно требованиям конструкторской документации, имеет важное значение, поскольку небольшие отклонения могут изменить характер обтекания профилей и оказать влияние на интегральные характеристики компрессора, на запасы устойчивой работы, а также на прочностные характеристики деталей.

Несмотря на это, можно наблюдать различные вариации отклонений и дефектов, вызванных как человеческими, так и машинными факторами. К таким отклонениям можно отнести: неточность угла установки пера лопатки, излишнее снятие материала и резрезы на деталях трактовых полостей и лопаточного аппарата, а также деформация материала вследствие температурных градиентов или механического воздействия.

Рассматриваемые отклонения и характер их влияния на параметры компрессора газотурбинного двигателя (ГТД) в достаточно большом объеме описаны в научных работах многих специалистов с применением как средств вычислительной газодинамики, так и различных экспериментальных методов.

Так, Shuai Ma и др. в своей работе [1] проанализировали влияние отклонения угла установки единичной лопатки в венце рабочего колеса осевого компрессора. В зависимости от величины отклонения угла установки от номинального значения и его знака изменяется нагрузка на лопатки венца, коэффициент расхода и производительность осевого компрессора, что может привести к раннему запырению венца.

В публикациях [2–6] исследуется влияние отклонений величин радиальных и осевых зазоров в компрессорах, встречающихся при их производстве и сборке.

Однако отклонению от формы проточной части, описанному в данной работе, посвящено весьма малое количество публикаций. При этом данный дефект может привести к перераспределению нагрузки по ступеням осевого компрессора, снижению его интегральных характеристик, а также запасов устойчивой работы компрессора.

Наиболее близкую проблему, похожую на рассматриваемый дефект, исследуют в своей работе Guangfeng An и др. [7], в которой приводится анализ влияния величины радиального зазора в корне консольного направляющего аппарата на параметры осевой ступени компрессора с применением CFD методов. Варьирование величины зазора приводит к изменению характера течения во втулочном сечении и интенсификации или диссипации вторичных и отрывных течений, что, в свою очередь, оказывает влияние на работу венца, стоящего ниже по потоку.

Ввиду малой информированности и недостаточной научно-технической базы по вопросу влияния производственных отклонений от формы проточной части — каверн, в данной работе предлагается провести анализ влияния такого типа отклонения на параметры многоступенчатого осевого компрессора на примере 16-го ступенчатого компрессора газотурбинной установки ГТЭ-65.1.

Описание объекта исследования

В качестве объекта исследования выступает 16-й ступенчатый осевой компрессор стационарной газотурбинной энергетической установки ГТЭ-65.1.

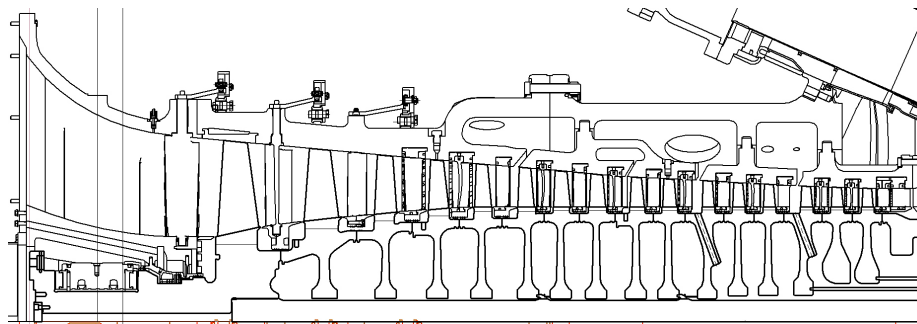


Рис. 1. Продольный разрез компрессора ГТЭ-65.1
Fig. 1. GTE-65.1 meridional view

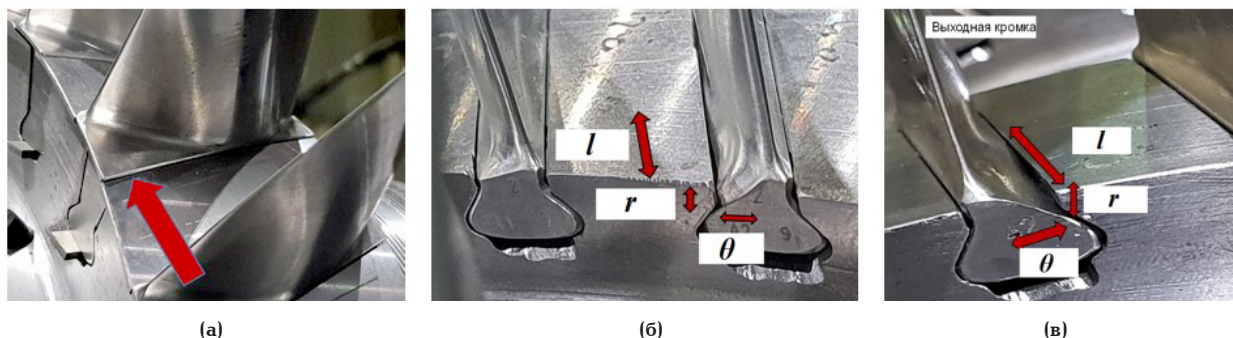


Рис. 2. Производственные отклонения: (а) — изначальное выступание полок хвостовиков над диском; рассматриваемые каверны со стороны входной (б) и выходной (в) кромок
Fig. 2. The manufacturing defect: (a) — the initial protrusion of the root platform above the rotor disc; the considered manufacturing deviation from the shape from the leading (б) and trailing (в) edges

Данная газотурбинная установка среднего класса мощности предназначена для работы в составе простого или комбинированного цикла в качестве привода, либо для электрического генератора через редуктор с частотой вращения 3000 об/мин, либо как энергетический привод для промышленных устройств (компрессоров, насосов). Компрессор установки ГТЭ-65.1 имеет дозвуковой характер течения в основной группе ступеней [8].

Конструкция компрессора ГТЭ-65.1 включает в себя двухпорные направляющие аппараты, отборы воздуха на охлаждение турбинных лопаток, а также три регулируемых направляющих аппарата (рис. 1): входной направляющий аппарат (ВНА) и направляющие аппараты (НА) 1-й и 2-й ступеней.

При производстве исследуемого компрессора было допущено выступание замковой части лопатки над обводами диска в ряде ступеней. Наиболее значительные выступания в ходе замеров получены на рабочих лопатках 9-й и 16-й ступени. В процессе доработки полок рабочих лопаток произошло излишнее снятие материала с замковой части, в результате чего наблюдалось образование характерных углублений — каверн. Каверны характеризуются осевыми (l), радиальными (r) и угловыми (θ) размерами (рис. 2).

Предполагается, что каверны могут оказать на работу компрессора следующее влияние: снижение интегральных характеристик (КПД и степени повышения полного давления) и уменьшение запасов газодинамической устойчивости.

Описание методики исследования

Оценка подобного рода отклонений предполагает сопоставление результатов расчета исходной

геометрии проточной части с дефектной, поэтому методика исследования включала в себя следующие этапы:

- расчет исходной геометрии, без учета каверн с применением призматических сеточных элементов для построения исходных характеристик компрессора. Модель условно названа «Гекса»;
- расчет исходной геометрии, без учета каверн с применением тетраэдрических сеточных элементов для оценки влияния локальной тетраэдрической сетки в венцах с кавернами. Модель условно названа «Тетра»;
- расчет новой геометрии без каверн, включающей в себя привтулочные цилиндрические полости; расчет дефектной геометрии с учетом каверн с целью оценки их влияния на интегральные характеристики компрессора. Модель условно названа «Полости»;
- расчет геометрии с рассматриваемым производственным отклонением от формы проточной части. Модель условно названа «Каверны + Полости».

Расчет геометрии с привтулочными полостями представляет собой упрощенное представление каналов стока и подвода массы, являющихся конструктивной частью лабиринтных уплотнений под двухпорными направляющими аппаратами (рис. 3).

Учет данных полостей имеет важное значение для последующего моделирования каверн, так как при работе компрессора возможны перетечки воздуха не только в межлопаточном канале, но и от каверн в данные полости.

Для каждого из описанных этапов производился расчет компрессора в полной постановке — все 16 ступеней.

Все расчеты проводились в пакете ANSYS CFX. При этом для всех вариантов постановки задачи справедливы следующие граничные условия:

- граничное условие Inlet: полное давление $p_{in}^* = 101,325$ кПа и температура торможения $T_{in}^* = 288$ К;
- граничное условие Outlet: в зависимости от режима задается статическое давление p_{out} ;
- тип ротор-статор взаимодействия задан Stage (Mixing-Plane) с указанием угла сдвига. Частота вращения ротора соответствует значению $n = 5441$ об/мин.

Численная модель учитывает отборы воздуха из проточной части на охлаждение турбины, их доли на номинальном режиме и т.д.

Опираясь на опыт исследователей в данной области [9–12], в качестве способа разрешения турбулентности выбран метод дополнения системы уравнений Навье–Стокса, осредненных по Рейнольдсу моделью турбулентности для определения связи между тензором рейнольдсовых напряжений и параметрами осредненных течений — RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes). В качестве модели турбулентности выбрана модель Ментера — Shear Stress Transport (SST), которая позволяет получить удовлетворительные результаты как при разрешении ядра потока, так и пограничного слоя.

Расчетная область компрессора ГТЭ-65.1 включала в себя твердотельные модели лопаток исследуемого компрессора и его меридиональные обводы. Модели лопаток, их взаимное местоположение, а также радиальные зазоры соответствовали «горячему» состоянию на номинальном режиме работы компрессора.

Построение сеточных моделей

Сеточная модель компрессора построена в пакете NUMECA AutoGrid5, позволяющем получать структурированные сетки хорошего качества для проточных частей турбомашин. Размер сеточной модели составил около 43 млн элементов. Количество элементов на каждый венiec варьируется в диапазоне 1–1,5 млн. Фактор роста пристеночных элементов не превышает величины 1,45.

Поскольку в работе используется низкорейнольдсовая модель турбулентности SST, то к сеточной модели предъявляются повышенные требования — к размеру первого пристеночного элемента. При этом его величина должна отвечать условию $y^+ \leq 5$. Данный параметр является аналогом числа Рейнольдса, определенного по размеру первого пристеночного элемента. Для большей точности разрешения пограничного слоя размер первого пристеночного элемента для каждой расчетной модели задан из расчета обеспечения условия $y^+ \leq 1$ [13].

Так как рассматриваемые в работе каверны являются поверхностью сложной формы, то их реализация в сеточной модели NUMECA AutoGrid5 с использованием призматических сеточных элементов практически невозможна. Для решения проблемы с моделированием структурированной сетки всего компрессора вводится локально тетраэдрическая сетка в венцах с отклонениями. Неструктурированная тетраэдрическая сетка 9РЛ и 16РЛ построена во встроенном модуле ANSYS Meshing и только для данных венцов. Это решение вызвано тем, что каверны будут моделироваться только в двух кон-

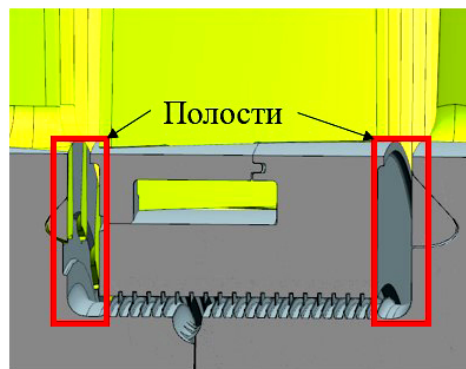


Рис. 3. Притрактовые цилиндрические полости
Fig. 3. Cylindrical cavities near the hub

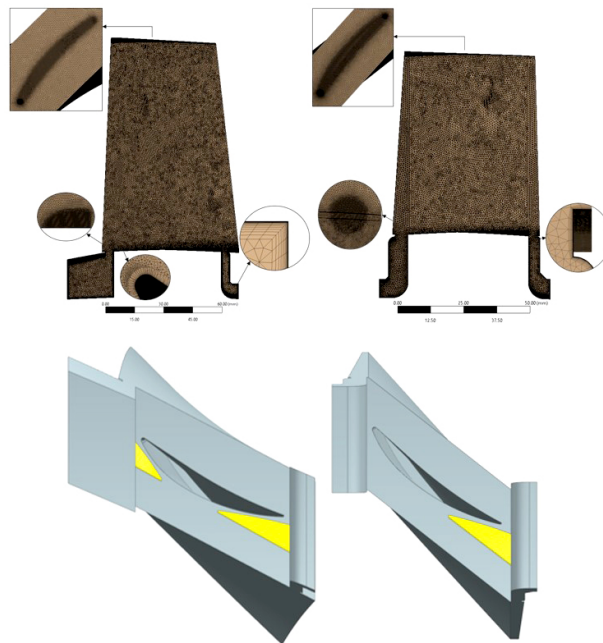


Рис. 4. Реализация каверн в венцах 9РК и 16РК
Fig. 4. Realization of caverns in 9 and 16 rotor blade vanes

кретных венцах. Применение тетра-сетки во всей проточной части, в данном случае — лишено смысла: это приведет к нецелесообразному повышению вычислительных ресурсов.

В области входных и выходных кромок, в местах предполагаемого отклонения, а также в радиальном зазоре выполнена операция Body of Influence. Вдоль трактовых поверхностей и профилей лопаток смоделированы пристеночные призматические слои для разрешения пограничного слоя с соблюдением параметра $y^+ \leq 1$.

Кроме того, в расчетную модель 9-й и 16-й ступеней добавлены втулочные притрактовые полости для оценки влияния на поток (рис. 3), а также предполагаемого взаимного влияния с кавернами в виде перетечек между ними. С целью анализа полученного отклонения от формы проточной части при изготовлении (каверн) на эксплуатационные характеристики компрессора необходимо проводить расчеты проточной части, включающей все ступени с учетом ВНА и спрямляющего аппарата (СА). Каверны моделировались в венцах рабочих лопаток 9-й и 16-й ступеней.

Исследуемое отклонение формы в рассматриваемых ступенях характеризуется различными гео-

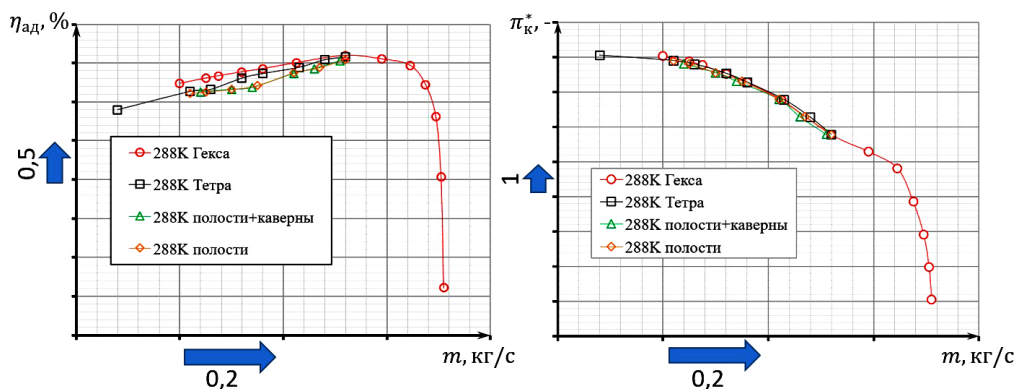


Рис. 5. Сопоставление характеристик $\eta_{ад} = f(m)$ и $\pi_k^* = f(m)$ компрессора ГТЭ-65.1 с различной компоновкой расчетной модели

Fig. 5. Comparison of the characteristics $\eta_{ад} = f(m)$ and $\pi_k^* = f(m)$ of a full-size compressor based on the results of all models

метрическими размерами в каждом из межлопаточных каналов. В расчетной модели реализовано максимальное отклонение для каждого из рассматриваемых венцов в качестве возможного наихудшего сценария (рис. 4).

Результаты расчета

В ходе расчетов количество итераций для каждой расчетной точки составило 1500. Особое внимание уделялось графикам сходимости адиабатного КПД компрессора ($\eta_{ад}$), степени повышения полного давления (π_k^*) и массовому расходу на входе (m_{in}). Расчет считался сошедшимся, если присутствовала цикличность в графиках данных параметров, при этом их амплитуда не превышала 0,5 % от среднего значения.

Качество построенной расчетной сетки оценивалось с помощью значения параметра y^+ . Рассмотрен наиболее сложный в плане обеспечения качества сетки вариант — каверны и цилиндрические полости. Если в данной модели выполняются требования по сеточной модели, то и во всех остальных случаях данное условие тоже выполняется. Максимальное значение данного параметра составило $y_{max}^+ = 2$, при этом среднее значение по всем поверхностям удовлетворяет условиям $y_{ave}^+ \leq 1$. Данный факт указывает на то, что используемая сеточная модель достаточно подробная, чтобы разрешить задачи пограничного слоя.

Для анализа полученных результатов построены графики зависимости типа $\eta_{ад}, \pi_k^* = f(m)$. Сопоставление зависимостей для всех вариантов расчетов между собой приведено на рис. 5.

При использовании тетраэдрической сетки без учета каверн и цилиндрических полостей наблюдается незначительное снижение интегральных параметров, что наиболее заметно на характеристике компрессора $\eta_{ад} = f(m)$.

Это, в первую очередь, указывает на влияние сеточной модели: ненаправленность тетра-элементов по сравнению с гекса-элементами, различие фактора роста в пристеночных элементах, возросшее число элементов в венцах рабочих лопаток 9-й и 16-й ступеней.

При добавлении в расчетную модель притрактовых цилиндрических полостей наблюдается изменение интегральных характеристик компрессора относительно тетра-сетки, что вызвано увеличением потерь из-за усложнения геометрии. Наиболее

чувствительным параметром к данному воздействию является КПД компрессора.

В свою очередь, совокупность учета цилиндрических полостей и каверн дает наихудший вариант из рассмотренных. Однако наблюдается незначительное (<0,25 %) отклонение каждого параметра от модели, учитывающей только цилиндрические полости, что при первичном анализе указывает на незначительное влияние каверн на интегральные характеристики компрессора.

Для расчетных точек всех этапов построены графики распределения параметров $\psi, \eta_{ад}$ по ступеням в соответствии с формулами:

— коэффициент напора ступени:

$$\Psi = \frac{H_{ад}}{U_{cp}^2/2} \pi_k^* = f(m),$$

где $H_{ад}$ — адиабатический напор ступени;

U_{cp} — окружная скорость на среднем диаметре;

— адиабатический КПД:

$$\eta_{ад} = \frac{\left[\left(\frac{p_{out}^*}{p_{in}^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\left(\frac{T_{out}^*}{T_{in}^*} - 1 \right)},$$

где p_{out}^* и p_{in}^* — полное давление на выходе и входе в ступень соответственно.

Распределение ψ и $\eta_{ад}$ по ступеням компрессора ГТЭ-65.1 для точек, близких к расчетной каждого из этапов исследования, приведено на рис. 6.

Анализ венца с рассматриваемым отклонением

Для качественной оценки результатов рассмотрены поля чисел Маха в относительном движении на выходе из венцов, имеющих отклонения. Анализируя полученную картину течения, можно отметить, что в корневом сечении наблюдается область пониженных скоростей. Однако причиной данного явления могут являться как имеющиеся отклонения в виде каверн, так и притрактовые цилиндрические полости. С целью проверки данного предположения были построены аналогичные поля чисел Маха для двух других моделей: с применением гекса-сетки

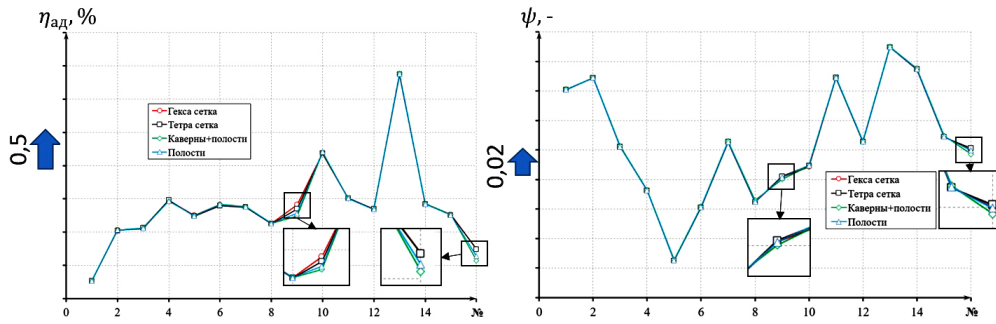


Рис. 6. Сравнение распределения параметров $\eta_{ад}$ и ψ по ступеням компрессора ГТЭ-65.1 для каждого этапа расчетных исследований
 Fig. 6. Distribution of parameters $\eta_{ад}$ and ψ by compressor stages GTE-65.1 for all calculations

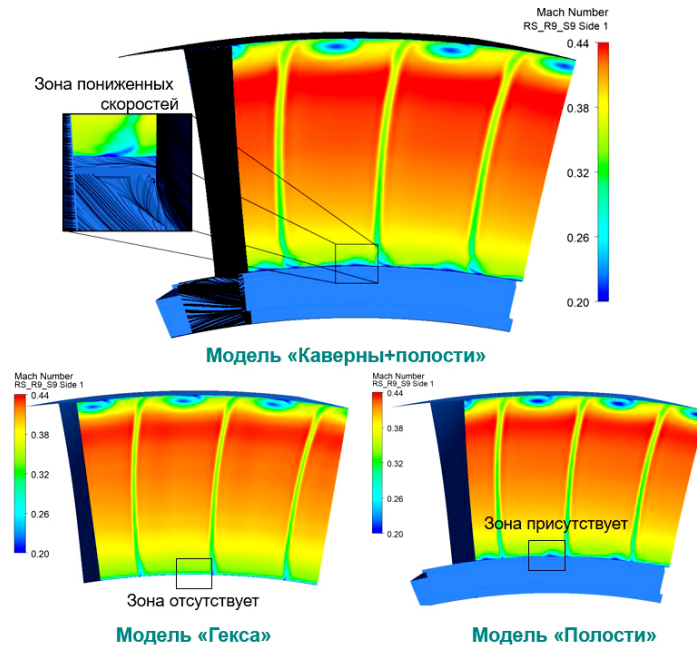


Рис. 7. Поля чисел Маха в относительном движении на выходе из рабочего колеса 9-й ступени
 Fig. 7. Contours of Mach numbers in relative state at the exit of 9 rotor blade

Таблица 1. Сопоставление результатов расчета
 Table 1. Comparing results

Расчетная модель	«Тетра»		«Полости»		«Каверны + полости» относительно «полости»	
	δ	Δ , %	δ	Δ , %	δ	Δ , %
Массовый расход, кг/с	0	0	0,01	0,0052	0	0
$\eta_{ад}$, %	0,021	0,024	0,068	0,0763	0,051	0,057
π_k^* , —	−0,003	−0,02	−0,008	−0,051	−0,005	−0,032
Δk_y , %	0,164	1,182	−0,788	−5,68	−0,631	−4,882

без каверн — «Гекса» и притрактовых полостей модели с притрактовыми полостями без каверн «Полости» (рис. 7).

Как можно заметить, область пониженных скоростей отсутствует в модели с применением гекса-сетки, однако присутствует в двух других моделях и имеет схожий характер. В связи с этим можно сделать вывод, что данная область является результатом введения притрактовых цилиндрических по-

лостей, а не каверн, которые, в свою очередь, также оказывают влияние на характер течения, но его характер менее значителен.

Закключение и выводы

В ходе работы был выполнен анализ влияния производственных отклонений от формы проточной части на интегральные характеристики ком-



прессора ГТЭ-65.1. В табл. 1 приведены результаты сопоставления полученных параметров для точки, наиболее близкой к расчетной.

Согласно этим данным, можно сделать вывод, что рассматриваемое отклонение от формы не оказывает существенного влияния на интегральные параметры компрессора ГТЭ-65.1:

— снижение адиабатического КПД проточной части компрессора с кавернами в рабочих венцах 9-й и 16-й ступеней составляет 0,051 % по абсолютной величине относительно модели без отклонений (с притрактовыми цилиндрическими полостями без каверн);

— снижение запасов устойчивой работы компрессора с кавернами в 9-й и 16-й ступенях составляет 0,631 % по абсолютной величине относительно модели без отклонений (с притрактовыми цилиндрическими полостями без каверн).

Величина относительного отклонения по всем интегральным параметрам не превышает 0,06 %, что находится в удовлетворительном диапазоне.

Коэффициент запаса устойчивой работы при этом уменьшился на 1,5 % по абсолютному значению относительно исходной геометрии. Однако такое изменение с большой долей вероятности будет являться не следствием рассматриваемого отклонения, а влиянием притрактовых цилиндрических полостей. В ходе дальнейших расчетных исследований по компрессору ГТЭ-65.1 с целью подтверждения данного влияния и его оценки на параметры компрессора планируется провести работу по учету в расчетной модели лабиринтных уплотнений.

Список источников

1. Ma Sh., Hu J., Wang X. [et al.]. Effect of Non-Uniformity of Rotor Stagger angle on the Stability of a Low-Speeds Axial Compressor // *Energies*. 2022. Vol. 15. 2714. P. 1–14.
2. Hosseini M., Sun Z., He X. [et al.]. Effects of Radial Gap Ratio between Impeller and Vaned Diffuser on Performance of Centrifugal Compressors // *Applied Sciences*. 2017. Vol. 7 (7). 728. DOI: 10.3390/app7070728.
3. Fernandez J. M. Oro, Perotti R. B., Vega M. G. [et al.]. Effect of the radial gap size on the deterministic flow in a centrifugal pump due to impeller-tongue interactions // *Energy*. 2023. Vol. 278 (3). 127820. DOI: 10.1016/j.energy.2023.127820.
4. Rannou C., Marty J., Tanguy G. [et al.]. Effect of Tip Gap Size on the Performance of an Axial Compressor Stage with and without Active Flow Control // *International Journal of Turbomachinery Propulsion and Power*. 2023. Vol. 8 (3). 30. DOI: 10.3390/ijtp8030030.
5. Danish S. N., Qureshi Sh. R., Imran M. M. [et al.]. Effect of tip clearance and rotor–stator axial gap on the efficiency of a multistage compressor // *Applied Thermal Engineering*. 2016. Vol. 99. P. 988–995.
6. Blinov V. L., Zubkov I. S. Influence of the axial compressor blade row defects on the industrial gas turbine performance // *Journal of Physics: Conference Series*. 2020. Vol. 1683. 042049. DOI: 10.1088/1742-6596/1683/4/042049.

7. An G., Fan Zh., Qiu Y. [et al.]. Numerical Investigation of the Effect of Hub Gaps on the 3D Flows Inside the stator of a Highly Loaded Axial Compressor Stage // *Energies*. 2022. Vol. 15 (19). 6993. DOI: 10.3390/en15196993.

8. Газовые турбины средней и большой мощности // *Силовые машины*. URL: <https://power-m.ru/customers/thermal-power/gas-turbines/> (дата обращения: 10.11.2023).

9. Wilcox D. C. *Turbulence Modeling for CFD*. 3rd ed. California, DCW Industries, Inc., 2006. 536 p. ISBN 978-1-928729-08-2.

10. Kumar Avinash R., Shobhavathy M. T., Kumar A. R. Flow behaviour of transonic axial compressor stage with different turbulence models // *Proceedings of the Forty Second National Conference on Fluid Mechanics and Fluid Power*. December 14–16, 2015, NITK Surathkal, Karnataka, India. 2015. FMFP2015–PAPER NO.19.

11. Sun W. Assessment of advanced RANS turbulence models for prediction of complex flows in compressors // *Chinese Journal of Aeronautics*. 2023. Vol. 36 (372). P. 162–177. DOI: 10.1016/j.cja.2023.06.007.

12. Simões M. R., Montojos B. G., Moura N. R. [et al.]. Validation of turbulence models for simulation of axial flow compressor // *20th International Congress of Mechanical Engineering*. November 15–20, 2009. Gramado, RS, Brazil.

13. Körpe D. S., Kanat Ö. Ö., Oktay T. The Effects of Initial γ plus: Numerical Analysis of 3D NACA 4412 Wing Using γ -Re θ SST Turbulence Model // *Avrupa Bilim ve Teknoloji Dergisi*. 2019. Vol. (17). P. 692–702. DOI: 10.31590/ejosat.631135.

ЗОЛОТУХИН Антон Сергеевич, аспирант Высшей школы энергетического машиностроения Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого, г. Санкт-Петербург; инженер-конструктор 3-й категории сектора расчетов отдела компрессоров СКБ ГТУ, АО «Силовые машины», г. Санкт-Петербург.

Адрес для переписки: zolotuhinant@yandex.ru

ДАВЛЕТГАРЕЕВА Екатерина Игоревна, ведущий инженер сектора расчетов отдела компрессоров СКБ ГТУ, АО «Силовые машины», г. Санкт-Петербург.

Адрес для переписки: Davletgareeva_EI@power-m.ru
МАЛЫШЕВ Федор Александрович, ведущий инженер сектора расчетов отдела компрессоров СКБ ГТУ, АО «Силовые машины», г. Санкт-Петербург.

Адрес для переписки: Malyshev_FA@power-m.ru

Для цитирования

Золотухин А. С., Давлетгареева Е. И., Малышев Ф. А. Учет влияния производственных отклонений от формы проточной части многоступенчатого осевого компрессора // *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*. 2024. Т. 8, № 2. С. 45–51. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-2-45-51.

Статья поступила в редакцию 27.04.2024 г.

© А. С. Золотухин, Е. И. Давлетгареева, Ф. А. Малышев

CONSIDERATION OF THE EFFECT OF MANUFACTURING DEVIATIONS FROM THE SHAPE OF A MULTISTAGE AXIAL COMPRESSOR

A. S. Zolotukhin^{1,2}, E. I. Davletgareeva², F. A. Malyshev²

¹ Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University,
Russia, Saint Petersburg, Polytechnicheskaya Str., 29, 195251

² JSC «Power Machines», Russia, Saint Petersburg, Vatutina Str., 3A, 195009

The paper presents the results of influence for manufacturing deviations from the shape of the flow part – cavities obtained during the refinement of the material part of the multistage axial compressor GTE-65.1. An approach to the mathematical description of cavities is described, consisting of four steps. This approach allows us to gradually determine the influence of the deviation on the characteristics of the compressor. For each of the four steps the integral characteristics of the compressor deviations in efficiency and the total pressure ratio are compared to the base geometry. The change in the stability of the compressor is analyzed, taking into account the cavities under consideration. The analysis of changes in the parameters of the compressor stages is carried out.

Keywords: axial compressor, GTE-65.1, shape deviation, CFD, ANSYS CFX, mathematical modeling.

References

1. Ma Sh., Hu J., Wang X. [et al.]. Effect of Non-Uniformity of Rotor Stagger angle on the Stability of a Low-Speeds Axial Compressor // *Energies*. 2022. Vol. 15. 2714. P. 1 – 14. (In Engl.).
2. Hosseini M., Sun Z., He X. [et al.]. Effects of Radial Gap Ratio between Impeller and Vaned Diffuser on Performance of Centrifugal Compressors // *Applied Sciences*. 2017. Vol. 7 (7). 728. DOI: 10.3390/app7070728. (In Engl.).
3. Fernandez J. M. Oro, Perotti R. B., Vega M. G. [et al.]. Effect of the radial gap size on the deterministic flow in a centrifugal pump due to impeller-tongue interactions // *Energy*. 2023. Vol. 278 (3). 127820. DOI: 10.1016/j.energy.2023.127820. (In Engl.).
4. Rannou C., Marty J., Tanguy G. [et al.]. Effect of Tip Gap Size on the Performance of an Axial Compressor Stage with and without Active Flow Control // *International Journal of Turbomachinery Propulsion and Power*. 2023. Vol. 8 (3). 30. DOI: 10.3390/ijtp8030030. (In Engl.).
5. Danish S. N., Qureshi Sh. R., Imran M. M. [et al.]. Effect of tip clearance and rotor–stator axial gap on the efficiency of a multistage compressor // *Applied Thermal Engineering*. 2016. Vol. 99. P. 988 – 995. (In Engl.).
6. Blinov V. L., Zubkov I. S. Influence of the axial compressor blade row defects on the industrial gas turbine performance // *Journal of Physics: Conference Series*. 2020. Vol. 1683. 042049. DOI: 10.1088/1742-6596/1683/4/042049. (In Engl.).
7. An G., Fan Zh., Qiu Y. [et al.]. Numerical Investigation of the Effect of Hub Gaps on the 3D Flows Inside the stator of a Highly Loaded Axial Compressor Stage // *Energies*. 2022. Vol. 15 (19). 6993. DOI: 10.3390/en15196993. (In Engl.).
8. Gazovyye turbiny sredney i bol'shoy moshchnosti [Medium and high capacity gas turbines] // *Silovyye mashiny. Power Machines*. URL: <https://power-m.ru/customers/thermal-power/gas-turbines/> (accessed: 10.11.2023). (In Russ.).
9. Wilcox D. C. *Turbulence Modeling for CFD*. 3rd ed. California, DCW Industries, Inc., 2006. 536 p. ISBN 978-1-928729-08-2. (In Engl.).
10. Kumar Avinash R., Shobhavathy M. T., Kumar A. R. Flow behaviour of transonic axial compressor stage with different turbulence models // *Proceedings of the Forty Second National Conference on Fluid Mechanics and Fluid Power*. December 14–

16, 2015, NITK Surathkal, Karnataka, India. 2015. FMFP2015–PAPER NO.19. (In Engl.).

11. Sun W. Assessment of advanced RANS turbulence models for prediction of complex flows in compressors // *Chinese Journal of Aeronautics*. 2023. Vol. 36 (372). P. 162 – 177. DOI: 10.1016/j.cja.2023.06.007. (In Engl.).

12. Simões M. R., Montojos B. G., Moura N. R. [et al.]. Validation of turbulence models for simulation of axial flow compressor // *20th International Congress of Mechanical Engineering*. November 15–20, 2009. Gramado, RS, Brazil. (In Engl.).

13. Körpe D. S., Kanat Ö. Ö., Oktay T. The Effects of Initial γ plus: Numerical Analysis of 3D NACA 4412 Wing Using γ -Re θ SST Turbulence Model // *Avrupa Bilim ve Teknoloji Dergisi*. 2019. Vol. (17). P. 692 – 702. DOI: 10.31590/efosat.631135. (In Engl.).

ZOLOTUKHIN Anton Sergeevich, Graduate Student of Higher School of Power Engineering, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Saint Petersburg; CFD Engineer of SKB GTU Compressor Department, JSC «Power Machines», Saint Petersburg.

Correspondence address: zolotuhinant@yandex.ru
DAVLETGAREEVA Ekaterina Igorevna, CFD Leading Engineer of SKB GTU Compressor Department, JSC «Power Machines», Saint Petersburg.

Correspondence address: Davletgareeva_EI@power-m.ru
MALYSHEV Fedor Aleksandrovich, CFD Leading Engineer of SKB GTU Compressor Department, JSC «Power Machines», Saint Petersburg.

Correspondence address: Malyshev_FA@power-m.ru

For citations

Zolotukhin A. S., Davletgareeva E. I., Malyshev F. A. Consideration of the effect of manufacturing deviations from the shape of a multistage axial compressor // *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2024. Vol. 8, no. 2. P. 45 – 51. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-2-45-51.

Received April 27, 2024.

© A. S. Zolotukhin, E. I. Davletgareeva, F. A. Malyshev



ВЫБОР СПОСОБА СНИЖЕНИЯ ТРЕНИЯ В РАЗРАБАТЫВАЕМЫХ ДЛЯ ИМПОРТОЗАМЕЩЕНИЯ РОТАЦИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ КОМПРЕССОРАХ

Н. А. Кудла^{1,2}, А. В. Бураков²

¹ Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Россия, 195251, г. Санкт-Петербург, ул. Политехническая, 29

² АО НПО «Компрессор»,
Россия, 194044, г. Санкт-Петербург, пр. Большой Сампсониевский, 64

В статье рассмотрен один из способов снижения трения, используемый для вновь разрабатываемых ротационных компрессоров в рамках работ по импортозамещению. Проанализирован опыт применения ротационных холодильных компрессоров, выявлены основные факторы, определяющие холодопроизводительность. Выявлены применяемые в авиаракетостроении и энергетике методы снижения трения и повышения ресурса механических элементов и узлов с использованием металлических и неметаллических материалов, проанализированы наиболее перспективные материалы и тенденции развития. Выбран для изучения достаточно распространенный способ снижения трения, основанный на эффекте безызносности. На базе уже известных результатов предложено техническое решение на основе эффекта безызносности для снижения трения холодильного компрессора с катящимся ротором.

Ключевые слова: компрессор, холодильный, ротационный, эффективность, эффект безызносности, компрессор с катящимся ротором, металлоплакирующая.

Введение

На основании анализа материалов, приведенных в обзорных статьях, в отечественной промышленности создается и эксплуатируется холодильное оборудование, в составе которого применяются иностранные компрессоры. Компрессоры ротационного типа (РК), с экономической точки зрения, выгодно используются в автономных системах с малой холодопроизводительностью, до 3 кВт. Объем глобального рынка компрессоров ротационного типа в 2020 г. составил 194,32 млн шт. А в 2021 г. составил 212,31 млн шт., что на 9,3 % больше показателя предыдущего года. Производство ротационных компрессоров сосредоточено в основном в Азии, прежде всего — в Китае, а также в Таиланде, Японии, Малайзии и Индии. Среди ведущих брендов ротационных компрессоров можно выделить: Guangdong Meizhi Compressor Company (GMCC), Gree (Landa), Rechi, Panasonic, Mitsubishi Electric, Highly, LG, Samsung и AVIC (Sanyo). У производителей в линейке продукции разрабатываются модификации по холодопроизводительности, мощности двигателя, применяемому хладагенту, параметрам электропитания. Область применения компрессоров ротационного типа охватывает кондиционеры воздуха, тепловые насосы и холодильное оборудование. Запрос рынка на ротационные компрессоры высокой мощности привел к разработке двояных моделей [1]. На фоне социально-экономических преобразований отечественный рынок перенасытился импортной техникой, и, как следствие уменьшилась потребность в профильных специалистах-разработчиках, проектировщиках, отсутствуют созидательные изменения в учебном процессе. Для сохранения должного уровня подготовки специали-

стов необходимо способствовать развитию научно-технического потенциала профильных институтов и предприятий, выявлять и продвигать инновационные, прорывные разработки в области генерации холода и совершенствования компрессорных технологий [2]. Производство ротационных холодильных компрессоров в Российской Федерации не освоено, и в нынешних геополитических обстоятельствах отечественные производители холодильных установок сталкиваются с ограничением поставок широко применявшихся иностранных комплектующих, материалов и технологического оборудования. Для импортозамещения иностранного компрессорного оборудования во вновь создаваемых малых холодильных установках и кондиционерах целесообразно разрабатывать компрессоры ротационного типа [3]. АО НПО «Компрессор» имеет богатый опыт создания различного компрессорного оборудования, в частности изготовления роторных компрессорных станций, судовых холодильных установок и компрессоров для провизионных кладовых [4], предприятие внедряет новые технологии, направленные на увеличение эффективности компрессоров [5].

Исследования компрессоров и насос-компрессоров ротационного типа широко проводились в 70-е...90-е годы прошлого столетия отечественными учеными Березиным И. С., Титовым И. Е., Щербой В. Е. и другими авторами, которыми были сформулированы методики расчетов и математические модели компрессоров; в опубликованных авторских свидетельствах предложены методы повышения КПД, надежности и долговечности компрессоров, в том числе за счет введения элементов для разгрузки разделительной пластины от действующих нагрузок. К сожалению, в открытой литературе

Таблица 1. Параметры макетного компрессора НК Р 2,7
Table 1. Breadboard compressor parameters NK R 2,7

Параметр	Значение
Используемый хладагент	фреон R410A
Холодопроизводительность (номинальная), Вт	2680
Диаметр цилиндра, мм	42,5
Высота ротора, мм	10
Диаметр катящегося ротора, мм	34
Толщина разделительной пластины, мм	3
Диаметр корпуса, мм	90
Масса, кг	12

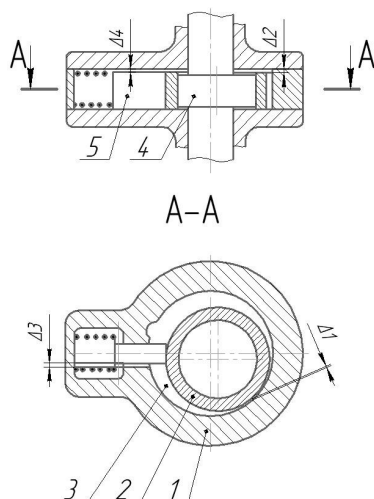


Рис. 1. Схема конструкции герметичного ротационного компрессора и схема зазоров в его рабочей камере:
1 — цилиндр; 2 — ротор;
3 — полость сжатия; 4 — эксцентрик;
5 — разделительная пластина

Fig. 1. Diagram of the design of a hermetic rotary compressor and diagram of the clearances in its working chamber:
1 — cylinder; 2 — rotor; 3 — compression cavity; 4 — eccentric; 5 — blade

отсутствуют сведения о дальнейшем внедрении и применении указанных способов.

Существуют современные научные публикации по обзору и увеличению эффективности ротационных компрессоров. Основные направления исследований по увеличению эффективности ротационных холодильных компрессоров связаны с мероприятиями по уменьшению внутренних утечек, улучшению системы охлаждения и смазки [6]. Также рассматриваются вопросы снижения внутренней утечки ротационных компрессоров, основываясь на уменьшении трения и износа, например, используя износостойкие покрытия деталей компрессора нитридом титана или карбидом вольфрама [7].

В авиаракетостроении, машиностроении и энергетике для снижения трения и повышения ресурса механических элементов и узлов используются полимерные антифрикционные самосмазывающиеся материалы с различными полимерами и армирующими материалами [8].

В различных отраслях техники: в авиации, морском флоте, химическом машиностроении, тяжелом машиностроении, легкой промышленности

применяются технические решения, основанные на эффекте избирательного переноса (эффект «безызносности»), который был открыт Д. Н. Гаркуновым и И. В. Крагельским (открытие № 41 с приоритетом от 12 ноября 1956 г.) [9].

Объектом исследования являются элементы (детали, подверженные трению и износу) холодильного ротационного компрессора; основные параметры приведены в табл. 1, разрез компрессора и схема зазоров в его рабочей камере приведены на рис. 1. Проблема связана с подбором подходящих материалов и технологий изготовления для снижения трения и износов и, как следствие, сохранения холодопроизводительности.

Постановка задачи

На основании результатов обзора литературы и анализа подходов к снижению трения в различных областях техники (в том числе трибологии) и опыта применения различных методов в компрессоростроении основной целью исследования должен быть выбор способа снижения трения в холодильном ротационном компрессоре и проверка его работоспособности в составе холодильной установки. Для достижения указанных целей необходимо решить следующие задачи:

- провести теоретический анализ и теоретические исследования различных способов снижения трения и их сравнение;
- провести фактические исследования макетного компрессора и получить достоверные результаты;
- провести анализ и интерпретацию полученных результатов исследования и выбрать наиболее оптимальный способ снижения трения.

Теория

Износные процессы определяют в значительной степени долговечность герметичных ротационных компрессоров. В результате износа деталей ротационного компрессора происходит изменение величины зазоров в рабочей полости. Их увеличение приводит к ухудшению ее герметизации, к возрастанию протечек и, вследствие этого, к уменьшению удельной холодопроизводительности.

Наибольшие износы наблюдаются на торцевой поверхности разделительной пластины, находящейся в сопряжении с наружной поверхностью ротора. Необходимо отметить, что радиальный зазор ротационного компрессора между ротором и цилиндром, по которому происходит перетек газа со стороны сжатия на сторону всасывания, не является разностью размеров двух деталей, но представляет собой функцию многих размеров и зазоров как основных, так и вспомогательных рабочих органов компрессора [10].

Утечка, возникающая в компрессоре, может увеличиваться из-за неправильных условий смазки и вследствие действия газовых сил. Основное место износа на торце разделительной пластины, контактирующей с цилиндром, также имеется износ между разделительной пластиной и пазом корпуса, износ разделительной пластины под действием газовых сил вызывает ее наклон.

Цилиндр компрессора является основным несущим элементом ротационного компрессора, на него действуют механические нагрузки, внутреннее давление, и при этом конструкция корпуса цилинд-

Таблица 2. Список вариантов материалов компрессора
Table 2. List of compressor material options

Предпочтительные варианты материала корпуса	Предпочтительные варианты материала пластины	Предпочтительные варианты материала ротора	Выбранные варианты для реализации
— углеродистая сталь; — нержавеющая сталь; — медные сплавы (латунь, бронза); — алюминий с покрытием (твёрдое анодное оксидирование)	— алюминий (с покрытием); — нержавеющая сталь; — медные сплавы (бронза, латунь); — полимеры на основе фторопластов (суперфлувис, флубон, Ф4К20); — полимеры на основе полиамидов, полиэфирэфиркетон (РЕЕК)	— углеродистая сталь; — нержавеющая сталь; — медные сплавы (латунь, бронза); — алюминий с покрытием; — полимеры на основе полиамидов, полиэфирэфиркетон (РЕЕК)	Корпус из углеродистой стали 40Х. Пластина из бронзы, ротор — из углеродистой стали 40Х

дра должна обеспечивать качественный теплообмен для эффективного охлаждения и поддержания температуры хладагента и масла [11], поэтому для изготовления цилиндра ротационного компрессора не применяются полимерные и композиционные материалы.

Вот почему важно правильно подобрать материал для рабочей пары «разделительная пластина — ротор» и рабочей пары «разделительная пластина — паз цилиндра» с учетом работы всех элементов группы движения в условиях смазки [12] и особенностях непрерывной работы с учетом свойств хладагента [13].

Многолетний опыт показывает, что высоких результатов по повышению эффективности работы можно достичь путем реализации «эффекта безызносности» различными конструктивно-технологическими решениями. Наиболее распространенным механизмом, в котором реализуется эффект безызносности трения, является поршневой компрессор бытового холодильника. Узлы трения компрессора, изготовленные из стали (коленчатый вал, подшипники скольжения, поршень и цилиндры), работают в режиме безызносности трения в течение многих лет (более 30 и 40) практически без износа. В процессе работы поверхности трения деталей компрессора бытового холодильника самопроизвольно покрываются тонкой пленкой толщиной от 1 до 2 мкм, которая предохраняет поверхности от непосредственного контакта. Пленка формируется из ионов меди, образующихся в результате избирательного растворения медных трубок охлаждающего маслофреоновой смесью (5 % масла и 50 % фреона). В зону контакта трущихся деталей ионы меди доставляются циркулируемым смазочным материалом.

Положительный опыт использования медьсодержащих присадок в маслах для увеличения ресурса есть также в судовых дизельных поршневых машинах [14]. Однако применительно к ротационным холодильным компрессорам требуется подбор наиболее оптимальных технических решений, основанных на эффекте безызносности с учетом конструкции.

Используя эффект безызносности в совокупности с металлолакирующими смазочными материалами, можно добиться таких результатов, как предотвращение появления задиров трущихся деталей, уменьшить износ трущихся поверхностей, восстановить изношенную трущуюся поверхность. Основываясь на данных преимуществах, был выбран для изучения способов снижения трения именно эффект безызносности. Выбор материалов осуществлялся анализом справочной и технической лите-

ратуры. Варианты материалов для использования в конструкции ротационных компрессоров можно увидеть в табл. 2.

Например, пара трения чугун — бронза марки БрОЗ,5Ц7С5Н показала интенсивный износ в период приработки. Также большой износ наблюдался на торцевой поверхности пластины из высоколегированной Ст9ХС, находящейся в сопряжении с ротором из высокопрочного чугуна АВЧ-1 [15]. Использовать детали, выполненные из полимерных материалов на основе фторопласта (суперфлувис, флубон, Ф4К20), в том числе [8] полиамида, полиэфирэфиркетона (РЕЕК), нецелесообразно, т.к. данные материалы имеют низкий предел текучести при повышенной температуре, низкий коэффициент теплопередачи и, помимо этого, нет данных об их взаимодействии с фреоном и смазочным маслом. К тому же отсутствуют технические решения для удаления продуктов приработки и износа полимерных материалов из рабочей зоны (табл. 2). На основании проведенного анализа с сочетанием различных типов материалов была выбрана пара трения: корпус — из стали 40Х, пластина — из бронзы БрАЖ9-4 ГОСТ 18175 — 78 [16].

Результаты экспериментов

Объектом экспериментального исследования являются элементы макетного холодильного ротационного компрессора НК Р 2,7 с разборным корпусом (фланцевым соединением), основные параметры которого приведены в табл. 1, разрез компрессорного агрегата приведен на рис. 2.

Фотография стального цилиндра экспериментального компрессора представлена на рис. 3.

Первоначально был проведен эксперимент, на котором выполнена проверка вращения без заедания ротора компрессора на воздухе. Когда было зафиксировано, что механизм и пара трения из выбранного материала работоспособны, макет компрессора установили в холодильный контур, заполнили контур хладагентом и смазкой для проведения натурных испытаний. В смазку, циркулирующую совместно с хладагентом в замкнутом контуре компрессорной установки, была добавлена металлолакирующая медная присадка типа МКФ-18.

Схема испытательного контура приведена на рис. 4.

В испытательной компрессорной установке (рис. 4) содержатся соединенные в замкнутый холодильный контур компрессор, конденсатор, фильтр-осушитель, терморегулирующий вентиль, испаритель, термобаллон расширительный, связанный с терморегулирующим вентилем. Элементы уста-

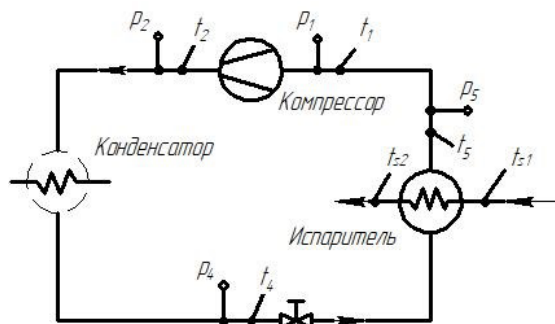


Рис. 5. Схема стэнда для измерения холодопроизводительности
Fig. 5. Scheme of a stand for measuring cooling capacity

лирующий вентиль, во входной трубопровод на испаритель.

В процессе работы поверхности трения деталей компрессора самопроизвольно покрываются тонкой медной пленкой толщиной 1...2 мкм, которая предохраняет поверхности от непосредственного контакта. Пленка формируется из ионов меди, образующихся в результате избирательного растворения медных трубок охладителя маслореононовой смесью (5 % масла и 50 % фреона). В зону контакта трущихся деталей ионы меди доставляются циркулируемым смазочным материалом, содержащим металлоплакирующую медную присадку.

Испытания пар трения и смазки деталей осуществлялись по методологии, изложенной ГОСТ 23.216-84 «Обеспечение износостойкости изделий. Метод испытаний материалов на трение и изнашивание при смазывании масло-хладонными смесями». Испытываемые образцы были изготовлены из подобранных материалов. В качестве базовой смазки использовалось высокоочищенное масло. В качестве рабочей среды применялась масло-хладонная смесь в состоянии насыщения.

Окончание периода приработки определялось по стабилизации момента трения, интенсивности изнашивания и температурного режима. Испытания компрессоров проводились на стэнде (рис. 5) в замкнутом циркуляционном контуре холодильного агента в соответствии с требованиями ГОСТ 17008-85 «Компрессоры хладонные герметичные. Технические условия». Критериями оценки при испытаниях являются холодопроизводительность, потребляемая мощность.

В ходе испытаний были проведены замеры для определения полезной холодопроизводительности.

$$Q_0 = G_T \cdot c_p (t_6 - t_7), \quad (1)$$

где G_T — массовый расход теплоносителя через испаритель, Вт (ккал/ч);

c_p — теплоемкость теплоносителя при средней температуре, Дж/г·К;

t_6 — температура теплоносителя на входе в испаритель, °С;

t_7 — температура теплоносителя на выходе из испарителя, °С;

Объемная производительность компрессора определяется как

$$V_A = \frac{Q_0}{q_v}, \quad (2)$$

q_v — удельная объемная холодопроизводительность, которая определяется из цикла работы компрессора в установившемся режиме.

Испытания проводились одним методом дважды в соответствии с рекомендациями ГОСТ 28564-90 «Машины и агрегаты холодильные на базе компрессоров объемного действия. Методы испытаний». За результат этого метода испытания принимают среднеарифметическое результатов, полученных при первом и втором испытании. Для такого метода считается приемлемым, когда полученные в обоих измерениях результаты разнятся между собой не более чем на $\pm 10\%$.

Холодопроизводительность компрессора — это холодопроизводительность машины, в составе которой данный компрессор обеспечивает массовую подачу хладагента.

В результате проведения первого испытания замеренная на стэнде расчетная холодопроизводительность составила 2597 Вт. При повторных замерах холодопроизводительность получилась 2243 Вт. Разница в результатах обоих измерений составила 7,3 %, что менее 10 % и позволяет принять оба эти измерения. Таким образом, холодопроизводительностью, полученной в ходе натурных испытаний, можно считать величину, равную 2420 Вт.

Стэнд работает по полному циклу холодильной машины. Расход хладонносителя через испаритель должен обеспечивать перепад температур хладонносителя на входе и выходе из испарителя не менее 6 °С. Испаритель и трубопроводы, соединяющие его с регулирующим вентилем, должны быть изолированы таким образом, чтобы теплопритоки не превышали 5 % холодопроизводительности компрессора. Во время испытаний должны быть измерены следующие параметры, при этом отклонения значений параметров от установившегося режима должны быть в пределах:

- температура хладонносителя на входе и выходе из испарителя $\pm 0,2$ °С;
- расход хладонносителя $\pm 2\%$;
- давление пара хладагента на выходе из испарителя;
- температура пара хладагента на выходе из испарителя;
- давление жидкого хладагента перед регулирующим вентилем;
- температура жидкого хладагента перед регулирующим вентилем;
- температура окружающего воздуха.

Разность температур хладонносителя на входе и выходе из испарителя поддерживается в пределах $\pm 0,2$ °С.

Массовый расход хладагента:

$$G_a = \frac{V_s \rho_s c_s (t_{s1} - t_{s2}) + KF \Delta t}{i_5 - i_4}, \quad (3)$$

где $KF \Delta t$ — теплопритоки к испарителю, кВт; Δt — разность между средней температурой среды, соприкасающейся с кожухом испарителя, и температурой окружающего воздуха, °С.

Теплопроводимость испарителя KF определяют расчетным или опытным методом¹. Расчетным методом — в соответствии с п. 1.5.2 ГОСТ 28547-90.

Теплопроводимость испарителя опытным методом определяют по четырем измерениям разности между температурой среды, соприкасающейся с кожухом испарителя, и температурой окружающего

воздуха, которая должна быть не менее 15 °С, их значения не должны отличаться друг от друга более чем на ± 1 °С.

Температура окружающего воздуха поддерживается постоянной в пределах ± 1 °С.

Теплопроводимость испарителя KF , кВт/°С, рассчитывают по формуле:

$$KF = \frac{Q_u}{\Delta t} = \frac{V_s \rho_s c_s (t_{s1} - t_{s2})}{\Delta t}, \quad (4)$$

где Q_u — тепловой поток в испарителе, кВт; Δt — разность между средней температурой среды, соприкасающейся с кожухом испарителя, и температурой окружающего воздуха, °С.

За среднюю температуру t_{cp} принимают:

— для испарителя с межтрубным кипением — температуру кипения хладагента;

— для испарителя с внутритрубным кипением — среднюю температуру хладоносителя на входе и выходе из испарителя.

Обсуждение результатов

Холодопроизводительность, полученная в ходе испытаний, соответствует расчетной в пределах 7,3 %, что менее 10 % и позволяет принять измерения, полученные опытным путем, что свидетельствует о работоспособности и обеспечении холодопроизводительности ротационного компрессора, изготовленного из подобранных материалов.

В связи с тем, что холодопроизводительность компрессора стабильно обеспечивается, можно сделать вывод, что одним из способов снижения трения и обеспечения допустимых зазоров между деталями компрессора является комплекс мероприятий, основанный на эффекте безызносности:

— изготовление корпуса и ротора компрессора из углеродистой стали;

— изготовление разделительной пластины из твердого медного сплава — бронзы;

— изготовление соединительных трубок замкнутого холодильного контура из меди;

— дополнительно использование масла с металлоплакирующим присадками меди.

Для количественной оценки ресурса планирует проведение длительных испытаний по наработке ротационного компрессора в рабочих условиях.

Выводы и заключение

Научная новизна настоящей работы заключается в том, что предложены новые принципы решения задач снижения трения и износа деталей, для сохранения характерных зазоров и предотвращения внутренних утечек, не используемые ранее в ротационных холодильных компрессорах. Без существенного изменения известной конструкции ротационного компрессора предложена технология изготовления с использованием эффекта безызносности [17] для снижения трения деталей компрессора. В качестве достигнутых результатов можно отметить, что выбраны материалы, технология и подтверждена работоспособность ротационного компрессора, изготовленного по данной технологии. Данные конструктивные и схемные технические решения, с нашей точки зрения, перспективны и могут быть применены отечественными предприятиями для изготовления ротационных компрессоров

[18] для использования их в малых холодильных установках различных объектов, кондиционерах и судовых холодильных установках [19], не требуют сложного технологического оборудования, технически реализуемы и, в случае необходимости, позволяют заменить широко применяемые ротационные компрессоры иностранного производства таких мировых производителей, как GMCC, Toshiba, LG, Panasonic, осуществлять техническое обслуживание, модернизацию и ремонт холодильного оборудования.

Примечания

¹ Носков А. Н., Пекарев В. И., Малышев А. А. [и др.]. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин, тепловых насосов и термотрансформаторов. В 2 ч. Ч. 2. Расчет роторных компрессоров холодильных машин. Санкт-Петербург: Изд-во ИТМО, 2016. 94 с.

Список источников

1. Пронин В. А., Кованов А. В., Цветков В. А. Современное состояние и перспективы развития холодильного компрессоростроения. Часть 1. Рынок и производство // Вестник Международной академии холода. 2023. № 1. С. 10–22. DOI: 10.17586/1606-4313-2023-22-1-10-22. EDN: LRHXKI.
2. Пронин В. А., Кованов А. В., Цветков В. А. Современное состояние и перспективы развития холодильного компрессоростроения. Часть 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.
3. Юша В. Л., Громов А. Ю., Потапов Ю. А. Анализ перспективных направлений создания отечественной компонентной базы ротационных машин объёмного действия для малой энергетики, холодильной и климатической техники // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2022. № 4. С. 9–25. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-4-9-25. EDN: PKVOWK.
4. Кузнецов Л. Г., Бураков А. В., Котлов Н. А., Семенов А. А. Роторные компрессорные станции для кораблей ВМФ, гражданского флота, нефтегазового сектора и энергетики // Морской вестник. 2021. № 3 (79). С. 55–58. EDN: XOREWF.
5. Кузнецов Л. Г., Кузнецов Ю. Л., Бураков А. В., Кудла Н. А. Повышение эффективности роторных компрессоров // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2019. Т. 25, № 1. С. 101–110. DOI: 10.18721/JEST.25110. EDN: IWBQZY.
6. Носов Е. Ю., Павлюченко Е. А. Интенсификация охлаждения ротационных компрессоров с катящимся ротором // Омский научный вестник. 2006. № 10 (48). С. 56–59. EDN: IBINJP.
7. Aw K. T., Ooi K. T. Review on Sliding Vane and Rolling Piston Compressors // Machines. 2021. № 9 (6). P. 125. DOI: 10.3390/machines9060125.
8. Кулагина Г. С., Железина Г. Ф., Кан А. Ч. [и др.]. Эксплуатационные свойства антифрикционного самосмазывающегося органоэластика на основе тканого наполнителя из политетрафторэтиленовых волокон и нитей Арселон // Труды ВИАМ. 2023. № 11 (129). С. 37–46. DOI: 10.18577/2307-6046-2023-0-11-37-46.
9. Галиев А. Р., Есина П. А., Корнев В. М. [и др.]. Исследование безызносности материалов // Машиностроение: новые концепции и технологии: всерос. науч.-практ. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых. Красноярск, 22 октября 2021 г. Красноярск: Изд-во СибГУ им. М. Ф. Решетнева, 2021. С. 87–90. EDN: XWWCSI.
10. Романович Ж. А. Повышение износостойкости и долговечности деталей герметичного ротационного компрессора //

НиКа. 2008. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/povyshenie-iznosostoykosti-i-dolgovechnosti-detaley-germetichnogo-rotatsionnogo-kompressora> (дата обращения: 31.03.2024).

11. Meng X., Qi Y., Sheng L. [et al.]. Investigations on efficiency improvement of rolling piston type rotary compressor with a new-designed cylinder // *Applied Thermal Engineering*. 2022. Vol. 222. P. 119920. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2022.119920.

12. Li R., Jing L., Meng X. [et al.]. Numerical analysis of vane-slot friction pair in a rolling piston compressor considering deformation and groove design. 2021. Vol. 162. P. 107124. DOI: 10.1016/j.triboint.2021.107124.

13. Shi H., Lei B., Wu J. Dynamic characteristics of refrigerant and lubricant in R290 rolling piston compressor of low-temperature air to water heat pump (LT-AWHP) during defrosting cycle // *International Journal of Refrigeration*. 2022. Vol. 144. P. 163–174. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2022.07.007.

14. Ding S., Wei H., Yang O. [et al.]. Tribological behavior and applicability analysis of cast iron and iron-based powder metallurgy for rolling piston rotary compressor under different applied loads // *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*. 2022. Vol. 45, no. 1. 9 p. DOI: 10.1007/s40430-022-03934-9.

15. Крылов Д. А., Цветков Ю. Н. Влияние добавок ультрадисперсного порошка оловянистой бронзы в моторное масло на работу дизеля // *Журнал университета водных коммуникаций*. 2012. № 3 (15). С. 75–85. EDN: PCREID.

16. Пат. 223821 Российская Федерация, МПК F 04 C 18/356. Ротационная компрессорная установка / Бураков А. В., Кудла Н. А., Ховалко А. А. № 2023135511; заявл. 26.12.2023; опубл. 05.03. 2024. Бюл. № 7. 10 с.

17. Прокопенко А. К., Голубев А. П., Зикеев Г. П. [и др.]. Повышение срока службы деталей машин и инструмента металлоплакированием: моногр. Москва: Изд-во ИИЦ МГУДТ, 2010. 87 с. ISBN 978-5-87055-124-1.

18. Кудла Н. А., Бураков А. В., Хотский Р. Р. Создание перспективного компрессора для судовых холодильных устано-

вок // *Морской вестник*. 2023. № 4 (88). С. 51–56. EDN: JJQSQK.

19. Гаркунов Д. Н. Триботехника, конструирование, изготовление и эксплуатация машин. Москва: Изд-во МСХА, 2001. 629 с. ISBN 5-94327-093-0.

КУДЛА Наталия Александровна, аспирант кафедры компрессорной, вакуумной и холодильной техники Института энергетики Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого, г. Санкт-Петербург; ведущий инженер АО НПО «Компрессор», г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 1597-6040

AuthorID (РИНЦ): 1160820

Адрес для переписки: graf_fi@rambler.ru

БУРАКОВ Александр Васильевич, главный конструктор АО НПО «Компрессор», г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 8501-1234

AuthorID (РИНЦ): 994917

AuthorID (SCOPUS): 57210981312

ORCID: 0000-0002-3553-2854

Адрес для переписки: 47otdel@compressor.spb.ru

Для цитирования

Кудла Н. А., Бураков А. В. Выбор способа снижения трения в разрабатываемых для импортозамещения ротационных холодильных компрессорах // *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*. 2024. Т. 8, № 2. С. 52–60. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-2-52-60.

Статья поступила в редакцию 08.04.2024 г.

© Н. А. Кудла, А. В. Бураков

SELECTING A METHOD FOR REDUCING FRICTION IN ROTARY REFRIGERATION COMPRESSORS DEVELOPED FOR IMPORT SUBSTITUTION

N. A. Kudla^{1,2}, A. V. Burakov²

¹ Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University,
Russia, Saint Petersburg, Politechnicheskaya Str., 29, 195251

² JSC Scientific and Production Association «Compressor»,
Russia, Saint Petersburg, Bolshoi Sampsonievsky Ave., 64, 194044

The article discusses one of the methods for reducing friction, used for newly developed rotary compressors as part of import substitution work. The experience of using rotary refrigeration compressors is analyzed and the main factors determining refrigeration capacity are identified. Methods used in aerospace engineering and power engineering to reduce friction and increase the service life of mechanical elements and assemblies using metallic and non-metallic materials have been identified, and the most promising materials and development trends have been analyzed. A fairly common method of reducing friction, based on the weariness effect, is chosen for study. Based on already known results, a technical solution based on the wear-free effect has been proposed to reduce friction of a refrigeration compressor with a rolling rotor.

Keywords: compressor, refrigeration, rotary, efficiency, wearlessness effect, rolling-rotor compressor, metal-clad.

References

1. Pronin V. A., Kovanov A. V., Tsvetkov V. A. Sovremennoye sostoyaniye i perspektivy razvitiya kholodil'nogo kompressorostroyeniya. Chast' 1. Rynok i proizvodstvo [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. 1. P. 10–22. DOI: 10.17586/1606-4313-2023-22-1-10-22. EDN: LRHXKI. (In Russ.).
2. Pronin V. A., Kovanov A. V., Tsvetkov V. A. Sovremennoye sostoyaniye i perspektivy razvitiya kholodil'nogo kompressorostroyeniya. Chast' 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. Yusha V. L., Gromov A. Yu., Potapov Yu. A. Analiz perspektivnykh napravleniy sozdaniya otechestvennoy komponentnoy bazy rotatsionnykh mashin ob"yemnogo deystviya dlya maloy energetiki, kholodil'noy i klimaticheskoy tekhniki [The analysis of promising directions for creation of domestic component base of volumetric rotary machines for low power energy, refrigeration and climate technology] // Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsonno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2022. No. 4. P. 9–25. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-4-9-25. EDN: PKVOWK. (In Russ.).
4. Kuznetsov L. G., Burakov A. V., Kotlov N. A. [et al.]. Rotornyye kompressornyye stantsii dlya korabley VMF, grazhdanskogo flota, neftegazovogo sektora i energetiki [Rotary compressor stations for ships of the Navy, civil fleet, oil and gas sector and energy] // Morskoy vestnik. *Morskoy Vestnik*. 2021. No. 3 (79). P. 55–58. EDN: XOREWF. (In Russ.).
5. Kuznetsov L. G., Kuznetsov Yu. L., Burakov A. V. [et al.]. Povysheniye effektivnosti rotornykh kompressorov [Improving the efficiency of rotary compressors] // Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPBPU. Estestvennyye i inzhenernyye nauki. *St. Petersburg polytechnical university. Journal of engineering sciences and technology*. 2019. Vol. 25, no. 1. P. 101–110. DOI: 10.18721/JEST.25110. EDN: IWBQZY. (In Russ.).
6. Nosov E. Yu., Pavlyuchenko E. A. Intensifikatsiya okhlazhdeniya rotatsionnykh kompressorov s katyashchimsya rotorom [Intensive cooling of rotary compressors with rolling rotor] // Omskiy nauchnyy vestnik. *Omsk Scientific Bulletin*. 2006. No. 10 (48). P. 56–59. EDN: IBINJP. (In Russ.).
7. Aw K. T., Ooi K. T. Review on Sliding Vane and Rolling Piston Compressors // *Machines*. 2021. No. 9 (6). P. 125. DOI: 10.3390/machines9060125. (In Engl.).
8. Kulagina G. S., Zhelezina G. F., Kan A. Ch. [et al.]. Eksploatatsionnyye svoystva antifriktsionnogo samosmazzyvayushchegosya organoplastika na osnove tkanogo napolnitelya iz politetraftoretlenovykh volokon i nitey Arselon [Exploitation properties of antifriction selflubricating organoplastic based on fabric made of polytetrafluoroethylene and arcelon fibers] // Trudy VIAM. *Proceedings of VIAM*. 2023. No. 11 (129). P. 37–46. DOI: 10.18577/2307-6046-2023-0-11-37-46. (In Russ.).
9. Galiyev A. R., Esina P. A., Kornev V. M. [et al.]. Issledovaniye bezyznostnosti materialov [Study of the neutrality of materials] // Mashinostroyeniye: novyye kontseptsii i tekhnologii. *Mechanical Engineering: New Concepts and Technologies*. Krasnoyarsk, 2021. P. 87–90. EDN: XWWCSI. (In Russ.).
10. Romanovich Zh. A. Povysheniye iznosostoykosti i dolgovechnosti detaley germetichnogo rotatsionnogo kompressora [Increasing the wear resistance and durability of hermetic rotary compressor parts] // NiKa. *NiKa*. 2008. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/povyshenie-iznosostoykosti-i-dolgovechnosti-detaley-germetichnogo-rotatsionnogo-kompressora> (accessed: 31.03.2024). (In Russ.).
11. Meng X., Qi Y., Sheng L. [et al.]. Investigations on efficiency improvement of rolling piston type rotary compressor with a new-designed cylinder // *Applied Thermal Engineering*. 2022.

Vol. 222. P. 119920. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2022.119920. (In Engl.).

12. Li R., Jing L., Meng X. [et al.]. Numerical analysis of vane—slot friction pair in a rolling piston compressor considering deformation and groove design. 2021. Vol. 162. P. 107124. DOI: 10.1016/j.triboint.2021.107124. (In Engl.).

13. Shi H., Lei B., Wu J. Dynamic characteristics of refrigerant and lubricant in R290 rolling piston compressor of low-temperature air to water heat pump (LT-AWHP) during defrosting cycle // International Journal of Refrigeration. 2022. Vol. 144. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2022.07.007. (In Engl.).

14. Ding S., Wei H., Yang O. [et al.]. Tribological behavior and applicability analysis of cast iron and iron-based powder metallurgy for rolling piston rotary compressor under different applied loads // Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering. 2022. Vol. 45, no. 1. DOI: 10.1007/s40430-022-03934-9. (In Engl.).

15. Krylov D. A., Tsvetkov Yu. N. Vliyaniye dobavok ul'tradispersnogo poroshka olovyaniy bronzy v motornoye maslo na rabotu dizelya [The effect of adding ultradisperse tin bronze powder to engine oil on diesel performance] // Zhurnal universiteta vodnykh kommunikatsiy. *The Journal of University of Water Communications*. 2012. No. 3 (15). P. 75a—85. EDN: PCREID. (In Russ.).

16. Patent 223821 Russian Federation, IPC F04C 18/356. Rotatsionnaya kompressornaya ustanovka [Rotary compressor unit] / Burakov A. V., Kudla N. A., Khovalko A. A. No. 2023135511. (In Russ.).

17. Prokopenko A. K., Golubev A. P., Zikeyev G. P. [et al.]. Povysheniye stroka sluzhby detaley mashin i instrumenta metalloplakirovaniyem [Increasing the service life of machine parts and tools by metal cladding]. Moscow, 2010. 87 p. ISBN 978-5-87055-124-1. (In Russ.).

18. Kudla N. A., Burakov A. V., Khotskiy R. R. Sozdaniye perspektivnogo kompressora dlya sudovykh kholodil'nykh ustanovok [Creation of a promising compressor for ship

refrigeration units] // Morskoy vestnik. *Morskoy Vestnik*. 2023. No. 4 (88). P. 51—56. EDN: JJQSQK. (In Russ.).

19. Garkunov D. N. Tribotekhnika, konstruirovaniye, izgotovleniye i ekspluatatsiya mashin [Tribotechnics, design, manufacture and operation of machines]. Moscow, 2001. 629 p. (In Russ.).

KUDLA Nataliya Aleksandrovna, Graduate Student of Compressor, Vacuum and Refrigeration Engineering Department at the Institute of Energy, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Saint Petersburg; Lead Engineer of JSC Scientific and Production Association «Compressor», Saint Petersburg.

SPIN-code: 1597-6040

AuthorID (RSCI): 1160820

Correspondence address: graf_fi@rambler.ru

BURAKOV Aleksandr Vasilyevich, Chief Designer of JSC Scientific and Production Association «Compressor», Saint Petersburg.

SPIN-code: 8501-1234

AuthorID (RSCI): 994917

AuthorID (SCOPUS): 57210981312

ORCID: 0000-0002-3553-2854

Correspondence address: 47otdel@compressor.spb.ru

For citations

Kudla N. A., Burakov A. V. Selecting a method for reducing friction in rotary refrigeration compressors developed for import substitution // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2024. Vol. 8, no. 2. P. 52—60 DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-2-52-60.

Received April 08, 2024.

© N. A. Kudla, A. V. Burakov

КРИТЕРИАЛЬНАЯ БАЗА РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТРУБЫ ГАРТМАНА—ШПРЕНГЕРА

В. В. Макаров¹, В. И. Кузнецов¹, И. О. Кузнецова²

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

² Омский институт водного транспорта (филиал)
Сибирского государственного университета водного транспорта,
Россия, 644099, г. Омск, ул. Ивана Алексеева, 4

Рассмотрен вопрос создания критериальной базы рабочего процесса трубы Гартмана—Шпренгера на базе замкнутой математической модели.

На базе замкнутой математической модели записаны основные параметры, влияющие на повышение полной температуры газа в конце тупиковой полости выше температуры торможения набегающего потока.

Объединены параметры с одинаковой размерностью в одну группу, чтобы для всех этих величин получить только один безразмерный комплекс.

Нахождение безразмерных комплексов на базе теории моделирования позволило определить критериальную базу рабочего процесса трубы Гартмана—Шпренгера.

Ключевые слова: критериальная база, труба Гартмана—Шпренгера, тупиковая полость, повышенная температура торможения, обмен работой, обмен теплотой.

Во втором десятилетии двадцатого века российским ученым немецкого происхождения Юлиусом Гартманом было совершено открытие аэроакустического эффекта. Позже данному изобретению присвоили его имя и называли свистком Гартмана. Далее, в шестидесятых годах, Шпренгер обнаружил, что в конце тупиковой полости температура торможения газа выше температуры заторможенного потока при адиабатическом торможении.

По законам механики жидкости и газа температура торможения может меняться только при обмене работой и теплотой. Т.к. при движении в замкнутой полости подвода теплоты нет, исследователями начались поиски, за счет чего подводится работа.

Были предположения, что подводится за счет движения виртуального поршня. Затем в качестве виртуального поршня были приняты ударные волны, возникающие при сверхзвуковом движении газового потока.

Несмотря на все попытки работы в данном направлении, не удалось составить замкнутую математическую модель, описывающую рабочий процесс трубы Гартмана—Шпренгера (ТГШ).

Актуальность данной работы заключается в создании более полной критериальной базы рабочего процесса трубы Гартмана—Шпренгера (рис. 1).

Тупиковые полости с различной геометрией используются в различной технике, в аэродинамических трубах, в аэрокосмической технике. Теория моделирования применяется для оптимизации устройств с трубой Гартмана—Шпренгера.

Математическая модель, описывающая рабочий процесс трубы Гартмана—Шпренгера, имеет следующий вид [1, 2].

Мощность, передаваемая от набегающего потока к потоку, вошедшему в тупиковую полость каса-

тельными напряжениями, возникающими в вязкой жидкости

$$N_H = N_{TH}, \quad (1)$$

где $N_H = G_H L_H$ — мощность набегающего потока, Вт;

$N_{TH} = G_{TH} L_{TH}$ — мощность подведенная к потоку в тупиковой полости, Вт;

G_H, G_{TH} — расход набегающего потока и потока газа, вошедшего в тупиковую полость, соответственно, кг/с;

L_H, L_{TH} — удельная работа, отведенная от набегающего потока и подведенная к потоку в тупиковой полости, соответственно, Дж/кг;

$$L_H = C_p T_{он}^* \left(1 - 1/\pi_{TH}^{* \frac{k-1}{k}} \right) \eta_p, \quad (2)$$

$$L_{TH} = C_p T_{он}^* \left(\pi_c^{* \frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_c}, \quad (3)$$

где C_p — теплоемкость газа при постоянном давлении, Дж/Кг·К;

$T_{он}^*$ — температура заторможенного набегающего потока газа, К;

π_{TH}^* — степень понижения полного давления набегающего потока газа

$$\left(\pi_{TH}^* = \frac{P_{он}^*}{P_{онк}^*} \right); \quad (4)$$

π_c^* — степень повышения полного давления потока в тупиковой полости от взаимодействия с набегающим потоком силами вязкости за счёт возникновения касательных напряжений:

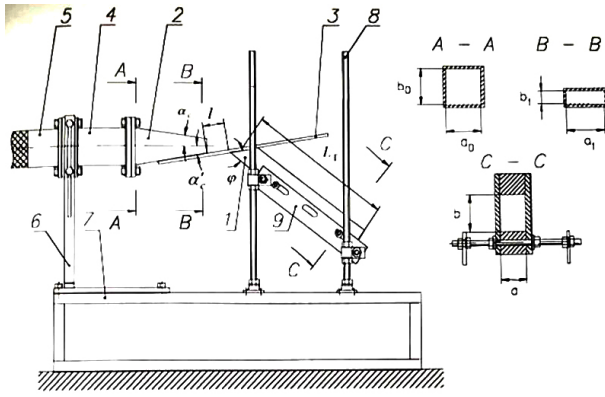


Рис. 1. Схема трубы Гартмана-Шпренгера [2]:
1 — модель тупиковой полости,
2 — сопло с прямоугольным поперечным сечением,
3 — направляющая плоскость, 4 — мерная вставка,
5 — трубопровод высокого давления, 6 — подставка,
7 — рама,
8 — стойка, 9 — тупиковая полость
Fig. 1. Diagram of the Hartmann-Sprenger pipe [2]:
1 — is a model of a dead-end cavity,
2 — is a nozzle with a rectangular cross section,
3 — is a guide plane, 4 — is a dimensional insert,
5 — is a high-pressure pipeline, 6 — is a stand,
7 — is a frame, 8 — is a rack, 9 — is a dead-end cavity

$$\left(\pi_c^* = \frac{p_{\text{тнк}}^*}{p_{\text{отн}}^*} \right), \quad (5)$$

$p_{\text{тнк}}^*$ — полное давление газа в конце тупиковой полости, Па;

$p_{\text{отн}}^*$ — полное давление газа на входе в тупиковую полость, Па.

Величина касательных напряжений, с помощью которых клинчатая энергия передается от набегающего потока к потоку, вошедшему в тупиковую полость, определяется разностью полных давлений конца тупиковой полости и входа в нее:

$$\tau = p_{\text{тнк}}^* - p_{\text{отн}}^*, \text{ Па}. \quad (6)$$

Касательные напряжения возникают за счёт разности скорости набегающего потока и потока, вошедшего в тупиковую полость. Количество кинетической энергии, которую можно передать с помощью касательных напряжений в вязкой жидкости, зависит от свойств жидкости и длины пути взаимодействия высоконапорного и низконапорного потоков.

Величину касательных напряжений можно определять эмпирической зависимостью Ж. Буссинеска, по гипотезам Прандтля, Тейлора, А. Ферри, Колмогорова [3, 4].

Расход газа определяется по формуле [3]:

$$G = mF \frac{p^* q(\lambda)}{\sqrt{T^*}}, \text{ кг/с}, \quad (7)$$

где $m = \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$, $(\text{кг} \cdot \text{К} / \text{Дж})^{0.5}$ — коэффициент (для воздуха $m = 0,0404$); F — площадь, м^2 ; p^* — полное давление газа, Па; T^* — полная температура газа, К; $q(\lambda)$ — приведенный расход (газодинамическая функция).

Полная температура в конце тупиковой полости определяется величиной сжатия газа, т.е.

$$T_{\text{тн}}^* = T_{\text{отн}}^* \left(1 + \frac{\pi_c^* \frac{k-1}{k} - 1}{\eta_c^*} \right), \text{ К}. \quad (8)$$

Полное давление набегающего потока

$$p_{\text{он}}^* = p_{\text{н}} \left(1 + \frac{k-1}{2} M_{\text{н}}^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (9)$$

где $M_{\text{н}}$ — число Маха набегающего потока.

Расход газа в тупиковой полости

$$G_{\text{тн}} = m \cdot F_{\text{тн}} \frac{p_{\text{тн}}^* q(\lambda_{\text{тн}})}{T_{\text{тн}}^*}. \quad (10)$$

Динамическая вязкость набегающего потока

$$\mu_{\text{н}} = \mu_0 \frac{273 + C_{\mu}}{T_{\text{н}} + C_{\mu}} \left(\frac{T_{\text{н}}}{273} \right)^{1.5}. \quad (11)$$

Набегающий поток газа для входа в тупиковую полость должен повернуть на некоторый угол (δ), который обычно лежит в пределах $20^\circ - 40^\circ$ [5, 6].

Поворот потока вызывает падение полного давления за счёт гидравлических сопротивлений. Потери полного давления на поворот потока можно определить по уравнению [7–9]:

$$\Delta p_{\text{пов}} = \xi_{\text{пов}} \frac{V_{\text{н}}^2}{2} \rho_{\text{н}}, \quad (12)$$

где $\xi_{\text{пов}} = f(F_{\text{н}}, \delta)$ [4]. (13)

Полное давление на входе в тупиковую полость снижается на величину потерь:

$$p_{\text{вх}}^* = p_{\text{н}}^* - \Delta p_{\text{пов}}. \quad (14)$$

Длина пути газа в тупиковой полости по линии тока:

$$l_{\text{ва}} = \frac{2d_3 \tau}{\rho_{\text{н}} \xi_{\text{н}} V_{\text{н}}^2}. \quad (15)$$

Длина тупиковой полости:

$$l = \frac{l_{\text{ва}}}{2\pi}. \quad (16)$$

Система уравнений, описывающих рабочий процесс трубы Гартмана-Шпренгера, замыкается добавлением газодинамических функций $\pi(\lambda)$, $\tau(\lambda)$, $q(\lambda)$, $z(\lambda)$, $\xi(\lambda)$.

На основе математической модели, изложенной в формулах (1)–(16), можно заменить все основные параметры, влияющие на температурную эффективность рабочего процесса трубы Гартмана-Шпренгера и разработку критериальной базы ТГШ:

$$\eta = \frac{\Delta T}{T_{\text{тп}}} = f \left(a, B, a_1, B_1, l, d_3, \chi, F_{\text{вх}}, F_{\text{н}}, F_{\text{тп}}, T_{\text{он}}, T_{\text{тп}}, T_{\text{онк}}, p_{\text{н}}^*, p_{\text{кпп}}^*, k, \Delta p_{\text{пов}}, p_{\text{вх}}, \rho_{\text{н}}, a_{\text{н}}, v_{\text{н}}, a_{\text{кр}}, v_{\text{вх}}, c_0, \mu_0, \mu_{\text{н}}, \xi, k, \mu = G_{\text{н}} / G_{\text{тп}}, \text{Pr}, \text{Re}, \lambda \right).$$

Если объединить параметры с одинаковой размерностью в одну группу, то для всех этих величин будет только один безразмерный комплекс [10–12].

В одну группу объединяются:

— величины, имеющие размерность длины

$$(a, b, a_1, b_1, \eta, d_3, \chi, l_{\text{вх}}).$$

Обозначаются через l — характерный линейный размер (M, L);

— величины, имеющие размерность площади (FBX, FH, FTP), обозначаются $F(M^2, L^2)$;

— величины, имеющие размерность температуры ($T_{\text{он}}, T_{\text{тп}}, T_{\text{онк}}, T_{\text{н}}, T_{\text{к'тп}}, T_{\text{н'к}}, T_{\text{н}}$), обозначаются (K, θ);

— величины, имеющие размерность давления ($p_{\text{он}}, p_{\text{онк}}, p_{\text{тпк}}, p_{\text{охт}}, p_{\text{н}}, p_{\text{к'тп}}, p_{\text{н'к}}, \Delta p_{\text{пов}}, p_{\text{вх}}$), обозначаются $p(\text{Па}, MT^2L)$;

— величины, имеющие размерность плотности, $\rho_{\text{н}}$ обозначаются $\rho(\text{кг}/\text{м}^3, MT^{-3})$;

— величины, имеющие размерность скорости ($a_{\text{н}}, v_{\text{н}}, a_{\text{кр}}, v_{\text{вх}}, c_0$), обозначаются $V(\text{м}/\text{с}, LT^{-1})$;

— величины, имеющие размерность динамической вязкости ($\mu_0, \mu_{\text{н}}$), обозначаются $\mu(\text{Па} \cdot \text{с}, L^{-1}MT^{-1})$.

Кроме того что температурная эффективность (η) зависит от безразмерных критериев: k — показатель адиабаты; ($\mu = G_{\text{н}}/G_{\text{тп}}$) — отношение расходов газов набегающего потока и вошедшего в тупиковую полость; Pr — критерий Прандтля, Re — критерий Рейнольдса, ξ — коэффициент сопротивления трения, $M = G_{\text{м}}/G_{\text{тп}}$ — отношение расходов газов набегающего потока и вошедшего в тупиковую полость; Pr — критерий Прандтля, Re — критерий Рейнольдса, λ — коэффициент скорости (отношение скорости потока газа к критической скорости).

Таким образом, температурная эффективность является функцией следующих параметров:

$$\eta = \frac{\Delta T}{T_{\text{нп}}} = f(\rho, T, V, l, F, p, \mu, k, \xi, \mu, \text{Pr}, \text{Re}, \lambda).$$

Из 13 параметров, определяющих η , четыре имеют независимую размерность (ρ, T, V, l), три — зависимую размерность (F, p, μ) и шесть — безразмерные величины ($k, \xi, \mu, \text{Pr}, \text{Re}, \lambda$). Следовательно, необходимо найти $\Pi_{\text{н-к}}$ безразмерных комплексов [4] для составления критериальной базы

$$\Pi_{\text{н-к}} = \Pi - k + 1 = 6 - 4 + 1 = 3.$$

Безразмерные комплексы находятся с помощью π -теоремы Бэкингема:

$$\begin{aligned} [\Pi] &= \frac{[\eta]}{[\rho]^{a_1} \cdot [T]^{a_2} \cdot [V]^{a_3} \cdot [l]^{a_4}} = \\ &= \frac{L^{3a_1} \cdot T^{a_2}}{M^{a_1} \cdot \theta^{a_2} \cdot L^{a_3} \cdot L^{a_4}} = \\ &= L^{3a_1 - a_3 - a_4} \cdot T^{a_2} \cdot M^{-a_1} \cdot \theta^{-a_2}. \end{aligned}$$

Так как комплекс есть безразмерная величина, следовательно, степени размерных величин должны быть равны нулю:

$$a_1 = 0; a_2 = 0; a_3 = 0; a_4 = 0;$$

и

$$\Pi = \frac{[\eta]}{\rho^0 \cdot T^0 \cdot V^0 \cdot l^0} = \eta.$$

Комплекс

$$\begin{aligned} \Pi_1 &= \frac{\rho}{[\rho]^{B_1} \cdot [T]^{B_2} \cdot [V]^{B_3} \cdot [l]^{B_4}} = \\ &= \frac{M^1 \cdot L^{3a_1} \cdot T^{a_2}}{(M)^{B_1} \cdot (\theta)^{1-B_2} \cdot (L)^{1-B_3} \cdot (L)^{1-B_4}} = \\ &= M^{1-B_1} \cdot T^{B_2} \cdot L^{3B_1-3-B_3-B_4} \cdot \theta^{-B_2}. \end{aligned}$$

Т.е. комплекс

$$1 - B_1 = 0; -B_2 = 0; B_3 = 0; 3B_1 - 3 - B_3 - B_4 - B_2 = 0; \text{т.е. } B_1 = 0; B_2 = 0; B_3 = 0; B_4 = 3 \cdot 1 - 3 - 0 - 0 = 0.$$

$$\Pi_1 = \frac{\rho}{\rho^1 \cdot T^0 \cdot V^0 \cdot l^0} = 1.$$

Комплекс

$$\begin{aligned} \Pi_2 &= \frac{[T]}{[\rho]^{c_1} \cdot [T]^{c_2} \cdot [V]^{c_3} \cdot [l]^{c_4}} = \\ &= \frac{\theta \cdot L^{3c_1} \cdot T^{c_2}}{M^{c_1} \cdot \theta^{c_2} \cdot L^{c_3} \cdot L^{c_4}} = \\ &= M^{-c_1} \cdot \theta^{1-c_2} \cdot T^{c_2} \cdot L^{3c_1-c_3-c_4}; \end{aligned}$$

т.к. все степени равны нулю, то $c_1 = 0; 1 - c_2 = 0; c_3 = 0; 3c_1 - c_3 - c_4 = 0$, откуда $c_1 = 0; c_2 = 1; c_3 = 0; 3 \cdot 0 - 0 - c_4$ или $c_4 = 0$.

$$\text{Откуда } \Pi_2 = \frac{T}{\rho^0 \cdot T^1 \cdot V^0 \cdot l^0} = 1.$$

Комплекс

$$\begin{aligned} [\Pi_3] &= \frac{[V]}{[\rho]^{d_1} \cdot [T]^{d_2} \cdot [V]^{d_3} \cdot [l]^{d_4}} = \\ &= \frac{L^{3d_1} \cdot T^{d_2}}{T \cdot M^{d_1} \cdot \theta^{d_2} \cdot L^{d_3} \cdot L^{d_4}} = \\ &= M^{-d_1} \cdot \theta^{-d_2} \cdot T^{-d_3} \cdot L^{1+d_1-d_3-d_4}, \end{aligned}$$

откуда $d_1 = 0; d_2 = 0; d_3 - 1 = 0; 1 + 0 - 1 - d_4 = 0$, т.е. $d_4 = 0$.

$$\text{Или } d_1 = 0; d_2 = 0; d_3 = 1; d_4 = 0,$$

$$\text{т.е. } \Pi_3 = \frac{V}{\rho^0 \cdot T^0 \cdot V^1 \cdot l^0} = 1 \text{ или } \Pi_3 = 1.$$

Комплекс

$$\begin{aligned} [\Pi_4] &= \frac{[l]}{[\rho]^{e_1} \cdot [T]^{e_2} \cdot [V]^{e_3} \cdot [l]^{e_4}} = \\ &= \frac{L \cdot L^{3e_1} \cdot T^{e_2}}{M^{e_1} \cdot \theta^{e_2} \cdot L^{e_3} \cdot L^{e_4}} = \\ &= M^{-e_1} \cdot \theta^{-e_2} \cdot T^{-e_3} \cdot L^{1+e_1-e_3-e_4}. \end{aligned}$$

Т.к. степени равны нулю, то $e_1 = 0; e_2 = 0; e_3 = 0; e_1 - e_2 - e_3 - e_4 = 0$ или $1 + 3 \cdot 0 - 0 - e_4 = 0$. Т.е. $e_4 = 1$.

$$\text{Комплекс } \Pi_4 = \frac{[l]}{\rho^0 \cdot T^0 \cdot V^0 \cdot l^1} = 1 \text{ или } \Pi_4 = 1.$$

Комплекс

$$\begin{aligned} \Pi_5 &= \frac{[F]}{[\rho]^{f_1} \cdot [T]^{f_2} \cdot [V]^{f_3} \cdot [l]^{f_4}} = \\ &= \frac{L^2 \cdot L^{3f_1} \cdot T^{f_2}}{M^{f_1} \cdot \theta^{f_2} \cdot L^{f_3} \cdot L^{f_4}} = \\ &= M^{-f_1} \cdot \theta^{-f_2} \cdot T^{f_2} \cdot L^{2+3f_1-f_3-f_4}. \end{aligned}$$

Т.к. степени равны нулю, то $f_1 = 0; f_2 = 0; f_3 = 0, 2 + 3f_1 - f_2 - f_3 - f_4 = 0$ или $2 + 3 \cdot 0 - 0 - f_4 = 0$, т.е. $f_4 = 2$.

Или $\Pi_3 = \frac{F}{\rho^0 \cdot T^0 \cdot V^0 \cdot I^2} = \frac{F}{I^2}$, т.е. комплекс Π_3 выражает геометрическое подобие.
Комплекс

$$\begin{aligned} [\Pi_6] &= \frac{[P]}{[\rho]^{g_1} \cdot [T]^{g_2} \cdot [V]^{g_3} \cdot [I]^{g_4}} = \\ &= \frac{M \cdot L^{3g_1} \cdot T^{g_3}}{[T]^{g_2} \cdot L \cdot M^{g_1} \cdot \theta^{g_2} \cdot L^{g_3} \cdot L^{g_4}} = \\ &= M^{1-g_1} \cdot \theta^{-g_2} \cdot T^{g_3-2} \cdot L^{3g_1-1-g_3-g_4} \end{aligned}$$

Откуда $g_1 = 1; g_2 = 0; g_3 = 2; g_4 = 3 \cdot 1 - 1 - 2 = 0$ и

$$\Pi_6 = \frac{P}{\rho^1 \cdot T^0 \cdot V^2 \cdot I^0} = \frac{P}{\rho V^2} = Eu,$$

т.е. комплекс Π_6 — критерий Эйлера.
Комплекс

$$\begin{aligned} [\Pi_7] &= \frac{[v]}{[\rho]^{h_1} \cdot [T]^{h_2} \cdot [V]^{h_3} \cdot [I]^{h_4}} = \\ &= \frac{L^2 \cdot L^{3h_1} \cdot T^{h_3}}{T \cdot M^{h_1} \cdot \theta^{h_2} \cdot L^{h_3} \cdot L^{h_4}} = \\ &= M^{-h_1} \cdot \theta^{-h_2} \cdot T^{h_3-1} \cdot L^{2+3h_1-h_3-h_4}. \end{aligned}$$

Откуда $h_1 = 0; h_2 = 0; h_3 = 1; h_4 = 2 + 3 \cdot 0 - 1 = 1$ и

$$\Pi_7 = \frac{v}{\rho^0 \cdot T^0 \cdot V^1 \cdot I^1} = \frac{v}{VI} = \frac{1}{Re}.$$

Т.е. комплекс Π_7 является величиной, обратной критерию Рейнольдса.

В результате размерная функциональная зависимость $\eta = \frac{\Delta T}{T_{\text{нп}}}$ принимает вид безразмерных комплексов

$$\Pi = f(1, 1, 1, F/I^2, Eu, Re^{-1}, Re^{-1}), \text{ или}$$

$$\eta = f(F/I^2, Eu, Re, k, \xi, \lambda).$$

Из последнего уравнения видно, что температурная эффективность трубы Гартмана–Шпренгера является функцией семи переменных, которые образуют критериальную базу эффективности трубы Гартмана–Шпренгера. Если геометрические размеры модели и натурны совпадают ($F = I^2$), коэффициент сопротивления ξ есть функция числа Рейнольдса, критерий Эйлера есть функция $Eu = f(Re, Pr, Gr)$, то его можно исключить из определяющих критериальную базу.

С учетом вышеизложенного, температурную эффективность трубы Гартмана–Шпренгера определяющие следующие безразмерные комплексы:

$$\eta = \frac{\Delta T}{T} = f(Re, k, \mu, \lambda),$$

где Re — число подобия (критерий Рейнольдса),

k — показатель адиабаты, $\mu = \frac{G_{\text{тн}}}{G_{\text{н}}}$ — отношение расходов газа, вошедшего в трубу Гартмана–Шпренгера, к расходу газа, подошедшему к трубе; λ — коэффициент скорости.

Таким образом, при испытании одного натурного и модельного газов ($k = \text{const}$), при одинаковом

$\mu = \frac{G_{\text{тн}}}{G_{\text{н}}}$, одинаковом коэффициенте скорости λ температурная эффективность η трубы Гартмана–Шпренгера будет зависеть от критерия Рейнольдса.

Список источников

1. Бочарова А. В., Лебедев М. Г. Аэроакустический эффект Гартмана: Сто лет исследований и текущего состояния вопроса // Инженерный журнал: Наука и инновации. 2018. Вып. 9. DOI: 10.18698/2308-6033-2018-9-1803.
2. Макаров В. В., Кузнецов В. И. Труба Гартмана–Шпренгера: эксперимент, теория, расчет: моногр. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2023. 64 с. ISBN978-5-8149-3579-3.
3. Зарипов Ф. А., Павлов Г. И., Накоряков П. В. [и др.]. Экспериментальное исследование колебательного процесса в цилиндрических трубах, заполненных газопузырьковой жидкостью // Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика. 2022. Т. 8, № 4 (32). С. 81–94. DOI: 10.21684/2411-7978-2022-8-4-81-94.
4. Терехов В. И., Богатко Т. В. Исследование аэродинамики и теплообмена отрывного течения в осесимметричном диффузоре при внезапном расширении трубы // Прикладная механика и техническая физика. 2015. Т. 56, № 3. С. 147–155. DOI: 10.15372/PMTF20150317. EDN: UEAZYL.
5. Абрамович Г. Н. Прикладная газовая динамика. В 2 ч. 5-е изд., перераб. и доп. Москва: Наука, 1991. Ч. 2. 304 с. ISBN 5-02-01 4962-4.
6. Кузнецов В. И., Шандер А. Ю. Эффект Гартмана–Шпренгера и его применение на летательных аппаратах // Омский научный вестник. Серия «Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение». 2019. Т. 3, № 2. С. 150–155. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-2-150-155.
7. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. Москва: Машиностроение, 1975. 559 с.
8. Попович С. С. Экспериментальное исследование влияния ударных волн на эффект безмашинного энергоразделения // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н. Э. Баумана. 2016. № 3. С. 64–84. DOI: 10.7463/0316.0835444.3.
9. Волков К. Н., Емельянов В. Н., Ефремов А. В. [и др.]. Структура течения и колебания давления при взаимодействии сверхзвуковой недорасширенной струи газа с трубной полостью // Журнал технической физики. 2020. Т. 90 (8). 1254. DOI: 10.21883/JTF.2020.08.49534.328-19.
10. Седов А. И. Методы подобия и размерности в механике. 8-е изд., перераб. Москва: Наука, 1977. 440 с.
11. Emelyanov V. N., Teterina I. V., Volkov K. N. [et al.]. Pressure oscillations and instability of working processes in the combustion chambers of solid rocket motors // Acta Astronautica. 2017. Vol. 135. P. 161–171. DOI: 10.1016/j.actaastro.2016.09.
12. Голубев А. Ю., Ефимцов Б. М. Экспериментальные исследования аэроакустического возбуждения потоком резонансных колебаний в глубокой полости // Ученые записки ЦАГИ. 2014. № 3. С. 76–85. URL: https://cyberleninka.ru/article/n/eksperimentalnye-issledovaniya-aeroakusticheskogo-vozbuзhdeniya-potokom-rezonansnyh-kolebaniy-v-glubokoy-polosti (дата обращения: 13.03.2024).

МАКАРОВ Владимир Вячеславович, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Авиа- и ракетостроение» Омского государственного технического университета (ОмГТУ), г. Омск. SPIN-код: 9846-7090

AuthorID (SCOPUS): 57193513945
ResearcherID: R-6939-2018
Адрес для переписки: kosmos070969@mail.ru
КУЗНЕЦОВ Виктор Иванович, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Авиа- и ракетостроение» ОмГТУ, г. Омск.
SPIN-код: 1763-0468
AuthorID (РИНЦ): 161955
ResearcherID: N-9618-2016
Адрес для переписки: vik.kuznetzov@yandex.ru
КУЗНЕЦОВА Ирина Олеговна, кандидат технических наук, доцент кафедры естественных наук и информационных технологий Омского института водного транспорта (филиал) Сибирского государственного университета водного транспорта, г. Омск; доцент факультета очного отделения Си-

бирского института бизнеса и информационных технологий, г. Омск.
SPIN-код: 8418-3130
AuthorID (РИНЦ): 486124
Адрес для переписки: oat-schuka@mail.ru

Для цитирования

Макаров В. В., Кузнецов В. И., Кузнецова И. О. Критерияльная база рабочего процесса трубы Гартмана – Шпренгера // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2024. Т. 8, № 2. С. 61 – 67. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-2-61-67.

Статья поступила в редакцию 26.03.2024 г.
© В. В. Макаров, В. И. Кузнецов, И. О. Кузнецова



CRITERIA BASE OF THE HARTMANN–SPRENGER PIPE WORKFLOW

V. V. Makarov¹, V. I. Kuznetsov¹, I. O. Kuznetsova²

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

² Omsk Institute of Water Transport – branch FSBEI
of HE «Siberian State University of Water Transport»,
Russia, Omsk, Ivan Alekseev St., 4, 644099

The issue of creating a criteria base for the Hartmann–Sprenger pipe workflow based on a closed mathematical model is considered.

On the basis of a closed mathematical model, the main parameters affecting the increase in the total temperature of the gas at the end of the dead-end cavity above the deceleration temperature of the incoming flow are recorded.

Parameters with the same dimension are combined into one group so that only one dimensionless complex is obtained for all these quantities.

Finding dimensionless complexes based on the modeling theory allowed us to determine the criteria base of the Hartmann–Sprenger pipe workflow.

Keywords: criterion base, Hartmann–Sprenger tube, dead-end cavity, increased braking temperature, work exchange, heat exchange.

References

1. Bocharova A. V., Lebedev M. G. Aeroakusticheskiy effekt Gartmana: Sto let issledovaniy i tekushchego sostoyaniya voprosa [The aero-acoustic Hartmann effect: hundred years of research and the current state of the matter] // *Inzhenernyy zhurnal: Nauka i innovatsii. Engineering Journal: Science and Innovation*. 2018. Issue 9. DOI: 10.18698/2308-6033-2018-9-1803. (In Russ.).

2. Makarov V. V., Kuznetsov V. I. Truba Gartmana–Shprengera: eksperiment, teoriya, raschet [Hartmann–Sprenger tube: experiment, theory, calculation]. Omsk, 2023. 64 p. ISBN 978-5-8149-3579-3. (In Russ.).

3. Zaripov F. A., Pavlov G. I., Nakoryakov P. V. [et al.]. Eksperimental'noye issledovaniye kolebatel'nogo protsessa v tsilindricheskikh trubakh, zapolnennykh gazopuzyr'kovoy zhidkost'yu [Experimental study of the oscillatory process in cylindrical pipes filled with gas-bubble liquid] // *Vestnik Tyumenskogo gosudarstvennogo universiteta. Fiziko-matematicheskoye modelirovaniye. Neft', gaz, energetika. Tyumen State University Herald. Physical and Mathematical Modeling. Oil, Gas, Energy*. 2022. Vol. 8, no. 4 (32). P. 81–94. DOI: 10.21684/2411-7978-2022-8-4-81-94. (In Russ.).

4. Terekhov V. I., Bogatko T. V. Issledovaniye aerodinamiki i teploobmena otryvnogo techeniya v osesimmetrichnom diffuzore pri vnezapnom rasshirenii truby [Aerodynamics and heat transfer in a separated flow in an axisymmetric diffuser with sudden expansion] // *Prikladnaya mekhanika i tekhnicheskaya fizika. Journal of Applied Mechanics and Technical Physics*. 2015. Vol. 56, no. 3. P. 471–478. DOI: 10.15372/PMTF20150317. EDN: UEAZYL. (In Russ.).

5. Abramovich G. N. Prikladnaya gazovaya dinamika [Applied gas dynamics]. In 2 Parts. 5th ed., reprint. and add. Moscow, 1991. Part 2. 304 p. ISBN 5-02-01 4962-4. (In Russ.).

6. Kuznetsov V. I., Shander A. Yu. Effekt Gartmana–Shprengera i ego primeneniye na letatel'nykh apparatakh [Hartmann–Sprenger effect and its application on aircraft] // *Omskiy nauchnyy vestnik. Seriya «Aviatsionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye». Omsk Scientific Bulletin*.

Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2019. Vol. 3, no. 2. P. 150–155. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-2-150-155. (In Russ.).

7. Idelchik I. E. Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam [Handbook of hydraulic resistance]. Moscow, 1975. 559 p. (In Russ.).

8. Popovich S. S. Eksperimental'noye issledovaniye vliyaniye udarnykh voln na effekt bezmashinnogo energorazdeleniya [Experimental Research of Machineless Energy Separation Effect Influenced by Shock Waves] // *Nauka i obrazovaniye: nauchnoye izdaniye MGTU im. N. E. Baumana. Science and Education of the Bauman MSTU*. 2016. No. 3. P. 64–84. DOI: 10.7463/0316.0835444.3. (In Russ.).

9. Volkov K. N., Emel'yanov V. N., Efremov A. V. [et al.]. Struktura techeniya i kolebaniya davleniya pri vzaimodeystvii sverkhzvukovoy nedorasshirennoy strui gaza s trubnoy polost'yu [Flow Structure and Pressure Oscillations during the Interaction of a Supersonic Underexpanded Gas Jet with a Tubular Cavity] // *Zhurnal tekhnicheskoy fiziki. Journal of Technical Physics*. 2020. Vol. 90 (8). 1254. DOI: 10.21883/JTF.2020.08.49534.328-19. (In Russ.).

10. Sedov A. I. Metody podobiya i razmernosti v mekhanike [Methods of similarity and dimensionality in mechanics]. 8th ed., reprint. Moscow, 1977. 440 p. (In Russ.).

11. Emelyanov V. N., Teterina I. V., Volkov K. N. [et al.]. Pressure oscillations and instability of working processes in the combustion chambers of solid rocket motors // *Acta Astronautica*. 2017. Vol. 135. P. 161–171. DOI: 10.1016/j.actaastro.2016.09. (In Engl.).

12. Golubev A. Yu., Efimtsov B. M. Eksperimental'nyye issledovaniya aeroakusticheskogo vzbuzhdeniya potokom rezonansnykh kolebaniy v glubokoy polosti [Experimental studies of aeroacoustic excitation by a flow of resonant vibrations in a deep cavity] // *Uchenyye zapiski TsAGI. Scientific Notes of TsAGI*. 2014. No. 3. P. 76–85. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/eksperimentalnye-issledovaniya-aeroakusticheskogo-vzbuzhdeniya-potokom-rezonansnykh-kolebaniy-v-glubokoy-polosti> (accessed: 13.03.2024). (In Russ.).

MAKAROV Vladimir Vyacheslavovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of Aircraft and Rocket Building Department, Omsk State Technical University (OmSTU), Omsk.

SPIN-code: 9846-7090

AuthorID (SCOPUS): 57193513945

ResearcherID: R-6939-2018

Correspondence address: kosmos070969@mail.ru

KUZNETSOV Viktor Ivanovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of Aircraft and Rocket Building Department, OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 1763-0468

AuthorID (RSCI): 161955

ResearcherID: N-9618-2016

Correspondence address: vik.kuznetzov@yandex.ru

KUZNETSOVA Irina Olegovna, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Natural Sciences and

Information Technologies Department, Omsk Institute of Water Transport — branch FSBEI of HE «Siberian State University of Water Transport», Omsk; Associate Professor at the Full-Time Faculty, Siberian Institute of Business and Information Technologies, Omsk.

SPIN-code: 8418-3130

AuthorID (RSCI): 486124

Correspondence address: oat-schuka@mail.ru

For citations

Makarov V. V., Kuznetsov V. I., Kuznetsova I. O. Criteria base of the Hartmann–Sprenger pipe workflow // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2024. Vol. 8, no. 2. P. 61–67. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-2-61-67.

Received March 26, 2024.

© V. V. Makarov, V. I. Kuznetsov,
 I. O. Kuznetsova



КВАНТОВО-МЕХАНИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ МАЛОГО КОСМИЧЕСКОГО АППАРАТА

В. В. Федянин, В. В. Шалай, В. К. Федоров

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

В статье представлена квантово-механическая модель ионного двигателя. Рассмотрены основные уравнения, описывающие форму ускоренного пучка. Приведены пластины-детекторы, демонстрирующие интерференционную картину в тонких пленках. Дано математическое описание рельефа тонких плёнок с помощью полученной волновой функции. Продемонстрирована работа ионного двигателя малой мощности. Показаны результаты численного решения модели с различными начальными значениями. По результатам вычислений построены диаграммы траекторий заряженных частиц.

Ключевые слова: модели ионных и плазменных двигателей, математическое моделирование движения заряженных частиц, ионный двигатель, малый космический аппарат, квантовая механика, квантово-механическая модель.

Введение

В настоящее время ионные микродвигатели являются перспективным направлением в космической технике. Они нашли свое применение в микро- и наноспутниках. Исследование качественных и количественных параметров реактивных струй ионизированного газа таких двигателей становится актуальной задачей. Существуют несколько методов и моделей, которые используются для описания ускоренных частиц в ионных и плазменных двигателях.

Начнем обзор с двумерной модели с тремя скоростными компонентами [1–3]. Она используется для численного моделирования и исследования поведения потока заряженных частиц. Распределение частиц в пространстве моделируется в двумерной плоскости XY . Каждая частица имеет три компоненты скорости: две в направлении XY и одну в направлении Z . Такая модель может быть использована для анализа взаимодействия частиц с другими частицами и ускорения частиц в магнитных и электрических полях.

Существуют модели, основанные на PIC-методе [4–6]. В этом методе моделируемое пространство разбивается на сетку и заряженные частицы движутся по этой сетке. Каждая частица имеет определенную массу, заряд и скорость. Движение частицы осуществляется под воздействием электрических и магнитных полей. В каждой клетке сетки рассчитываются величины этих полей. Сетки или ячейки обычно выбирают прямоугольной или кубической формы. С помощью уравнений Максвелла производится расчет полей, учитывая заряды и токи частиц. Движение частиц определяется по законам Ньютона и Лоренца, а положение частиц и их скорость обновляются на каждой итерации расчета.

Закончим обзор моделью расчета, которая основана на методе столкновения Монте-Карло. Он учитывает столкновения между заряженными частицами, такими как ионы и электроны. Метод включает

в себя случайный выбор вероятности столкновений и производит расчет на основании этой вероятности. Так, каждая частица имеет определенную величину вероятности столкновения в единицу времени. На каждой итерации расчета происходит случайная выборка столкновений частиц на основе этих вероятностей.

Изменения скорости и энергии частиц вычисляются после выбора сталкивающейся пары. Преимуществом метода является учет различных типов столкновений частиц и возможность динамически изменять вероятности столкновений в зависимости от условий моделирования [7–10].

Представленные модели основываются на классической механике и термодинамике. Однако для ионных двигателей может быть необходимо более точное описание некоторых процессов в ионизированной струе газа.

Таким образом, в работе предпринята попытка создания модели, которая базируется на принципах квантовой механики. Сделаем небольшое отступление.

В 1952 году физик Дэвид Бом предложил новую интерпретацию квантовой механики, известную как «интерпретация Бом». Идеи этой интерпретации опубликованы в работе [11]. Квантовая модель показывает, что система в любой момент времени описывается волновой функцией, которая предсказывает вероятность обнаружения частиц. Так, появился альтернативный подход, где предполагается существование траекторий для каждой частицы. Интерпретация Дэвида Бом сохраняет классическое понимание движения частиц и позволяет решить некоторые проблемы квантовой механики. К ним можно отнести неопределенность и коллапс волновой функции. Основная идея модели заключается в том, что помимо волновой функции существуют скрытые переменные, определяющие траектории частиц. Тогда появляется возможность предсказать положения частиц, так как их траектория подчиняется как квантовым, так и классическим законам.

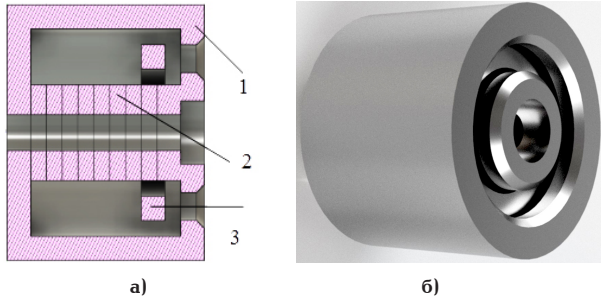


Рис. 1. Демонстрация двигателя в плоскости XY (а) и его трехмерная модель (б)

Fig. 1. Demonstration of the thruster in the XY plane (a) and its three-dimensional model (б)

Теория

Предпримем попытку применить данную модель для описания траекторий частиц ионного двигателя. Рассмотрим ионный двигатель малой мощности, модель которого показана на рис. 1.

Двигатель состоит из цилиндрического корпуса 1, который является катодом. Внутри расположен анод 2 и постоянный магнит 3. Между анодом и корпусом подается импульсное высоковольтное напряжение. Так, постоянным магнитом в зазоре удерживаются электроны, дополнительно ионизируя газ. Ионы же ускоряются импульсным напряжением и создают реактивную тягу. Если представить двигатель в двумерной плоскости XY , то для такого случая траектории частиц можно описать с помощью квантовой модели Бомы.

Рассмотрим подробнее эту возможность. Попытка объяснить интерференционную картину с помощью модели Бомы была предпринята Филиппидисом [12]. Он представил волновые пакеты двух волн, которые описываются следующими уравнениями:

$$\psi_a = (2\pi\sigma_t^2)^{1/4} \times \exp\left[\frac{-(z - Z_0)^2 - y^2}{4\sigma_0\sigma_t}\right] \cdot \exp\left[i\left(k_x x - \frac{E_x t}{\hbar}\right)\right], \quad (1)$$

$$\psi_b = (2\pi\sigma_t^2)^{1/4} \times \exp\left[\frac{-(z - Z_0)^2 - y^2}{4\sigma_0\sigma_t}\right] \cdot \exp\left[i\left(k_x x - \frac{E_x t}{\hbar}\right)\right], \quad (2)$$

где $E_x = \frac{\hbar^2 k^2}{2m}$. Таким образом, ψ_a представляет собой плоскую волну, распространяющуюся в направлении x , а волновой пакет — в направлении y и z . Это справедливо и для выражения ψ_b . Пакеты распространяются в пространство и накладываются друг на друга. При начальном значении σ_0 ширина пакета в момент времени t будет равна [13].

$$\sigma_t = \sigma_0 \left(1 + i \frac{\hbar t}{2m\sigma_0^2}\right). \quad (3)$$

Эти две волновые функции описывают частицы a и b . В таком случае отображение на плоскость XY можно рассмотреть согласно указанной модели, осуществив некоторые преобразования.

Рассмотрим ионный двигатель в плоскости XY (рис. 1а) и проведем аналогию с двухщелевым опытом. Плазма, образованная в полости, будет являться источником частиц, которые под действием элект-

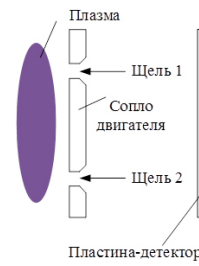


Рис. 2. Формирование частиц для прохождения через две щели

Fig. 2. Passage of particles through two slits

рического поля проходят через обе щели. На рис. 2 дано более детальное пояснение этого процесса.

Пластина-детектор используется для того, чтобы отобразить интерференционную картину нанесенной тонкой пленки двигателем. Так появляется возможность оценить размер и форму пучка.

Тогда для этой модели уравнение Шредингера будет выглядеть следующим образом [14]:

$$i\hbar \frac{\partial}{\partial t} \psi(r, t) = \left[-\frac{\hbar}{2m} \nabla^2 + V(r) \right] \cdot \psi(r, t), \quad (4)$$

здесь $\psi(r, t)$ — это волновая функция, которая зависит от времени и координат r ; i — мнимая единица; $\hbar$ — постоянная Планка — Дирака; m — масса частицы; ∇^2 — Лапласиан, выражающийся через координаты частицы; $V(r)$ — потенциальная энергия; $r = (x, y, z)$ — координаты частицы в трехмерном пространстве.

Возьмем за основу уравнения (1–2) и численно решим уравнение Шредингера. Для упрощения расчетов примем $\hbar = 1$, $m = 1$. Тогда получим модифицированную модель, описывающую траектории частиц, используя квантовую и классическую механику. Расчет будем проводить в координатах XY .

Следовательно, уравнение (4) примет вид:

$$i \frac{\partial}{\partial t} \psi(r, t) = \left[-\frac{1}{2} \nabla^2 + V(r) \right] \cdot \psi(r, t). \quad (5)$$

Тогда волновая функция для частиц a , b запишется как [15]

$$\psi_{a,b}(r, t) = (2\pi\sigma_t^2)^{1/4} \times \exp\left[\frac{-(y - Y_0)^2}{4\sigma_0\sigma_t}\right] + i \cdot k \cdot x - \frac{i \cdot k^2 t}{2}, \quad (6)$$

где $\sigma_t = \sigma_0 \left(1 + \frac{i \cdot t}{2\sigma_0^2}\right)$, σ_0 — ширина щели, Y_0 — расстояние между щелями, k — волновое число (импульс).

Представленное выражение описывает движение частиц. Общая волновая функция для них будет найдена с помощью выражения

$$\psi(r, t) = N(\psi_a + \psi_b), \quad (7)$$

где N — нормирующий коэффициент.

Перейдем от импульса частицы k к ее скорости v . Для этого используем соотношение квантовой

механики, связывающее импульс и энергию для частицы. Тогда дисперсионное соотношение будет выглядеть как

$$E = \frac{\hbar^2 k^2}{2m}, \quad (8)$$

где k — импульс, m — масса частицы.

Теперь приведем соотношение для кинетической энергии в классическом случае:

$$E = \frac{mv^2}{2}. \quad (9)$$

Следовательно, получим

$$\frac{\hbar^2 k^2}{2m} = \frac{mv^2}{2}. \quad (10)$$

Откуда

$$v = \frac{\hbar \cdot k}{m}. \quad (11)$$

Принимая во внимание принятое допущение $\hbar = 1$ и $m = 1$, получаем

$$v = k. \quad (12)$$

Тогда решение полученного уравнения будет выполняться в безразмерных величинах. Решение уравнения позволит получить качественное представление траекторий ускоренных ионизированных частиц, выходящих из сопла двигателя. Таким представлением обеспечивается задел для развития оригинальной концепции математической модели ионного двигателя.

Выполним численное моделирование и получим траектории частиц при различных параметрах модели. На рис. 3 показаны траектории частиц, полученные в ходе расчета.

Число траекторий частиц (рис. 3а) составило $n = 2000$. Для рис. 3б и рис. 3в $n = 1000$ частиц. Количество траекторий для рис. 3г составило 500 частиц. Решение выполнено с помощью метода Рунге — Кутты 4-го порядка. Шаг расчета составил $\Delta t = 0,02$ сек., а полное время расчета $t = 1$ сек. Начальное положение частиц задано массивом, каждый элемент которого находится в диапазоне от $-1,5$ до $1,5$. Последовательность обеспечивалась генератором случайных чисел. Из рис. 3 видно, как происходит формирование пучка при разных параметрах модели и его эволюция во времени.

Преобразуем полученные траектории в трехмерное отображение для заданного времени t . Представим, что каждая траектория частицы является диаметром с центром $X = 0$, $Y = 0$. Предположим, что в момент времени $t = 1$ все частицы достигли пластины-детектора (рис. 2). Тогда получим парамет-

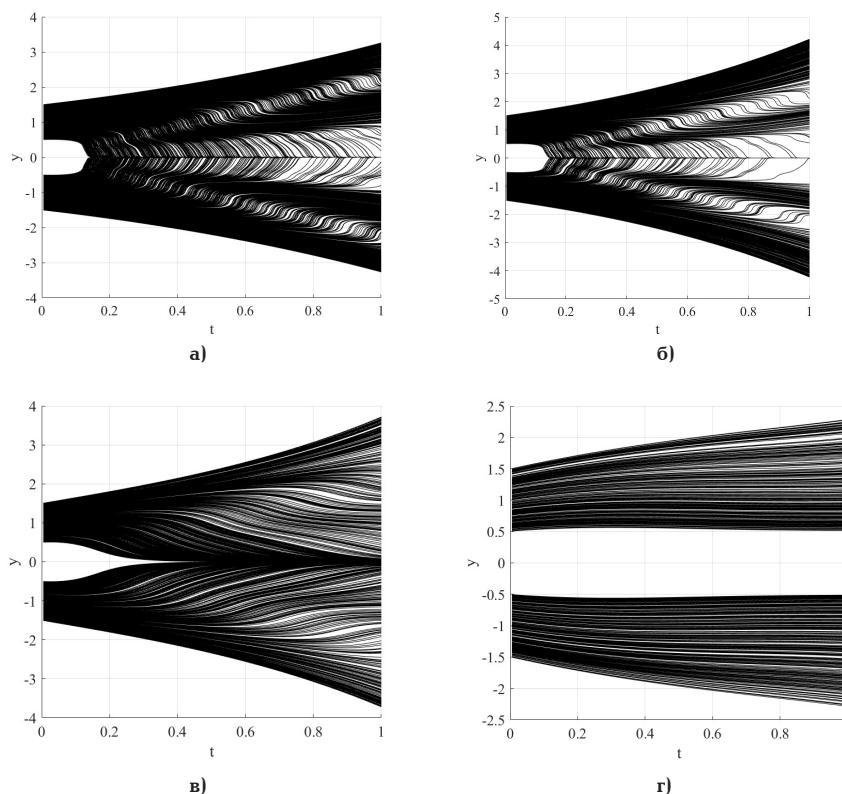


Рис. 3. Результаты расчета со следующими параметрами модели:

- а) расстояние между щелями 3,2 единицы, ширина щели 0,2 единицы, скорость 0,75;
- б) расстояние между щелями 3,5 единицы, ширина щели 0,2 единицы, скорость 1;
- в) расстояние между щелями 3,2 единицы, ширина щели 0,5 единицы, скорость 1;
- г) расстояние между щелями 4 единицы, ширина щели 1 единица, скорость 0,8

Fig. 3. Calculation results with the following model parameters: а) the distance between the slits is 3,2 units, the width of the slit is 0,2 units, the speed is 0,75; б) the distance between the slits is 3,5 units, the width of the slit is 0,2 units, the speed is 1; в) the distance between the slits is 3,2 units, the width of the slot is 0,5 units, the speed is 1; г) the distance between the slits is 4 units, the width of the slot is 1 unit, the speed is 0,8

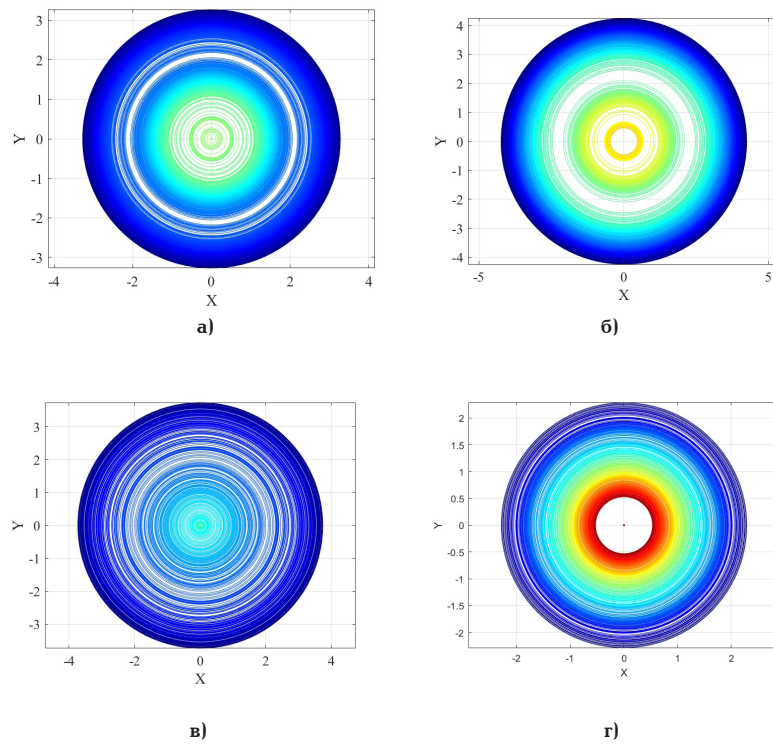


Рис. 4. Отображение пучка на экране детектора:
а) расстояние между щелями 3,2 единицы, ширина щели 0,2 единицы, скорость 0,75; б) расстояние между щелями 3,5 единицы, ширина щели 0,2 единицы, скорость 1; в) расстояние между щелями 3,2 единицы, ширина щели 0,5 единицы, скорость 1; г) расстояние между щелями 4 единицы, ширина щели 1 единица, скорость 0,8

Fig. 4. Beam display on the detector screen: а) the distance between the slits is 3,2 units, the width of the slit is 0,2 units, the speed is 0,75; б) the distance between the slits is 3,5 units, the width of the slit is 0,2 units, the speed is 1; в) the distance between the slits is 3,2 units, the width of the slit is 0,5 units, the speed is 1; г) the distance between the slits is 4 units, the width of the slot is 1 unit, the speed is 0,8

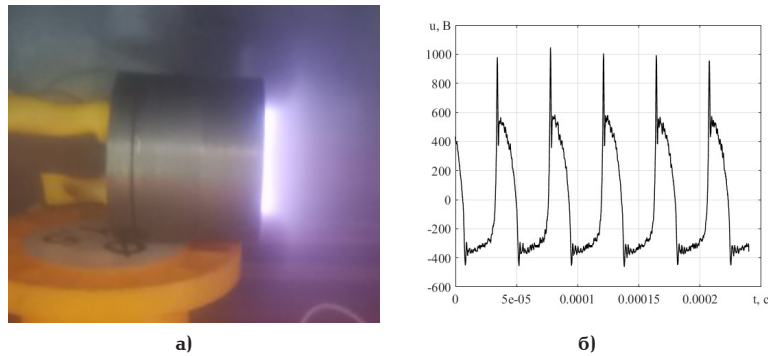


Рис. 5. Работа двигателя в вакуумной камере (а) и напряжение питания (б)
Fig. 5. Thruster operation in the vacuum chamber (а) and supply voltage (б)

трическое представление исходящего из двигателя пучка окружностями

$$x = r_1 \cdot \cos(\Theta) + C_x, \quad (13)$$

$$y = r_2 \cdot \sin(\Theta) + C_y, \quad (14)$$

где Θ — угол, используемый для параметризации окружности, C_x , C_y — координаты центра, r_1 , r_2 — радиусы окружностей.

$$r_1 = r_2 = \frac{D}{2}, \quad (15)$$

где D — диаметр окружности.

Таким образом, обеспечивается представление изображения пучка частиц двигателя в разрезе. Построим отображение пучка. Параметры модели используем идентичные построению траекторий для рис. 3.

Каждая полученная окружность представляет собой распределение частиц вдоль оси, перпендикулярной к торцу пучка. Размер окружностей и их положения представляют распределения частиц в этом сечении пространства для конечного момента времени $t = 1$.

Представленный на рис. 4 случай является идеальным. Такой подход позволяет рассмотреть струю пучка. Стоит отметить, что предположение такой формы обусловлено многочисленными эксперимен-

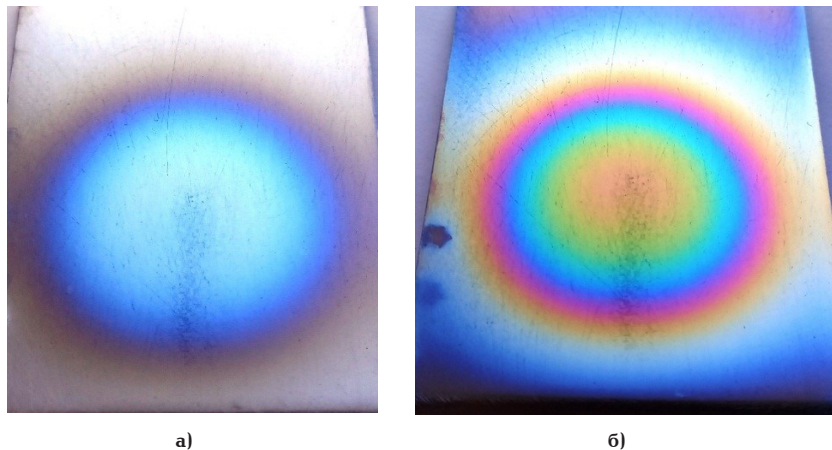


Рис. 6. Интерференция в тонких пленках на поверхности металлических пластин:
а) работа двигателя в течение 2 минут при давлении в камере 15 Па;
б) работа двигателя в течение 10 минут при давлении в камере 15 Па
Fig. 6. Interference in thin films on the surface of metal plates: a) thruster operation
for 2 minutes at a pressure in the chamber of 15 Pa; b) thruster operation for 10
minutes at a pressure in the chamber of 15 Pa

тами, проведенными с указанным двигателем, о которых будет сказано далее.

Экспериментальная часть работы

В предыдущем разделе была рассмотрена квантово-механическая модель, описывающая траектории частиц ионного двигателя. В этом разделе покажем работу двигателя в вакуумной камере и рассмотрим полученную интерференционную картину на пластине-детекторе после воздействия на нее ускоренным ионным пучком.

Испытания проводились при давлении в камере от 10 до 20 Па. Рабочим телом для двигателя служил оставшийся воздух. Двигатель питался от источника импульсного напряжения. Работа двигателя и осциллограмма напряжения показаны на рис. 5.

Ускоренный пучок детектировался отполированными металлическими пластинами одинаковой формы. Каждая пластина устанавливалась на расстоянии 30 мм от среза сопла двигателя и была заземлена. На рис. 6 показаны пластины с нанесенными на них пленками, которые дают интерференционную картину.

При нанесении потребляемая полная мощность двигателя составила $P = 3,5$ Вт. Разные цвета интерференционной картины указывают на неоднородность нанесенного слоя. Так как длина волны и толщина пленки связаны друг с другом, то интерференционные максимумы происходят при разных толщинах. Иными словами, фиолетовый оттенок указывает на минимальную толщину, в то время как красный оттенок — на максимальную толщину пленки [16–17]. Полученное изображение схоже с интерференционной картиной в тонкой пленке капли масла на поверхности воды.

Интерференционную картину можно связать с толщиной пленки. Рассмотрим условия интерференции. При попадании света на пленку необходимо рассмотреть два световых луча, как показано на рис. 7.

Первый луч отражается от поверхности пленки и изменяет свою фазу относительно падающего луча. Проникающий в пленку падающий луч преломляется на поверхности пленки, а затем отражается от нижней поверхности. Тогда длину оптического пути можно определить как [18]

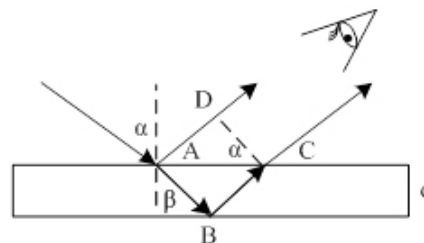


Рис. 7. Интерференция капли на поверхности воды
Fig. 7. Interference of a drop on the surface of water

$$\Delta = n(AB + BC) - AD, \quad (16)$$

$$\text{где } AB = \frac{d}{\cos(\beta)}, \quad AD = (2d \cdot \tan(\beta)) \cdot \sin(\alpha) \text{ или } AD = 2d \cdot \tan(\beta) [n \cdot \sin(\beta)].$$

Объединим выражения и получим

$$\Delta = 2d \cdot n \left(\frac{1 - \sin^2(\beta)}{\cos(\beta)} \right) = 2d \cdot n \cdot \cos(\beta). \quad (17)$$

Составим модель полученных концентрических кругов на поверхности металлической пластины, образованных после воздействия ионного двигателя. Как было сказано выше, интерференционная цветовая картина зависит от толщины пленки. Следовательно, необходимо найти такое описание формы, чтобы она соотносилась с полученными результатами. Для решения этой задачи используем волновую функцию, представленную выражением (6). Смоделируем форму пленки в трехмерном пространстве. Для того чтобы приблизительно определить толщину слоя, используем формулу Юнга для тонких пленок.

$$t = \frac{(m + 0,5) \cdot \lambda}{2n}, \quad (18)$$

где n — показатель преломления, λ — длина волны, m — порядок интерференционной полосы.

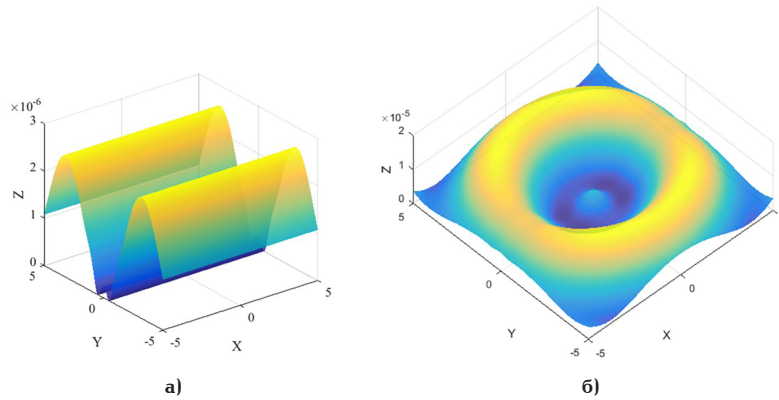


Рис. 8. Теоретическое представление формы пленки на поверхности подложки:
а) форма пленки без параметрического представления;
б) форма пленки с параметрическим представлением
Fig. 8. Theoretical representation of the film shape on the substrate surface:
a) film shape without parametric representation; б) film shape with parametric representation

Отображение рельефа пленки можно получить, умножив величину λ на волновую функцию. Тогда получим следующее выражение:

$$t = \frac{(m + 0,5) \cdot \lambda_A \cdot |\psi(r, t)|}{2n}, \quad (19)$$

где λ_A — длина волны для красного спектра света.

С помощью этого выражения получим форму пленки в трехмерном пространстве (рис. 8).

Расчеты проводились при следующих значениях: ширина щели 0,5; расстояние между щелями 3,2; длина волны $\lambda_A = 700$ нм, $m = 1$, $n = 1$. Использование формулы Юнга для тонких пленок позволит дать приближенную оценку толщины, а волновая функция ее форму.

Вывод. В настоящей работе представлена модель, описывающая траектории частиц ионного двигателя малого космического аппарата. Модель основана на квантово-механической интерпретации Дэвида Бома. С помощью нее удалось получить различные траектории частиц и форму пучка, что дает возможность оценки и сравнения. Моделирование траекторий частиц может помочь в разработке ионно-оптической системы. Разработанная модель позволяет исследовать влияние параметров на формирование пучка.

С помощью волновой функции удалось представить форму пленки на поверхности пластины-детектора. Плоская пленка вызывает разложение света на разные цвета, создавая множество колец различного размера и формы. Кольца обладают самоподобием, то есть могут быть представлены в виде фрактальных структур, обладающих свойством масштабируемости. Это явление происходит из-за повторяющегося процесса интерференции на разных уровнях толщины пленки. Всякий раз, когда свет проходит через пленку, он создает интерференционные полосы, и эти полосы взаимодействуют между собой, образуя кольца различного размера и формы.

Анализ интерференционной картины может помочь в понимании процессов формирования пучка. Это позволит получать требуемые параметры двигателя и улучшить его эффективность.

Приведенные упрощения в моделях являются следствием большого задела, направленного на развитие данной концепции. Квантово-механическая

модель ионного микродвигателя может быть адаптирована на другие типы двигателей.

Список источников

1. Chernyshev T., Son E., Gorshkov O. Kinetic simulation of Hall Effect Thruster, including azimuthal waves and diamagnetic effect // Journal of Physics D: Applied Physics. 2019. Vol. 52, no. 44. P. 444002. DOI: 10.1088/1361-6463/ab35cb.
2. Kawamura E., Birdsall C. K., Vahedi V. Physical and numerical methods of speeding up particle codes and paralleling as applied to RF discharges // Plasma Sources Science and Technology. 2000. Vol. 9, no. 3. P. 413–428. DOI: 10.1088/0963-0252/9/3/319.
3. Li H., Yuan X., Yang J. [et al.]. Numerical and theoretical modeling of the sheath upstream of ion optics: sheath structure transition and its effect on the beam divergence // Plasma Sources Science and Technology. 2021. Vol. 30, no. 7. P. 075019. DOI: 10.1088/1361-6595/abfbec.
4. Никифоров Н. Н. Моделирование процессов ускорения протонов при облучении АУ-мишени фемтосекундным лазерным импульсом // СНК-2022: материалы LXXII Открытой междунар. студ. науч. конф. Московского Политеха. Москва, 04–22 апреля 2022 г. Москва, 2022. С. 249–256. EDN: KGMFPA.
5. Чижонков Е. В. О погрешностях в PIC-методе при моделировании ленгмюровских колебаний // Вычислительные методы и программирование. 2024. Т. 25, № 1. С. 47–63. DOI: 10.26089/NumMet.v25r105.
6. Бастыкова Н. Х., Коданова С. К., Рамазанов Т. С. [и др.]. Моделирование основных свойств комплексной плазмы высокочастотного разряда // Журнал проблем эволюции открытых систем. 2016. Т. 18, № 2. С. 14–22.
7. Иванов В. А., Сахаров А. С. Микроплазменные разряды на металлах: эксперимент, теория, приложения // Физика низкотемпературной плазмы. ФНТП-2014: Всерос. конф.: сб. материалов. В 2 т. Казань: Изд-во КНИТУ, 2014. Т. 2. С. 14–18. ISBN 978-5-7882-1580-8.
8. Taccogna F. Monte Carlo Collision method for low temperature plasma simulation // Journal of Plasma Physics. 2015. Vol. 81, no. 1. P. 1–14. DOI: 10.1017/S0022377814000567.
9. Liu W., Cai G., Jinrui Z. [et al.]. Numerical investigation of plasma behavior in a micro DC ion thruster using the particle-in-cell/Monte Carlo collision (PIC/MCC) method // Journal of Physics D: Applied Physics. 2021. Vol. 54, no. 44. P. 445202. DOI: 10.1088/1361-6463/ac1a0c.
10. Kusoglu Sarikaya C., Rafatov I., Kudryavtsev A. A. Particle in cell/Monte Carlo collision analysis of the problem of identification of impurities in the gas by the plasma electron

spectroscopy method // *Physics of Plasmas*. 2016. Vol. 23, no. 6. P. 063524. DOI: 10.1063/1.4954917.

11. Bohm D. A suggested interpretation of the quantum theory in terms of «Hidden» Variables. I // *Physical Review*. 1952. Vol. 85, no. 2. P. 166–179. DOI: 10.1103/PhysRev.85.166.

12. Philippidis C., Dewdney C., Hiley B. J. Quantum interference and the quantum potential // *Il Nuovo Cimento B*. 1979. Vol. 52, no. 1. P. 15–28. DOI: 10.1007/BF02743566.

13. Kiran M., Moncy V. J. Interfering Quantum Trajectories Without Which-Way Information // *Foundations of Physics*. 2017. Vol. 47. P. 873–886. DOI: 10.1007/s10701-017-0088-1.

14. Bohm D. A suggested interpretation of the quantum theory in terms of «Hidden» Variables. II // *Physical Review*. 1952. Vol. 85, no. 2. P. 180–193. DOI: 10.1103/PhysRev.85.180.

15. Guay E., Marchildon L. Wave functions and Bohmian trajectories in interference phenomena // *arXiv. preprint quant-ph/0407077*. 2004. P. 1–23. URL: <https://archive.org/details/arxiv-quant-ph0407077/page/n3/mode/2up> (дата обращения: 20.03.2024)

16. Kats M. A., Blanchard R., Ramanathan S. [et al.]. Thin-film interference in lossy, ultra-thin layers // *Optics and Photonics News*. 2014. Vol. 25, no. 1. P. 40–47. DOI: 10.1364/OPN.25.1.000040.

17. Ганжерли Н. М. Влияние интерференции в тонких пленках на оптические характеристики голограмм, зарегистрированных на слоях As-Se // *Оптика и спектроскопия*. 2023. Т. 131, № 8. С. 1080–1085. DOI: 10.61011/OS.2023.08.56299.4859-23. EDN: VSBOUY.

18. Mathad G., Pathar D. Thin Film Interference—A Study // *International Journal of Research and Analytical Reviews (IJRAR)*. 2020. Vol. 7, no. 3. P. 586–595.

ФЕДЯНИН Виктор Викторович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Электрическая техни-

ка» 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: k13201@rambler.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

ФЕДОРОВ Владимир Кузьмич, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Электроснабжение промышленных предприятий» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 2389-6978

AuthorID (РИНЦ): 512746

AuthorID (SCOPUS): 57194237212

Для цитирования

Федянин В. В., Шалай В. В., Федоров В. К. Квантово-механическая модель ионного двигателя малого космического аппарата // *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*. 2024. Т. 8, № 2. С. 68–76. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-2-68-76.

Статья поступила в редакцию 24.04.2024 г.

© В. В. Федянин, В. В. Шалай, В. К. Федоров

QUANTUM-MECHANICAL MODEL OF ION THRUSTER FOR SMALL SPACECRAFT

V. V. Fedyanin, V. V. Shalay, V. K. Fedorov

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

The article presents a quantum mechanical model of an ion thruster. The basic equations describing the shape of the accelerated beam are considered. Detector plates demonstrating the interference pattern in thin films are presented. A mathematical description of the relief of thin films is given using the resulting wave function. The operation of a low-power ion engine is demonstrated. The results of numerical solution of the model with different initial values are shown. Based on the results of calculations, diagrams of the trajectories of charged particles are constructed.

Keywords: models of ion and plasma thruster, mathematical modeling of the motion of charged particles, ion engine, small spacecraft, quantum mechanics, quantum mechanical model.

References

1. Chernyshev T., Son E., Gorshkov O. Kinetic simulation of Hall Effect Thruster, including azimuthal waves and diamagnetic effect // *Journal of Physics D: Applied Physics*. 2019. Vol. 52, no. 44. P. 444002. DOI: 10.1088/1361-6463/ab35cb. (In Engl.).
2. Kawamura E., Birdsall C. K., Vahedi V. Physical and numerical methods of speeding up particle codes and paralleling as applied to RF discharges // *Plasma Sources Science and Technology*. 2000. Vol. 9, no. 3. P. 413–428. DOI: 10.1088/0963-0252/9/3/319. (In Engl.).
3. Li H., Yuan X., Yang J. [et al.]. Numerical and theoretical modeling of the sheath upstream of ion optics: sheath structure transition and its effect on the beam divergence // *Plasma Sources Science and Technology*. 2021. Vol. 30, no. 7. P. 075019. DOI: 10.1088/1361-6595/abfbec. (In Engl.).
4. Nikiforov N. N. Modelirovaniye protsessov uskoreniya protonov pri oblucheni AU-misheni femtosekundnym lazernym impul'som [Simulation of proton acceleration processes under au-target irradiation with a femtosecond laser pulse] // *SNK-2022. SSC-2022. Moscow, 2022*. P. 249–256. EDN: KGMFPA. (In Russ.).
5. Chizhonkov E. V. O pogreshnostyakh v PIC-metode pri modelirovanii lengmyurovskikh kolebaniy [On errors in the PIC-method when modeling Langmuir oscillations] // *Vychislitel'nyye metody i programmirovaniye. Numerical Methods and Programming*. 2024. Vol. 25, no. 1. P. 47–63. DOI: 10.26089/NumMet.v25r105. (In Russ.).
6. Bastykova N. Kh., Kodanova S. K., Ramazanov T. S. [et al.]. Modelirovaniye osnovnykh svoystv kompleksnoy plazmy vysokochastotnogo razryada [Simulation of main properties of complex plasma in RF discharge] // *Zhurnal problem evolyutsii otkrytykh sistem. Scientific Journals Al-Farabi Kazakh National University*. 2016. Vol. 18, no. 2. P. 14–22. (In Russ.).
7. Ivanov V. A., Sakharov A. S. Mikroplazmennyye razryady na metallakh: eksperiment, teoriya, prilozheniya [Microplasma discharges on metals: experiment, theory, applications] // *Fizika nizkoterperaturnoy plazmy. FNTP-2014. The Physics of Low Temperature Plasma. PLTP-2014*. In 2 vols. Kazan, 2014. Vol. 2. P. 14–18. ISBN 978-5-7882-1580-8. (In Russ.).
8. Taccogna F. Monte Carlo Collision method for low temperature plasma simulation // *Journal of Plasma Physics*. 2015. Vol. 81, no. 1. P. 1–14. DOI: 10.1017/S0022377814000567. (In Engl.).
9. Liu W., Cai G., Jinrui Z. [et al.]. Numerical investigation of plasma behavior in a micro DC ion thruster using the particle-in-cell/Monte Carlo collision (PIC/MCC) method // *Journal of Physics D: Applied Physics*. 2021. Vol. 54, no. 44. P. 445202. DOI:10.1088/1361-6463/ac1a0c. (In Engl.).
10. Kusoglu Sarikaya C., Rafatov I., Kudryavtsev A. A. Particle in cell/Monte Carlo collision analysis of the problem of identification of impurities in the gas by the plasma electron spectroscopy method // *Physics of Plasmas*. 2016. Vol. 23, no. 6. P. 063524. DOI: 10.1063/1.4954917. (In Engl.).
11. Bohm D. A suggested interpretation of the quantum theory in terms of «Hidden» Variables. I // *Physical Review*. 1952. Vol. 85, no. 2. P. 166–179. DOI: 10.1103/PhysRev.85.166. (In Engl.).
12. Philippidis C., Dewdney C., Hiley B. J. Quantum interference and the quantum potential // *Il Nuovo Cimento B*. 1979. Vol. 52, no. 1. P. 15–28. DOI: 10.1007/BF02743566. (In Engl.).
13. Kiran M., Moncy V. J. Interfering Quantum Trajectories Without Which-Way Information // *Foundations of Physics*. 2017. Vol. 47. P. 873–886. DOI: 10.1007/s10701-017-0088-1. (In Engl.).
14. Bohm D. A suggested interpretation of the quantum theory in terms of «Hidden» Variables. II // *Physical Review*. 1952. Vol. 85, no. 2. P. 180–193. DOI: 10.1103/PhysRev.85.180. (In Engl.).
15. Guay E., Marchildon L. Wave functions and Bohmian trajectories in interference phenomena // *arXiv. preprint quant-ph/0407077*. 2004. P. 1–23. URL: <https://archive.org/details/arxiv-quant-ph0407077/page/n3/mode/2up> (accessed: 20.03.2024) (In Engl.).
16. Kats M. A., Blanchard R., Ramanathan S. [et al.]. Thin-film interference in lossy, ultra-thin layers // *Optics and Photonics News*. 2014. Vol. 25, no. 1. P. 40–47. DOI: 10.1364/OPN.25.1.000040. (In Engl.).
17. Ganzherli N. M. Vliyaniye interferentsii v tonkikh plenkach na opticheskiye kharakteristiki gologramm, zaregistrirovannykh na sloyakh As-Se [The effect of interference in thin films on the optical characteristics of holograms recorded on As-Se layers] // *Optika i spektroskopiya. Optics and Spectroscopy*. 2023. Vol. 131, no. 8. P. 1080–1085. DOI: 10.61011/OS.2023.08.56299.4859-23. EDN: VSBOUY. (In Russ.).
18. Mathad G., Pathar D. Thin Film Interference—A Study // *International Journal of Research and Analytical Reviews (IJRAR)*. 2020. Vol. 7, no. 3. P. 586–595. (In Engl.).



FEDYANIN Viktor Viktorovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of 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: k13201@rambler.ru

SHALAY Viktor Vladimirovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Oil and Gas Engineering, Standardization and Metrology 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

FEDOROV Vladimir Kuzmich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of Electrical Supply of Industrial Enterprises Department, OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 2389-6978

AuthorID (RSCI): 512746

AuthorID (SCOPUS): 57194237212

For citations

Fedyanin V. V., Shalay V. V., Fedorov V. K. Quantum-mechanical model of ion thruster for small spacecraft // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2024. Vol. 8, no. 2. P. 68–76. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-2-68-76.

Received April 24, 2024.

© V. V. Fedyanin, V. V. Shalay, V. K. Fedorov

ОМСКИЙ НАУЧНЫЙ ВЕСТНИК
Серия Aviационно-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