

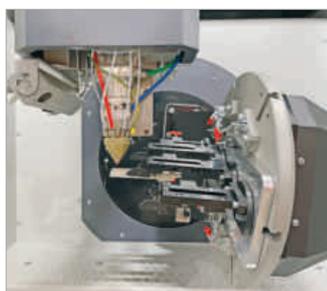
март  
апрель  
**2024**

# Турбины и Дизели

СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫЙ НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

№2 (113)

**ГЭХ Сервис газовых турбин:  
на пути технологического суверенитета**



**Газопоршневые установки Jichai  
поставлены на Черногорскую ТЭЦ**

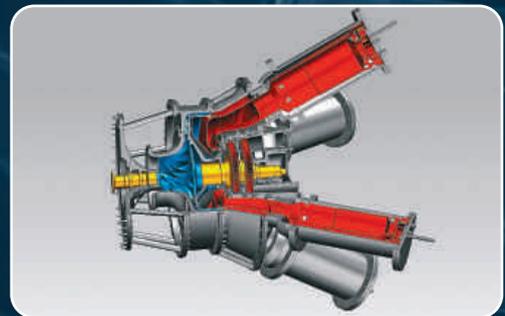
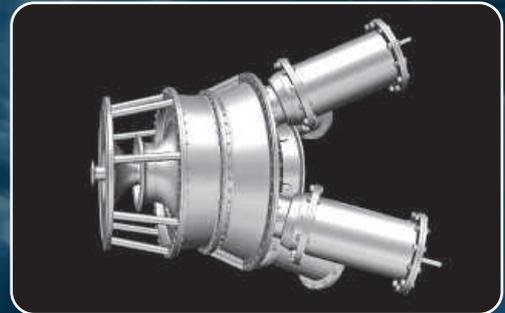
**Передовые технологии обработки  
компании «Лазеры и аппаратура»**



**华讯集团**  
HUAXUN GROUP

Решения на основе возможностей  
ГТУ малой мощности,  
винтовых компрессоров,  
оборудования автономной генерации

РЕКЛАМА



**ООО «Хуасюнь Групп Ру»**



123112, РФ, Москва, Пресненская набережная, 12  
Башня Федерация Восток, 63 этаж



+7 495 532 00 20



info@huaxun.ru

[www.h-xgroup.ru](http://www.h-xgroup.ru)



## НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ «НЕВСКАЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ПЕРСПЕКТИВА – 2024»

ОАО «НПО ЦКТИ» на правах организатора приглашает вас принять участие в научно-технической конференции **«НЕВСКАЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ПЕРСПЕКТИВА – 2024»**

Мероприятие пройдет **с 11 по 13 сентября 2024 г.** на территории гостиницы «Москва» (г. Санкт-Петербург, пл. Александра Невского, 2. Конференц-залы «Летний сад» и «Белые ночи»).

В рамках проведения конференции будут организованы рабочие тематические секции, где после заслушивания докладов каждый желающий будет иметь возможность задать вопросы или высказаться по соответствующей теме.

- **Секция 1.** Теплообменное оборудование атомных и тепловых электростанций, других энергообъектов
- **Секция 2.** Паровые, газовые и гидравлические турбины
- **Секция 3.** Котельные установки
- **Секция 4.** Прочность и ресурс энергетического оборудования
- **Секция 5.** Испытания материалов и сварных конструкций, экспертиза энергетического оборудования
- **Секция 6.** Испытания и сертификация энергетического оборудования

Стоимость участия в трехдневной конференции – **25 000 рублей (в том числе НДС)**. В стоимость включены: участие в тематических секциях, раздаточный материал, кофе-брейки, обеды, торжественный ужин во второй день проведения конференции.

Гостиница «Москва», являясь давним и надежным партнером ЦКТИ, любезно предоставила для бронирования свой номерной фонд. Для участников конференции сформирован промо-код, который дает право на бронирование номеров по специальной цене.



**Контактное лицо**  
**ОАО «НПО ЦКТИ»:**  
Наумова Алла Константиновна,  
раб. тел. +7(812) 578-89-47,  
моб. тел. +7(952) 365-94-12.

Всю интересующую вас информацию о конференции «Невская энергетическая перспектива – 2024» можно получить здесь:



## Главный редактор

**Култышев Алексей Юрьевич, д.т.н.,**  
заместитель генерального директора – технический директор,  
ООО «Газпром энергохолдинг индустриальные активы»

## Редакционная коллегия:

**Аронсон Константин Эрленович, д.т.н.,**  
профессор, главный научный сотрудник  
кафедры «Турбины и двигатели»,  
ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет  
им. первого Президента России Б. Н. Ельцина»

**Барсков Виктор Валентинович, д.т.н.,**  
доцент Высшей школы энергетического машиностроения,  
и.о. директора Института энергетики, ФГАОУ ВО СПбПУ

**Блинов Виталий Леонидович, к.т.н.,**  
доцент, доцент кафедры «Турбины и двигатели»,  
ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет  
им. первого Президента России Б. Н. Ельцина»

**Буров Валерий Дмитриевич, к.т.н.,**  
доцент, профессор кафедры «Тепловых электрических станций»,  
Национальный исследовательский университет «МЭИ»

**Бычков Олег Витальевич,**  
генеральный директор, ООО «ИНГК»

**Волков Александр Викторович, д.т.н.,**  
профессор, заведующий кафедрой  
«Гидромеханики и гидравлических машин»,  
Национальный исследовательский университет «МЭИ»

**Гальшев Юрий Витальевич, д.т.н.,**  
профессор, заведующий кафедрой «Тепловые двигатели»,  
ФГАОУ ВО СПбПУ

**Гарибов Генрих Саркисович, д.т.н.,**  
профессор, академик Российской инженерной академии

**Гольцев Александр Олегович, д.т.н.,**  
профессор, начальник лаборатории,  
НИЦ «Курчатовский институт»

**Грибин Владимир Георгиевич, д.т.н.,**  
профессор, заведующий кафедрой «Паровых и газовых турбин»,  
Национальный исследовательский университет «МЭИ»

**Дроздов Александр Александрович, д.т.н.,**  
доцент Высшей школы энергетического машиностроения  
Института энергетики, ФГАОУ ВО СПбПУ

**Ивановский Александр Александрович, к.т.н.,**  
генеральный конструктор, АО «Силовые машины»

**Кайдаш Александр Сергеевич,**  
заместитель начальника департамента,  
ПАО «Газпром»

**Комаров Олег Вячеславович, к.т.н.,**  
доцент, заведующий кафедрой «Турбины и двигатели»,  
ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет  
им. первого Президента России Б. Н. Ельцина»

## Editor in Chief

**Kultyshev Aleksey Yurievich, Doctor of Engineering Science,**  
Deputy General Director – Technical Director,  
Gazprom energoholding industrial assets LLC

## Editorial board:

**Aronson Konstantin Erlenovich, Doctor of Engineering Science,**  
Professor, Chief Researcher  
of Turbines and Engines Department,  
Ural Federal University named after  
the First President of Russia B.N. Yeltsin (UrFU)

**Barskov Victor Valentinovich, Doctor of Engineering Science,**  
Associate Professor, Higher School of Power Engineering,  
Acting Director of Power Engineering Institute, SPbPU

**Blinov Vitaly Leonidovich, PhD in Engineering,**  
Associate Professor, Associate Professor  
of Turbines and Engines Department, Ural Federal University  
named after the First President of Russia B.N. Yeltsin (UrFU)

**Burov Valery Dmitrievich, PhD in Engineering,**  
Associate Professor, Professor of the Department  
of Thermal Electric Power Stations, National Research University MPEI

**Bychkov Oleg Vitalievich,**  
General Director, INGC LLC

**Volkov Alexander Victorovich, Doctor of Engineering Science,**  
Professor, Head of the Department  
of Hydromechanics and Hydraulic Machines,  
National Research University MPEI

**Galyshev Yury Vitalyevich, Doctor of Engineering Science,**  
Professor, Head of Thermal Engines Department,  
SPbPU

**Garibov Genrikh Sarkisovich, Doctor of Engineering Science,**  
Professor, Academician of the Russian Engineering Academy

**Goltsev Alexander Olegovich, Doctor of Engineering Science,**  
Professor, Head of Laboratory,  
Research Center of Kurchatov Institute

**Gribin Vladimir Georgievich, Doctor of Engineering Science,**  
Professor, Head of the Department of Steam and Gas Turbines,  
National Research University MPEI

**Drozдов Alexander Alexandrovich, Doctor of Engineering Science,**  
Associate Professor, Higher School of Power Engineering,  
Institute of Power Engineering, SPbPU

**Ivanovskiy Alexander Alexandrovich, PhD in Engineering,**  
General Designer, Power Machines JSC

**Kaydash Alexander Sergeevich,**  
Deputy Head of Department,  
Gazprom PJSC

**Komarov Oleg Vyacheslavovich, PhD in Engineering,**  
Associate Professor, Head of Turbines and Engines Department,  
Ural Federal University named after the First President of Russia  
B. N. Yeltsin (UrFU)

**Лебедев Александр Серафимович, д.т.н.,**  
генеральный директор,  
ООО «Современные Технологии Газовых Турбин»

**Лифшиц Михаил Валерьевич,**  
заслуженный машиностроитель РФ,  
председатель совета директоров, АО «Уральский турбинный завод»

**Михайлов Владимир Евгеньевич, д.т.н.,**  
профессор, генеральный директор,  
ОАО «НПО ЦКТИ»

**Плотников Леонид Валерьевич, д.т.н.,**  
доцент, профессор кафедры «Турбины и двигатели»,  
ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет  
им. первого Президента России Б.Н. Ельцина»

**Радин Юрий Анатольевич, д.т.н.,**  
главный эксперт, ПАО «Мосэнерго»

**Рогалев Андрей Николаевич, д.т.н.,**  
доцент, заведующий кафедрой  
«Инновационных технологий наукоемких отраслей»,  
Национальный исследовательский университет «МЭИ»

**Росляков Павел Васильевич, д.т.н.,**  
профессор, академик Российской инженерной академии,  
профессор кафедры «Моделирования и проектирования  
энергетических установок»,  
Национальный исследовательский университет «МЭИ»

**Рябчиков Александр Юрьевич, д.т.н.,**  
старший научный сотрудник, главный научный сотрудник кафедры  
«Турбины и двигатели», ФГАОУ ВО «Уральский федеральный  
университет им. первого Президента России Б. Н. Ельцина»

**Сигидов Ярослав Юрьевич, к.т.н.,**  
заместитель генерального директора,  
АО «Интертехэлектро»

**Сулимов Даниил Дмитриевич,**  
заслуженный машиностроитель РФ,  
заместитель генерального конструктора –  
главный конструктор приводных ГТУ и объектов их применения,  
АО «ОДК-Авиадвигатель»

**Цырук Сергей Александрович, к.т.н.,**  
доцент, заведующий кафедрой «Электроснабжения  
промышленных предприятий и электротехнологий»,  
Национальный исследовательский университет «МЭИ»

**Шайхутдинов Александр Зайнетдинович, к.т.н.,**  
генеральный директор,  
ООО «Высокотехнологические разработки»

**Шаповало Анатолий Антонович, к.т.н.,**  
начальник управления департамента,  
ПАО «Газпром»

**Юн Владимир Климентьевич, д.т.н.,**  
генеральный конструктор,  
АО «Невский завод»

**Ямалтдинов Артем Альбертович, к.т.н.,**  
технический директор,  
АО «Уральский турбинный завод»

**Lebedev Alexander Serafimovich, Doctor of Engineering Science,**  
General Director,  
Modern Gas Turbines Technologies LLC

**Lifshits Mikhael Valeryevich,**  
Honored Machine Builder of the Russian Federation,  
Chairman of the Board of Directors, Ural Turbine Works JSC

**Mikhailov Vladimir Evgenievich, Doctor of Engineering Science,**  
Professor, General Director, Central Boiler and Turbine Institute  
(CKTI) JSC

**Plotnikov Leonid Valerievich, Doctor of Engineering Science,**  
Associate Professor, Professor of Turbines and Engines Department,  
Ural Federal University named after  
the First President of Russia B. N. Yeltsin (UrFU)

**Radin Yury Anatolyevich, Doctor of Engineering Science,**  
Chief Expert, Mosenergo PSJC

**Rogalev Andrey Nikolaevich, Doctor of Engineering Science,**  
Associate Professor, Head of the Department  
of Innovative Technologies of High-tech Industries,  
National Research University MPEI

**Roslyakov Pavel Vasilyevich, Doctor of Engineering Science,**  
Professor, Academician of the Russian Engineering Academy,  
Professor of the Department of Modeling and Design of Power Plants,  
National Research University MPEI

**Ryabchikov Alexander Yuryevich, Doctor of Engineering Science,**  
Senior Researcher, Chief Researcher,  
Ural Federal University named after  
the First President of Russia B.N. Yeltsin (UrFU)

**Sigidov Yaroslav Yuryevich, PhD in Engineering,**  
Deputy General Director,  
Intertechelectro JSC

**Sulimov Daniil Dmitrievich,**  
Honored Machine Builder of the Russian Federation,  
Deputy General Designer,  
Chief Designer of Drive GTP and Objects of Their Application,  
UEC-Aviadvigatel JSC

**Tsyruk Sergey Alexandrovich, PhD in Engineering,**  
Associate Professor, Head of the Department of Industrial  
Enterprises Power Supply and Electrical Technologies,  
National Research University MPEI

**Shaikhutdinov Alexander Zainetdinovich, PhD in Engineering,**  
General Director,  
High-tech Developments LLC

**Shapovalov Anatoly Antonovich, PhD in Engineering,**  
Head of Directorate of Department,  
Gazprom PJSC

**Yun Vladimir Klimentievich, Doctor of Engineering Science,**  
General Designer,  
Nevsky Zavod JSC

**Yamaldinov Artem Albertovich, PhD in Engineering,**  
Technical Director,  
Ural Turbine Works JSC

# Содержание

март-апрель 2024, № 2(113)



Фото на обложке:  
«ГЭХ Сервис газовых турбин»: на пути технологического суверенитета



21

- 6** От редакции  
**Российское двигателестроение набирает обороты. Новейший дизель-генератор поставлен на Курскую АЭС-2**  
*А.Ю. Култышев, д.т.н. – журнал «Турбины и Дизели»*
- 8** Технологии  
**«ГЭХ Сервис газовых турбин»: на пути технологического суверенитета**  
*А.А. Вишневецкий, Н.С. Полторакова – ООО «ГЭХ Сервис газовых турбин»  
Р.В. Алдохин, Ю.В. Зуева, К.В. Симутин – ООО «Газпром энергохолдинг промышленные активы»*
- 10** Паротурбинные установки  
**Флаттерный анализ как один из этапов разработки рабочих лопаток предельной длины**  
*А.А. Ивановский (к.т.н.), А.М. Тюхтяев, В.Р. Вилданов, А.Д. Градусов – АО «Силловые машины»  
Ю.К. Петреня, д.ф.-м.н. – Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого*
- 16** Паротурбинные установки  
**Особенности работы многоступенчатого осевого компрессора с двухпорной конструкцией направляющих аппаратов**  
*А.К. Воробьев, Ф.А. Мальшев, Е.И. Давлетгареева – АО «Силловые машины»*
- 20** Паротурбинные установки  
**Эффективные паровые турбины Shandong Qingneng Steam Turbine**  
*А.Н. Калинин, Ш.Р. Якупов – ООО «Паровые турбины и сервис Циннен»  
В.Д. Буров, к.т.н. – Национальный исследовательский университет «МЭИ»  
А.А. Троицкий – журнал «Турбины и Дизели»*
- 24** Паротурбинные установки  
**Влияние компоновки трубной системы конденсатора на распределение скоростей воды в трубках**  
*К.Э. Аронсон, (д.т.н.), Е.К. Александрова, А.Л. Демидов, А.Ю. Рябчиков (д.т.н.) – ФГАУ ВО «Уральский федеральный университет им. первого Президента России Б.Н. Ельцина»  
Б.Е. Мурманский, д.т.н. – ПАО «Т Плюс»*
- 30** Паротурбинные установки  
**Принципы проектирования современных систем предиктивной диагностики и концепция предиктивного регулирования паровых турбин**  
*И.Ю. Кляйнерок, к.т.н. – ООО «Газпром энергохолдинг промышленные активы»*
- 36** Газотурбинные установки  
**Экспериментальное исследование течения газа в затурбинном диффузоре на переменных режимах работы ГТУ с дополнительным подводом воздуха**  
*М.Г. Черкасова – АО «Силловые машины»  
В.А. Черников (д.т.н.), Е.Ю. Семакина (д.т.н.) – ФГАУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»*
- 44** Газотурбинные установки  
**Турбовинтовентиляторный двигатель для легкомоторной авиации и беспилотников**  
*А.Б. Агафонов Б.Н. Агафонов (к.т.н.) – ООО «Энерготех»  
А.А. Савицкий – ООО «АЛС Северо-Запад»*
- 48** Двигатели внутреннего сгорания  
**Исследование механизмов влияния эксплуатационных препаратов «Револомд» на характеристики двигателей внутреннего сгорания**  
*А.Ю. Шабанов (к.т.н.), А.А. Сидоров (к.т.н.) – ФГАУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»  
И.Ф. Пустовой, Е.О. Сушков – ООО «Револомд»*



56



59



61

Издатель ООО «Турбомашинь»

Главный редактор  
Култышев А. Ю., д.т.н.

Литературный редактор  
Зинченко Г.М.

Дизайн и верстка  
Капралов А. Д.  
Понакушина А. Е.

Учредитель ООО «Турбомашинь»

Генеральный директор  
Капралов Д. А.

Коммерческий директор  
Троицкий А.А.

Директор по маркетингу  
Капралова Л.Е.

Менеджер по работе с клиентами  
Торицина Т.А.

Генеральный партнер  
ООО «Газпром энергохолдинг  
индустриальные активы»

Адрес редакции и издателя  
Россия, 152925, г. Рыбинск Ярославской обл.,  
ул. Бабушкина, д. 21, оф. 47.  
Тел./факс (4855) 285-997.  
E-mail: info@turbine-diesel.ru

Адрес в сети Интернет  
www.turbine-diesel.ru

Журнал зарегистрирован Федеральной службой  
по надзору в сфере связи, информационных  
технологий и массовых коммуникаций.

Свидетельство о регистрации  
ПИ №ФС77-84053 от 28 октября 2022 г.

ISSN 2949-2971

Журнал входит в перечень рецензируемых  
научных изданий ВАК №2682 от 19.12.2023 г.

Свободная цена.

Тираж 3 000 экземпляров.

Подписные индексы в объединенном каталоге  
«Пресса России»:

– журнал «Турбины и Дизели» – **87906**

– каталог оборудования

«Турбины и Дизели» – **87907**

Журнал отпечатан – ООО «Принтер»

Адрес типографии:

Ярославская обл., г. Рыбинск, ул.Луговая, д.7

Мнение редакции не всегда совпадает  
с мнением авторов публикации.

Редакция не несет ответственности  
за содержание рекламных материалов.

Дата выхода номера в свет 13.05.2024 г.

Электронные версии журнала (2018 - 2024 гг.)  
размещены на сайте «Научная электронная  
библиотека» (www.elibrary.ru) и включены  
в Российский индекс научного цитирования.



Полное или частичное воспроизведение или  
размножение каким бы то ни было способом  
материалов, опубликованных в настоящем  
издании, допускается только с письменного  
разрешения издательства ООО «Турбомашинь»

- 54** Двигатели внутреннего сгорания  
**Контроль подготовки топливовоздушной смеси в газопоршневом двигателе – гарантия его эффективной работы**  
Д.С. Колесов – ООО «НПО ТЕХ»
- 58** Новые разработки  
**Энергетические решения для развития отечественного двигателестроения**  
О.А. Шестаков – ООО «Трансмашхолдинг-Энергетические решения»
- 60** Новые разработки  
**Передовые технологии обработки компании «Лазеры и аппаратура»**  
А.Л. Цыганцова – ООО «НПЦ «Лазеры и аппаратура ТМ»
- 64** Новые разработки  
**Газопоршневые установки Jichai поставлены на Черногорскую ТЭЦ**  
Я.Ю. Сигидов (к.т.н.), Е.Ю. Шныров (к.т.н.) – АО «Интертехэлектро»  
Сяоли Мэн – CNPC Jichai Power Company Ltd.
- 68** Распределенное производство энергии  
**Собственная генерация – повышение надежности электроснабжения и сокращение расходов на электроэнергию**  
В.С. Абрамов, И.Э. Магдиев, А.И. Семенов – ООО «Меридиан Энерго»
- 72** Аналитика, обзоры  
**Сжигание низкоуглеродных и безуглеродных топлив в газопоршневых и газотурбинных установках**  
Б.А. Рыбаков (к.т.н.), М.А. Савитенко – АНО «Водородные технологические решения»  
О.А. Сиделев – ООО «Хуасюнь Групп Рус»  
А.И. Счастливцев, к.т.н. – «ФГБУН Объединённый институт высоких температур РАН»
- 80** Аналитика, обзоры  
**Аналитический обзор характеристик и особенностей конструкции современных паровых и газовых турбин**  
Н.А. Забелин (д.т.н.), Е.Ю. Семкина (д.т.н.), М.Ю. Боршош, Н.А. Курилец – ФГАУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»
- 90** Атомная энергетика  
**Ядерный реактор ВВЭР-1000 как источник энергии для производства водорода на основе высокотемпературного парового электролиза**  
Садеги Хашаяр (к.т.н.), Газаи Сейед Хади (к.т.н.), Е.А. Соколова (к.т.н.), К.А. Найпак – ФГАУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»
- 98** Компрессорные установки  
**Проблемы вибрации центробежных компрессорных машин**  
В.К. Юн (д.т.н.), Н.М. Иванов (к.т.н.) – АО «НЗЛ»
- 106** Эксплуатация, сервис  
**Определение теплофизических характеристик эфирных смазочных масел для ГТД расчетными способами**  
С.Ю. Поляков (к.т.н.), В.К. Фадеев, И.Р. Урмеев – ООО «Научно-исследовательский институт природных газов и газовых технологий – Газпром ВНИИГАЗ»  
А.Ю. Денисов – АО «НПЦ Спецнефтьпродукт»





## Российское двигателестроение набирает обороты.

Новейший дизель-генератор поставлен на Курскую АЭС-2

А. Ю. Култышев, д.т.н., главный редактор – журнал «Турбины и Дизели»

### In brief

#### Russian engine building is gaining momentum.

Dear readers, following the tradition of our magazine, we continue to talk about companies that have made a significant contribution to the development, manufacture and maintenance of energy equipment. First of all, congratulations on the 10th anniversary of GEH Gas Turbine Service LLC. The company, which started its activity on April 4, 2014, during this period solved many tasks for the restoration of parts and assemblies, as well as inspections of gas turbine, steam turbine and compressor equipment, achieving excellent results. You can read about them in the article «GEH Gas Turbine Service»: on the path of technological sovereignty» Power Machines JSC successfully continues its developments. Features of the operation of a multi-stage axial compressor and an experimental study of the gas flow in a turbine diffuser in variable operating modes of a gas turbine engine with additional air supply – the article «Flater analysis as one of the stages of the development of maximum length blades» is devoted to these issues.



Уважаемые читатели, следуя традиции нашего журнала, мы продолжаем рассказывать о компаниях, внесших значительный вклад в разработку, изготовление и обслуживание энергетического оборудования.

Прежде всего, мы поздравляем с 10-летием ООО «ГЭХ Сервис газовых турбин». Предприятие, начавшее свою деятельность 4 апреля 2014 года, за этот период решило множество задач по восстановительному ремонту деталей и узлов, а также инспекций газотурбинного, паротурбинного и компрессорного оборудования, добившись отличных результатов. О них вы можете прочитать в статье «ГЭХ Сервис газовых турбин»: на пути технологического суверенитета».

Успешно продолжают свои разработки АО «Силовые машины». Особенности работы многоступенчатого осевого компрессора и экспериментальное исследование течения газа в затурбинном диффузоре на переменных режимах работы ГТУ с дополнительным подводом воздуха – этим вопросам посвящена статья «Флаттерный анализ как один из этапов разработки рабочих лопаток предельной длины».

В марте на Курскую АЭС-2 поставлен новейший российский дизель-генераторный агрегат ДГУ6300 мощностью 6,3 МВт. Он изготовлен на Коломенском заводе (ТМХ) и будет обеспечивать резервное энергоснабжение АЭС. Технично-экономические характеристики, заложенные в конструкцию двигателя, полностью соответствуют требованиям госкорпорации «Росатом». Нужно отметить, что ТМХ – единственный в России производитель двигателей, которые могут использоваться в составе резервных ДГУ атомных электростанций

ООО «Паровые турбины и сервис Циннен» совместно с НИУ МЭИ подготовили статью «Эффективные паровые турбины Shandong Qingneng Steam Turbine», где представлен широкий модельный ряд паровых турбин, производимых компанией QNP, их особенности и характеристики.

Несомненно, вызовет интерес и статья, подготовленная сотрудниками СПбПУ, «Ядерный реактор ВВЭР-1000 как источник энергии для производства водорода на основе высокотемпературного парового электролиза». Авторами

с помощью программы Aspen HYSYS выполнено детальное моделирование ядерной когенерационной установки, включающей реактор ВВЭР-1000. Разработана новая программа для экономической оценки производства ядерного водорода.

Редакция по-прежнему уделяет большое внимание применению турбин и двигателей внутреннего сгорания в малой энергетике. Один из таких интересных международных проектов, реализуемых под г. Норильском, представлен в статье группы «Интертехэлектро» и CNPC Jichai Power Company Ltd. – «Газопоршневые установки Jichai поставлены на Черногорскую ТЭЦ».

Вопросы эксплуатации энергетического оборудования, применения смазывающих материалов рассмотрены в статье авторского коллектива под руководством А.Ю. Шабанова «Исследование механизмов влияния эксплуатационных препаратов «Револомод» на характеристики двигателей внутреннего сгорания».

Мы продолжаем осваивать новые площадки и инструменты. В апреле к нашему каналу в Telegram присоединилась Дзен-студия – это дает новые возможности в публикации полно-размерных новостей и статей, а также фото- и видеоматериалов в удобном для читателя формате.

Одно из нововведений – интернет-магазин журнала «Турбины и Дизели». Здесь можно в удобном формате оформить подписку или приобрести отдельные номера журнала в печатном и электронном виде. **TD**



Рис. Сборочная линия в АО «Трансмашхолдинг»

### Компания «Лукойл–Пермь» заменяет ГТУ иностранного производства отечественным оборудованием.

На объектах ТПП «Чернушканефтегаз» до 2026 года будут демонтированы все микротурбинные установки Capstone, выработавшие свой ресурс. Их заменят энергоблоки производства ПАО «Кадви». Лидерная установка АГ100 СТ0,4 в ходе опытно-промышленной эксплуатации отработала 25 тыс. часов с 2021 года на Сыповском месторождении, полностью подтвердив заявленные производителем характеристики по КПД и надежности.

Программа компании «Лукойл-Пермь» предусматривает установку на южных промыслах Пермского края 20 ГТУ для утилизации ПНГ объемом более 5 млн м<sup>3</sup>/год. В настоящее время проходят испытания перед вводом в эксплуатацию 4 энергоблока АГ100 СТ0,4 на нефтегазосборном пункте Сыповского месторождения.

В 2024 г. планируется ввести 7 энергоблоков АГ100 СТ0,4 на Москудинском, по 2 на Степановском и Малоусинском месторождениях. ГТУ могут работать на разных видах топлива, включая неочищенный попутный газ, метан, сжиженный газ, пропан-бутан, биогаз, а также дизельное топливо и керосин.

### Электростанция для тепличного комплекса построена в Курской области.

На предприятие ООО «Грибная радуга» в д. Чаплыгино Курской области поставлены два газопоршневых энергоблока JMS 420 GS электрической мощностью по 1497 кВт и тепловой по 1500 кВт.

В качестве генпроектировщика и изготовителя энергоблока контейнерного исполнения выступила компания «СП Трейд», специалисты которой выполнили шефмонтажные и пусконаладочные работы. Оборудование работает в базовом режиме, обеспечивая тепличный комплекс электрической и тепловой энергией. Топливо – природный газ.

В октябре 2023 года на предприятии установлен высокоэффективный скруббер для очистки воздуха. Объем инвестиций в оборудование превысил 200 млн рублей. Система экологической защиты такого уровня будет впервые применяться в сельском хозяйстве нашей страны.

ООО «Грибная радуга» – российский производитель белых и коричневых шампиньонов. Объем продукции компании занимает более 20 % грибного рынка РФ.

### Изготовлена паровая турбина для модернизации Сургутской ГРЭС-1.

Паровая турбина Т-190/225-12,8 изготовлена на Ленинградском металлическом заводе (АО «Силовые машины») в рамках модернизации Сургутской ГРЭС-1 (ОГК-2). ПТУ прошла заводские испытания в присутствии представителей заказчика. Она заменит выработавшую ресурс паровую турбину К-210-130 блока № 13, ранее изготовленную ЛМЗ и отработавшую на станции более 40 лет.

За счет внедрения ряда конструкторских решений в турбине Т-190/225-12,8 реализована возможность отбора пара на теплофикацию до 275 Гкал/ч. Повысилась надежность турбины, а межремонтный период увеличен до 6 лет.

Модернизация осуществляется в рамках государственной программы модернизации генерирующего оборудования электростанций (КОММод). На блоке № 13 предусмотрена замена паровой турбины, турбогенератора с системой возбуждения, вспомогательного и теплообменного оборудования, трубопроводов и арматуры, устройств релейной защиты и автоматики. Обязательства АО «Силовые машины» включают шефмонтаж и пусконаладку оборудования.

Реализация проекта обеспечит в долгосрочной перспективе надежное электро- и теплоснабжение нефтегазового комплекса Приобья, промышленных объектов и населенных пунктов Урала и Западной Сибири.

*Сургутская ГРЭС-1 – первая электростанция в Западной Сибири (введена в эксплуатацию в 1972 г.), одна из крупнейших тепловых электростанций в энергосистеме страны, пятая по мощности среди российских энергообъектов. Станция производит около 17,3 % от совокупной мощности всей энергосистемы Тюменской области и обеспечивает тепловой энергией 46 % г. Сургута.*

### Steam turbine was manufactured for the modernization of Surgut GRES-1.

*T-190/225-12.8 steam turbine was manufactured at the Leningrad Metal Plant (LMZ, Power Machines JSC) as part of the modernization of Surgut GRES-1 (OGK-2). The steam turbine has passed factory tests in the presence of representatives of the customer. It will replace steam turbine K-210-130 steam turbine of unit No. 13, reached the end of its service life, manufactured by LMZ and worked at the station for more than 40 years.*

*Due to a number of design solutions in the T-190/225-12.8 turbine, the possibility of steam extraction for heating up to 275 Gcal/h is realized. The reliability of the turbine has increased, and overhaul period has been extended to 6 years.*



# «ГЭХ Сервис газовых турбин»: на пути технологического суверенитета

А. А. Вишнеvский, Н. С. Полторакова – ООО «ГЭХ Сервис газовых турбин»

Р. В. Алдохин, Ю. В. Зуева, К. В. Симугин – ООО «Газпром энергохолдинг индустриальные активы»

Уход западных компаний с российского рынка энергооборудования послужил существенным толчком для развития отечественной промышленности, основной целью которого стало достижение технологического суверенитета.

## In brief

### GEH Gas Turbine Service: on the path of technological sovereignty

The withdrawal of Western companies from the Russian market of energy equipment served as a significant impetus for the development of domestic industry, the main purpose of which was to achieve technological sovereignty of Russia.

The leading company in this sphere is GEH Gas Turbine Service, which has successfully replaced such foreign companies as Sulzer, Ansaldo, Siemens and others in the field of energy equipment service.

Передовой в этой сфере является компания «ГЭХ Сервис газовых турбин» – после ухода с рынка РФ таких иностранных компаний как, «Зульцер», «Ансальдо», «Сименс» и др., успешно заменившая их в области сервиса энергетического оборудования. В 2014 году, во время первой волны антироссийских санкций, впервые встал вопрос об освоении российскими предприятиями постепенно освобождавшейся ниши обслуживания энергетического оборудования. Именно в этот период было основано ООО «ГЭХ Сервис газовых турбин». За годы работы специалисты предприятия получили большой опыт в области ремонта и модернизации газотурбинных установок мощностью от 50 до 330 МВт в условиях электростанций, а также в восстановительном ремонте деталей и узлов ГТУ (рис.1, 2).

Реализация стратегических задач ООО «Газпром энергохолдинг» в электроэнергетике с самого начала предполагала развитие собственных компетенций в сфере технического обслуживания и локализацию на территории Российской Федерации производства

и восстановления запасных частей. Это требовало решения определенного круга задач различного уровня сложности, в числе которых было наращивание ресурсной базы для расширения спектра оказываемых услуг и видов обслуживаемого оборудования.

За десять лет работы компания освоила значительный объем уникальных компетенций и технологий в части ремонта компонентов горячего тракта газовых турбин, включая восстановление геометрии, механических свойств и защитного покрытия материалов, восстановительной термообработки крупных корпусных деталей турбин с использованием мобильных печей. Приобрела опыт в проектировании и изготовлении специальной оснастки для выполнения инспекций оборудования энергетических объектов.

Собственная лаборатория неразрушающего контроля и применение 3D-сканирования деталей позволяет решать сервисные задачи всех уровней сложности. Полученные компетенции помогли компании занять одну из лидирующих позиций в области обеспечения технологического суверенитета нашей страны в энергетической отрасли.

Важным направлением деятельности компании является реализация собственной системы удаленного мониторинга и диагностики (СУМиД). К системе уже подключено 30 газотурбинных установок средней и большой мощности от 50 до 300 МВт, а также прорабатывается внедрение ее на оборудовании энергоблоков ПГУ (паровые турбины, генераторы, дожимные компрессоры и др.). Следует отметить, что СУМиД представляет собой полностью российский продукт, позволяющий оценить текущее техническое состояние оборудования, а также снизить риски внеплановых остановов за счет контроля и своевременного анализа отклонений, выявляемых в ходе эксплуатации оборудования.

Информационная база системы основана на показаниях штатных приборов (с каждой ГТУ снимается более 3500 сигналов, из них 600 в режиме реального времени), отчетах по результатам предыдущего обслуживания,



Рис. Демонтаж газовой турбины для выполнения ремонта в условиях предприятия

отчетах по результатам испытаний оборудования, инструкциях по эксплуатации, НТД и информационных бюллетенях.

Для газовых турбин большой мощности впервые в России специалистами компании был освоен комплекс пусконаладочных работ при замене системы автоматического управления ГТУ системой отечественного производства.

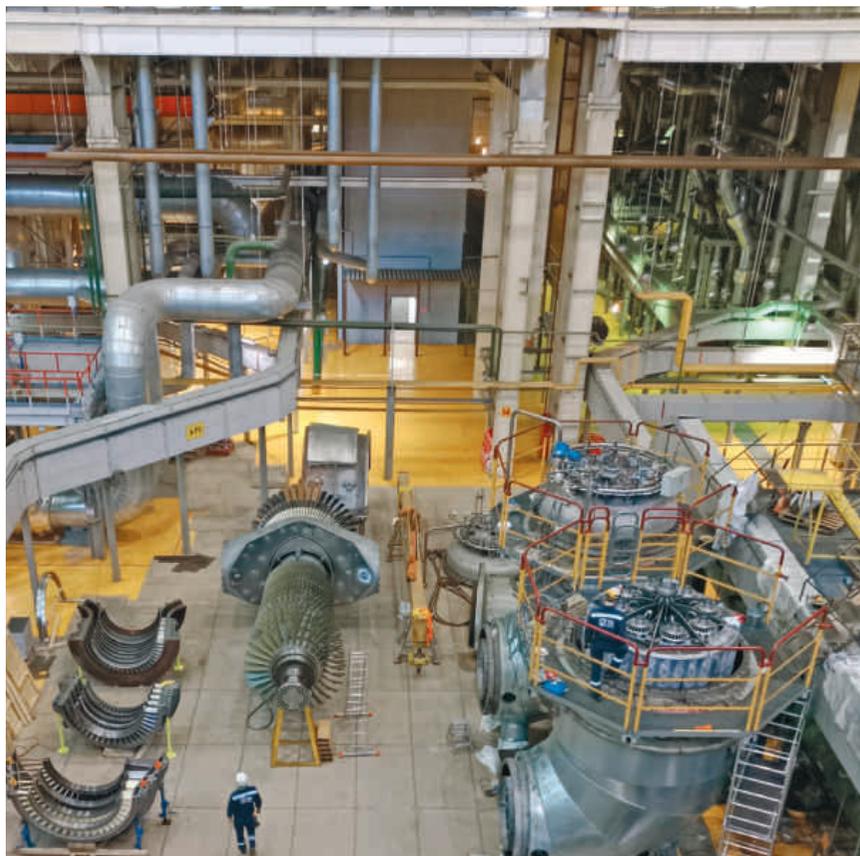
Новая САУ – это полностью отечественный программно-аппаратный продукт, включающий быстродействующий микроконтроллер, SCADA-систему, прикладное программное обеспечение. Техническое решение адаптировано под условия применения и исключает необходимость установки дополнительного оборудования. Еще одной особенностью стала реализация алгоритмов работы позиционеров регулирующих клапанов в специализированном программном обеспечении отдельного модуля. Данные мероприятия повысили общую техническую надежность системы управления ГТУ.

Среди основных достижений предприятия следует особенно отметить освоение всех операций по ремонту узлов газовых турбин ГТЭ-160 и V64.3A, включая разработку технологических процессов, проектирование и изготовление оснастки. В период с 2021 по 2024 год на данных установках компания выполнила 20 главных инспекций, из них – 7 главных инспекций с продлением ресурса.

В этот период стоит выделить следующие ключевые достижения компании:

- 2021 год – успешно завершены работы по модернизации ГТЭ-160 с продлением ресурса ГТУ на 123 000 экв. часов эксплуатации и увеличением интервала между инспекциями горячих частей газовой турбины с 33 000 до 41 000 экв. часов;
- 2022 год – расширенная инспекция горячего тракта с заменой элементов проточной части SGT5-4000F;
- 2023 год – проведена главная инспекция SGT5-4000F, которая окончательно закрепила освоение компетенций по ремонту газовых турбин F-класса. Кроме того, выполнена инспекция с определением ресурса V64.3A – наиболее сложная и масштабная инспекция для данного типа турбин.

В условиях ограничения поставок запасных частей ключевым направлением компании стало освоение производства критически важных деталей газовых турбин большой мощности, требующих регулярной замены. В первую очередь, это детали горячего тракта, которые подвергаются высоким тепловым и механическим нагрузкам и являются одними из самых ответственных компонентов ГТУ.



Для решения задач, связанных с освоением производства рабочих и направляющих лопаток турбин большой мощности, осуществляется тесная кооперация с ведущими двигателестроительными предприятиями страны. Разрабатывается технология изготовления элементов горячего тракта газовых турбин мощностью более 150 МВт. Прорабатывается вопрос о подготовке документации на турбинные лопатки других типов, что позволит изготавливать на территории РФ сложные высокотехнологичные элементы. В 2025 году планируется провести испытания изготовленных образцов.

С момента основания в 2014 году ООО «ГЭХ Сервис газовых турбин» успешно справляется с самыми разными задачами при обслуживании газотурбинных установок, паротурбинного и компрессорного оборудования. Спектр этих задач достаточно широк: локализация технологических операций по ремонту и восстановлению деталей, разработка и изготовление сложной технологической оснастки, изготовление аналогов запасных частей, внедрение системы удаленного мониторинга, проведение комплексных инспекций оборудования и продление ресурса высокоэффективных генерирующих мощностей. Специалисты компании полагают, что полностью эта работа будет завершена в течение следующих семи лет. **TD**

 *Рис.*  
**Ремонт газовой турбины ГТЭ-160 на электростанции**

## Флаттерный анализ как один из этапов разработки рабочих лопаток предельной длины

**А. А. Ивановский<sup>1</sup>**, к.т.н. – генеральный конструктор, [Ivanovskiy\\_AA@power-m.ru](mailto:Ivanovskiy_AA@power-m.ru)  
**Ю. К. Петреня<sup>2</sup>**, д.ф.-м.н. – профессор, член-корреспондент РАН, [petrenya\\_yuk@spbstu.ru](mailto:petrenya_yuk@spbstu.ru)  
**А. М. Тюхтяев<sup>1</sup>** – зам. главного конструктора паровых турбин, [Tyukhtyaev\\_AM@power-m.ru](mailto:Tyukhtyaev_AM@power-m.ru)  
**В. Р. Вилданов<sup>1</sup>** – ведущий инженер-конструктор, [Vildanov\\_VR@power-m.ru](mailto:Vildanov_VR@power-m.ru)  
**А. Д. Градусов<sup>1</sup>** – инженер конструктор 1-й категории, [Gradusov\\_AD@power-m.ru](mailto:Gradusov_AD@power-m.ru)

<sup>1</sup>АО «Силовые машины»

<sup>2</sup>Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

### Ключевые слова:

паровая турбина,  
последняя ступень,  
рабочие лопатки,  
лопатка из титана,  
прочностной расчет,  
вычислительная  
гидродинамика,  
флаттерный анализ

### Аннотация

Рабочая лопатка последней ступени длиной 1500 мм из титана разработана компанией «Силовые машины». В процессе разработки выполнена серия осесимметричных расчетов с целью нахождения оптимальных геометрических параметров ступени. Построены профили направляющей и рабочей лопаток.

Сечения профилей описываются полиномами высоких порядков. В направляющей лопатке применен осевой и тангенциальный навал. Рабочая лопатка имеет хвостовик елочного типа с торцевой заводкой. Выполнение условий статической и динамической прочности

подтверждено прочностными расчетами рабочей лопатки. Серия трехмерных газодинамических расчетов продемонстрировала высокую экономичность новой ступени в широком диапазоне режимов. Проведен расчет новой рабочей лопатки на флаттер. Показано, что вибронегруженность находится на уровне успешно эксплуатируемой лопатки длиной 1200 мм. Проведение полного цикла испытаний ступени с новой лопаткой позволит компании «Силовые машины» проектировать и изготавливать паровые турбины большой мощности с уменьшенным количеством выхлопов.

## Flutter analysis as one of the stages in the development of maximum length blades

**A. A. Ivanovsky<sup>1</sup>**, PhD in Engineering – General Designer, [Ivanovskiy\\_AA@power-m.ru](mailto:Ivanovskiy_AA@power-m.ru)  
**Yu. K. Petrenya<sup>2</sup>**, Doctor of Physical and Mathematical Science, – Professor,  
Corresponding member of Russian Academy of Science, [petrenya\\_yuk@spbstu.ru](mailto:petrenya_yuk@spbstu.ru)  
**A. M. Tyukhtyaev<sup>1</sup>** – Deputy Chief Designer of Steam Turbines, [Tyukhtyaev\\_AM@power-m.ru](mailto:Tyukhtyaev_AM@power-m.ru)  
**V. R. Vildanov<sup>1</sup>** – Leading Design Engineer, [Vildanov\\_VR@power-m.ru](mailto:Vildanov_VR@power-m.ru)  
**A. D. Gradusov<sup>1</sup>** – Design Engineer of the 1<sup>st</sup> Category, [Gradusov\\_AD@power-m.ru](mailto:Gradusov_AD@power-m.ru)

<sup>1</sup>Power Machines JSC

<sup>2</sup>Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (SPbPU)

### Key words:

steam turbine,  
last stage,  
blades,  
titanium blade,  
strength calculation,  
computational  
fluid dynamics,  
flutter analysis

### Abstract

The blade of the last stage with a length of 1500 mm made of titanium was developed by the Power Machines company. During the development process, a series of axisymmetric calculations were performed in order to find the optimal geometric parameters of the stage. The profiles of vanes and blades are created.

The cross sections of the profiles are described by high-order polynomials. Axial and tangential bulk is applied in the vane. The blade has fir-tree root with a face setting. The fulfillment of the conditions of static and dynamic strength is con-

firmed by strength calculations of the blade. A series of three-dimensional gas dynamic calculations demonstrated the high efficiency of the new stage in a wide range of modes. The calculation of a new blade for a flutter has been carried out. It is shown that the vibration load is at the level of a successfully operated blade with a length of 1200 mm. Carrying out a full test cycle of the stage with a new blade will allow the Power Machines company to design and manufacture high-power steam turbines with a reduced amount of exhaust.

В настоящее время, несмотря на развитие возобновляемой энергетики, основная доля электроэнергии по-прежнему производится на тепловых и атомных электростанциях. В условиях постоянного ужесточения требований к уровню вредных выбросов актуальной задачей становится повышение КПД энергоустановок ТЭС и АЭС. Одним из элементов теплового цикла ТЭС и АЭС является паровая турбина, в которой от 30 до 45 % мощности вырабатывается в цилиндрах низкого давления (ЦНД). Таким образом, экономичность ЦНД в значительной степени влияет на экономичность паровой турбины.

Конструкция и количество ЦНД заметно влияют на массогабаритные характеристики паротурбинной установки. В паровых турбинах, предназначенных для ТЭС мощностью от нескольких сотен мегаватт и выше, на одну турбину приходится обычно не менее двух ЦНД. При возведении электростанции общая длина паровой турбины существенно влияет на капитальные затраты. Таким образом, уменьшение количества ЦНД – один из способов снизить затраты на строительство.

Однако необходимо отметить, что одной из составляющих потерь в цикле паротурбинной установки являются потери в последней ступени ЦНД с выходной скоростью, пропорциональные квадрату ее значения. Снизить уровень выходной скорости, при условии сохранения массового расхода и осевого выхода потока из последней ступени, можно за счет увеличения выходной площади последней ступени.

В этих условиях логичным представляется решение снизить количество ЦНД при сохранении суммарной выходной площади. Сохранить при этом суммарную выходную площадь можно только с помощью увеличения выходной площади последней ступени ЦНД, которая напрямую зависит от среднего диаметра последней ступени и длины рабочей лопатки. Таким образом, производителям паротурбинных установок необходимо разработать лопатки последней ступени предельной длины, а это сложная инженерная задача.

Из-за большой длины в рабочих лопатках вырастают напряжения от центробежной силы до величин, сравнимых с допускаемыми напряжениями. Пар в межлопаточных каналах на значительной части высот имеет сверхзвуковые скорости, вследствие чего возникают волновые потери. В рабочих колесах последних ступеней возникают колебания различных форм, которые при резонансе могут привести к поломкам. Работающие во влажно-паровой среде лопатки последних ступеней

подвержены эрозионному износу, в связи с чем требуется специальный комплекс мер по снижению скорости износа. В рабочих колесах могут появиться опасные автоколебания от взаимодействия с потоком пара (флаттер), которые потенциально способны привести к поломкам лопаток.

Актуальная задача – определить расчетным путем возможность возникновения автоколебаний (прогнозирование флаттера) с целью внесения необходимых изменений в конструкцию на стадии проектирования. До недавнего времени возможность возникновения флаттера можно было определить только экспериментально. Развитие численных методов газодинамических расчетов, а также вычислительных мощностей сделали возможным практическое внедрение расчетных методик для оценки возможности возникновения флаттера.

### **Рабочие лопатки предельной длины: мировой опыт**

Обзор открытых источников [1–4] позволяет сделать вывод, что большинство производителей паровых турбин к настоящему времени освоили в производстве и широко применяют последние ступени с выходной площадью 10...12,5 м<sup>2</sup>. Отметим при этом, что все эти лопатки выполняются из стали. В 2007 году стало известно о том, что ряд фирм (Siemens, МНП, Alstom) разрабатывают для ЦНД на 3000 об/мин титановые рабочие лопатки еще большей длины, обеспечивающие выходную площадь от 14,6 до 16,0 м<sup>2</sup> [1, с. 138]. Эти три фирмы разрабатывали лопатки длиной 1423, 1372 и 1360 мм соответственно.

В работе [5] сообщается о вводе в коммерческую эксплуатацию паровой турбины мощностью 1075 МВт с титановыми рабочими лопатками последней ступени длиной 1500 мм. Заявленный корневой диаметр последней ступени равен 2000 мм. Достигнутая выходная площадь последней ступени позволила выполнить турбину с двумя ЦНД.

### **Новая рабочая 1500-мм лопатка последней ступени**

Как отмечено выше, создание лопатки длиной 1500 мм направлено на снижение количества потоков ЦНД. Был выбран набор перспективных энергоблоков, для которых разработаны тепловые схемы и рассчитаны тепловые балансы. Данные этих тепловых балансов закладывались в осесимметричные расчеты ЦНД. Проводилась серия расчетов с фиксированными параметрами на входе в ЦНД и выходе из него, фиксированными параметрами в отборах, но с разными корне-

Рис. 1.  
Модель рабочей лопатки  
и фрагмента диска



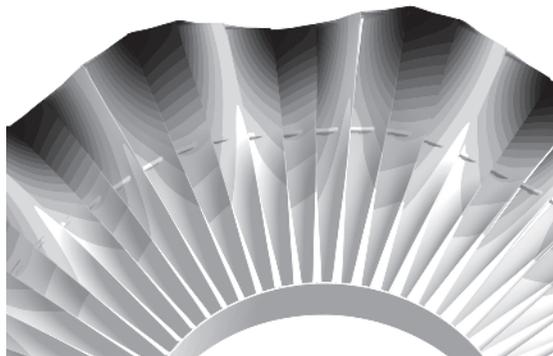
Рис. 2.  
Эквивалентные напряжения  
в рабочей лопатке  
на номинальной нагрузке

выми диаметрами и разными вариантами закрутки венцов последней ступени с целью нахождения оптимального решения. Очень важной информацией для разработки профиля рабочей лопатки является распределение площадей сечений, определяющих распределение напряжений от ЦБС.

Профили направляющей и рабочей лопаток создавались в САД-программе путем натягивания на набор сечений поверхностей, образующих входную и выходную кромки, а также сторону давления и сторону разрежения. В каждом сечении кривые стороны давления и стороны разрежения описывались полиномами высокого порядка (до 11-й степени).

Спрофилированная направляющая лопатка имеет тангенциальный и осевой изгибы. В прикорневой области направляющие лопатки формируют расширяющийся канал. Модель рабочей лопатки с фрагментом диска ротора представлена на рис. 1. Условия работы ступени таковы, что практически по всей высоте рабочей лопатки на выходе из рабочего колеса образуется сверхзвуковое течение, поэтому по всей высоте сформирован расширяющийся канал с разной степенью расширения. Рабочая лопатка имеет елочный хвостовик с торцевой заводкой, промежуточную механическую связь в виде выступов и бандажную полку.

Рис. 3.  
Первая дисковая форма  
колебаний рабочего колеса  
с десятью узловыми  
диаметрами



На основе разработанной модели выполнен механический анализ рабочей лопатки, который включает: а) расчет статической прочности; б) модальный анализ.

В расчетной модели соединение хвостовика лопатки с диском моделируется нелинейным контактным взаимодействием, учитывающим трение. Учтена геометрическая нелинейность, возникающая при больших перемещениях. Расчеты выполнены с использованием циклической симметрии.

На рис. 2 показано распределение эквивалентных напряжений в рабочей лопатке при номинальной нагрузке. Расчетные напряжения в рабочей лопатке находятся в допустимом диапазоне. Модальный анализ выполнен с учетом предварительного напряженного состояния. Определены собственные частоты дисковых форм колебаний рабочего колеса с различным количеством узловых диаметров, подлежащие вибрационной отстройке. В качестве примера на рис. 3 показана первая дисковая форма колебаний рабочего колеса с десятью узловыми диаметрами. На основе результатов модального анализа показана вибрационная отстройка рабочих лопаток от частот, кратных частоте вращения турбины. Рассчитанные при модальном анализе формы колебаний использованы как исходные данные для флаттерного анализа.

Для оценки экономичности последней ступени, а также исследования структуры течения проводился комплекс трехмерных газодинамических расчетов. В процессе разработки лопатки газодинамическое моделирование выполнялись после прочностных расчетов. Это обусловлено тем, что, с одной стороны, длительность трехмерных газодинамических расчетов значительно выше прочностного анализа, с другой стороны – разработанный профиль должен, прежде всего, пройти проверку на прочность.

Газодинамическое моделирование выполнялось в коммерческом программном пакете NUMECA. Несмотря на то, что разработчиков лопатки интересовало, в первую очередь, течение в последней ступени, проводилось моделирование течения во всем ЦНД. Подход с расчетом всего ЦНД позволил получить более достоверное распределение перед последней ступенью. В расчетной модели не учитывались надбандажные протечки. На рис. 4 изображена расчетная область, включающая все ступени.

Расчеты проводились в стационарной постановке. Параметры от венца к венцу передавались с помощью интерфейса типа плоскости смещения (Mixing-Plane). В каж-

дом венце течение моделировалось около единичной лопатки в предположении периодичности течения. Для моделирования турбулентности применялась модель турбулентности  $k-w$  SST. В качестве рабочего тела использовался равновесный водяной пар.

Расчеты проводились в диапазоне режимов, соответствующих объемному расходу за последней ступенью от 0,4 до 1,4 от номинального объемного расхода. В целом, проведенные расчеты показали хорошую структуру течения на большинстве рассчитанных режимов. Течение ухудшается только на режимах 0,4...0,6 номинального объемного расхода. Для примера на *рис. 5* показаны поля числа Маха в рабочей решетке на номинальном режиме в сечениях на относительных высотах 5, 50 и 95 %.

Проведенный комплекс газодинамических расчетов позволяет сделать вывод, что разработанный профиль лопатки длиной 1500 мм обеспечивает безотрывное течение в рабочей решетке в широком диапазоне режимов.

### Флаттерный анализ 1500-мм лопатки

С увеличением длины лопаток последних ступеней все более актуальным становится обеспечение их вибрационной надежности. Несмотря на выполнение обязательной отстройки этих лопаток от гармоник частоты вращения, возможно возбуждение как случайного срывного флаттера, так и регулярных колебаний на собственных частотах, не кратных частоте вращения. Показано (например в [6]), что при трансзвуковых течениях влажного пара колебания на собственных частотах лопаточного венца последней ступени могут либо затухать, либо усиливаться под действием нестационарных аэродинамических сил. При усилении колебаний можно говорить о возникновении флаттера турбинных лопаток.

При разработке рабочих лопаток предельной длины конструктор для отстройки от флаттера не может пойти традиционным путем, увеличивая жесткость пера, делая его более массивным, т.к. увеличение массы приведет к недопустимым напряжениям в хвостовике. Разработчик вынужден облегчать лопатку, делая ее более податливой, — это заставляло конструктора уделять флаттеру повышенное внимание. До недавнего времени надежные расчетные методики прогнозирования флаттера отсутствовали, поэтому необходимые данные получали в ходе эксперимента. Это вынуждало расширять программу испытаний, увеличивать количество испытываемых режимов, расширять набор получаемых экспериментальных данных, усложнять систему



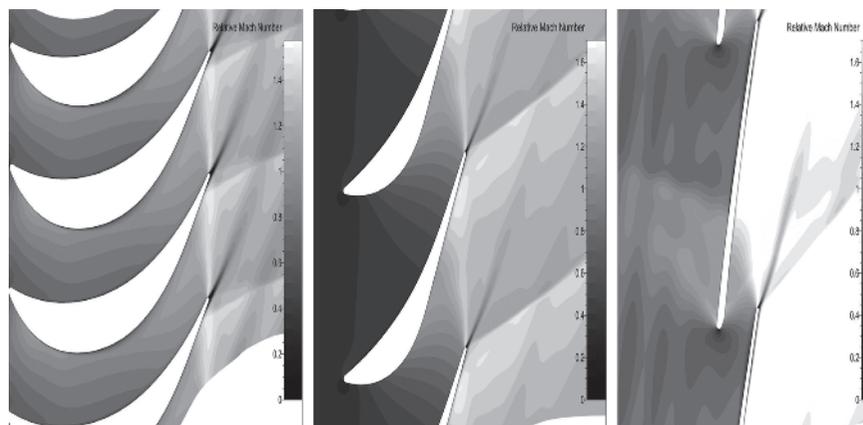
**Рис. 4.**  
Расчетная область  
газодинамического  
моделирования

измерений. В этих условиях крайне актуальным стало создание расчетной методики, прогнозирующей вероятность возникновения флаттера еще на этапе проектирования.

Методика, направленная на количественную оценку аэровозбуждения, разработана международной группой исследователей, в число которых вошли также специалисты АО «Силовые машины» [7, 8]. В настоящее время данная методология используется на предприятии в процессе проектирования новых рабочих лопаток предельной длины. Ключевой частью методики является определение работы нестационарных аэродинамических сил, действующих на колеблющуюся лопатку.

В данной статье рассматривается расчетное моделирование аэровозбуждения лопаточного венца последней ступени мощной быстроходной паровой турбины новой конструкции. Нестационарные аэродинамические силы определяются для потока влажного пара путем решения системы уравнений URANS методом конечных объемов.

На *рис. 6* приведены данные по инкременту аэровозбуждения, полученные для всех исследованных форм колебаний при работе турбины на различных режимах. Значения инкремента также нормированы по максимальному значению инкремента аэровозбуждения у надежной референтной титановой лопатки



**Рис. 5.**  
Поле числа Маха в рабочей  
решетке в сечении на 5 %  
(слева), 50 % (в центре)  
и 95 % (справа) высоты  
на номинальном режиме

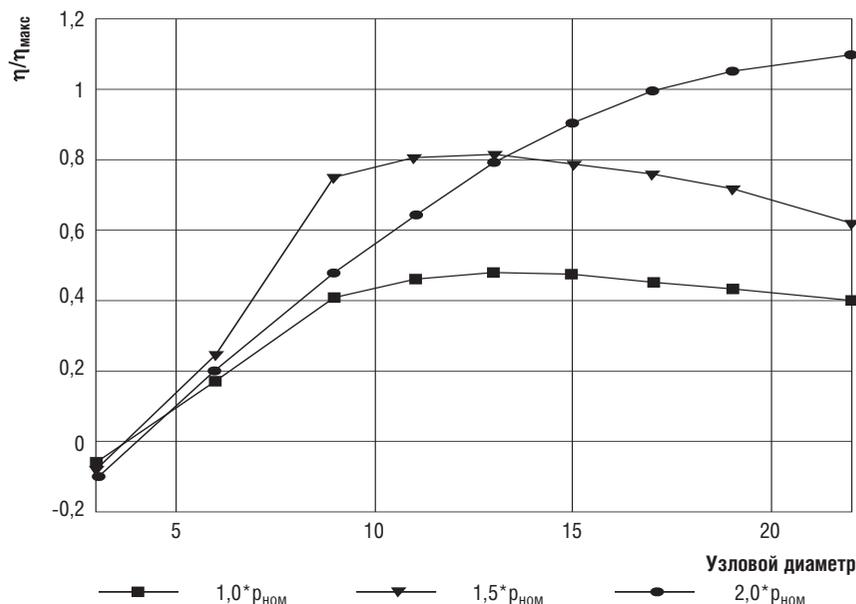


Рис. 6. Инкремент аэровозбуждения в зависимости от узлового диаметра на различных режимах работы

длинной 1200 мм. Можно отметить, что разработанная конструкция лопатки предельной длины на номинальном режиме работы имеет значительно более низкое значение инкремента аэровозбуждения по сравнению со 1200-мм лопаткой, на которой в процессе эксплуатации явлений флаттера не наблюдалось. На остальных режимах значения инкремента аэровозбуждения 1500-мм лопатки и 1200-мм лопатки сопоставимы. На других режимах работы, соответствующих большему выходному давлению, наблюдается рост значений инкремента аэровозбуждения. Для режима с максимальным (из рассмотренных вариантов) выходным давлением в районе больших значений узловых диаметров наблюдается небольшое превышение значений инкремента по сравнению с аналогом. При этом отметим, что большие значения узловых диаметров соответствуют большим значениям собственных частот лопатки, менее опасным, так как возбудить колебания в рабочем колесе на высоких собственных частотах – сложнее.

### Заключение

Исходя из изложенного в статье, можно сделать следующие основные выводы.

1. Создание рабочих лопаток предельной длины с целью сокращения габаритов энергетической установки является общемировой тенденцией.

2. При разработке новой рабочей лопатки длиной 1500 мм из титана выполнен весь комплекс расчетно-конструкторских работ. По результатам трехмерных газодинамических расчетов ступень с разработанной 1500-мм лопаткой показала высокую экономичность в широком диапазоне режимов работы.

3. Проведенный флаттерный анализ показал вибронгруженность на уровне успешно эксплуатируемой титановой рабочей лопатки длиной 1200 мм.

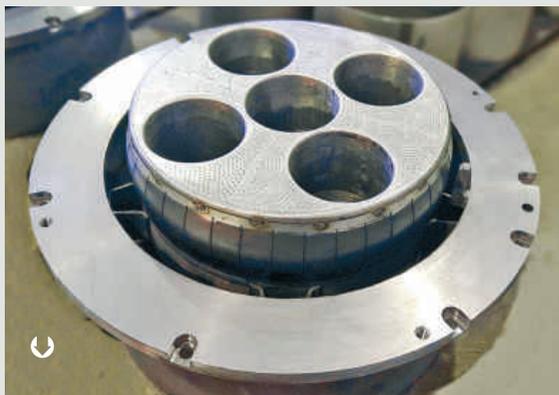
4. Показана значимость флаттерного анализа при создании рабочих лопаток предельной длины как одного из этапов процесса, потенциально сокращающего весь цикл разработки и внедрения.

Для успешного внедрения новой лопатки впоследствии предполагается подтвердить ее расчетные характеристики в ходе испытаний на кэмпбелл-машине, а также газодинамических испытаний на различных режимах работы.

После того как будет завершен полный цикл разработки и испытаний новой рабочей лопатки последней ступени с увеличенной выходной площадью, АО «Силовые машины» будет иметь решение для проектирования современных экономичных паровых турбин большой мощности с сокращенным количеством выбросов. **TD**

### Список использованных источников

1. Leyzerovich A. S. *Steam Turbines for Modern Fossil-Fuel Power Plants*. – Lilburn: The Fairmont Press, Inc., 2007. – 537 p.
2. Kaneko Y., Mori K., Ohyama H. *Development and Verification of 3000 Rpm 48 Inch Integral Shroud Blade for Steam Turbine* // *JSME International Journal*. – 2006. – V. 49. – № 2.
3. *Development of 3,600-rpm 50-inch/3,000-rpm 60-inch Ultra-long Exhaust End Blades* / H. Fukuda [et al] // *Mitsubishi Heavy Industries Technical Review*. – 2009. – June. – V. 46. – №2. – Pp. 18-25.
4. Rice T., Bell D., Singh G. *Identification of the Stability Margin Between Safe Operation and Onset of Blade Flutter* // *Journal of Turbomachinery*. – 2009. – Jan. – V. 131. – №1.
5. *Application of World's Longest 50/60-Inch Titanium Blades for Large Fossil Power Plants* / T. Kudo [et al] // *Mitsubishi Heavy Industries Technical Review*. – 2019. – Sept. – V. 56. – № 3.
6. Боришанский К. *Колебания рабочих лопаток паровых турбин и меры борьбы с ними*. – Санкт-Петербург, 2011. – 324 с.
7. *Advanced Flutter Analysis of a Long Shrouded Steam Turbine Blade* / P. Petrie-Repar [et al] // *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014*. – Duesseldorf, Germany. – 2014. – GT2014-26874.
8. *Numerical Study of Aero-Excitation of Steam-Turbine Rotor Blade Self-Oscillations* / S. Galaev [et al]. – 2018.



**Продолжается освоение производства компонентов ГТУ Т32.**

На заводе «Ротор» (АО «Газэнергосервис») освоено производство крышки камеры сгорания 4+1. Она ограничивает объем зоны горения и совместно с топливными форсунками формирует аэродинамику факела. Сложное по геометрии изделие представляет собой разделитель потоков, в торцевой части которого выполнено более 2000 охлаждающих отверстий под разными углами. Для изготовления отверстий применяется современное оборудование, обеспечивающее точность и качество обрабатываемой поверхности.

Крышки 4+1, работающие в агрессивной высокотемпературной среде, подлежат замене на действующих агрегатах через каждые 24 тыс. часов эксплуатации. Освоение данной детали обеспечит производство новых газотурбинных установок и обслуживание ГПА в эксплуатации.

На Невском заводе разработана конструкторская документация с учетом применения отечественных материалов, а также технологических возможностей АО «Газэнергосервис».

Продолжается работа по изготовлению топливных форсунок, жаровых труб и переходных секций камеры сгорания. Работы проводятся в рамках кооперации внутри Группы «Газпром энергохолдинг индустриальные активы» и с привлечением других российских производителей. Полное освоение производства камеры сгорания ГТУ Т32 планируется завершить до конца текущего года.

**The development of the production of GTU T32 components continues.**

The production of the 4+1 combustion chamber cover has been mastered by the Rotor plant (Gazenergосervice JSC). It limits the volume of the combustion zone and together with the fuel injectors forms the aerodynamics of the torch. The product, which is complex in geometry, is a flow separator, in the end part of which more than 2000 cooling holes are made at different angles.

**Газопоршневые энергоблоки 1-9ГМГ Коломенского завода поставлены на Камчатку.**

Коломенский завод («ТМХ Энергетические решения») направил для модернизации ГПЭС в с. Соболево (Южные электрические сети Камчатки, ЮЭСК) три двигатель-генератора 1-9ГМГ. Первый энергоблок поставлен на станцию, ведется его монтаж, еще два – находятся в пути. Агрегаты планируют ввести в строй до конца текущего года.

В условиях изолированности энергосистемы региона агрегаты 1-9ГМГ обеспечат экономию расходов на электроэнергию. Специалисты ЮЭСК уже имеют опыт эксплуатации коломенских ДГУ типа Д49.

Двигатель-генераторы 1-9ГМГ мощностью 900 кВт разработаны специалистами АО «Трансмашхолдинг» и Коломенского завода в 2022 году, в 2023-м началось их серийное производство.

Первые два агрегата работают в составе газопоршневой электростанции на территории Коломенского завода, обеспечивая цеха предприятия электричеством и теплом. Использование ГПУ позволило снизить потребление электроэнергии из внешней сети.

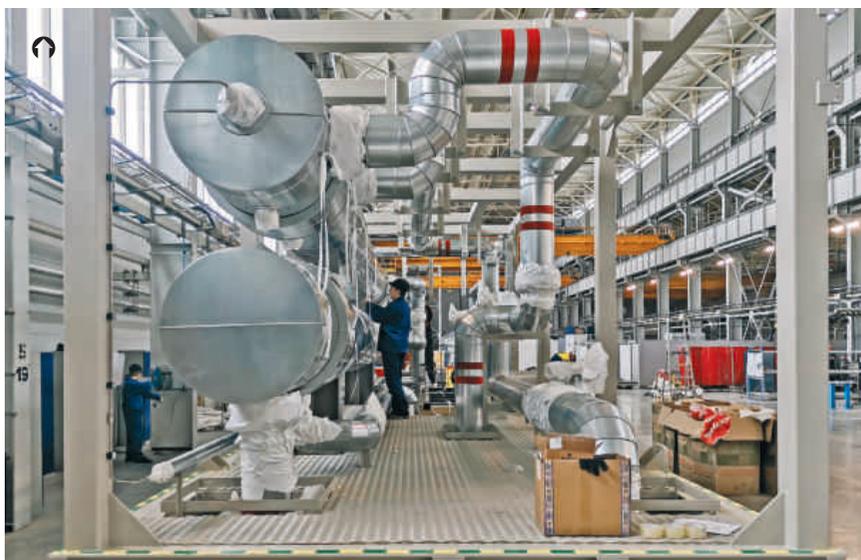
ГПЭС Коломенского завода могут работать автономно и параллельно с сетью или другими электростанциями. Они могут использоваться в качестве основных и резервных источников электро- и теплоснабжения для промышленных и других хозяйственных объектов.

Создание новых отечественных газопоршневых электростанций внесет существенный вклад в развитие независимого российского рынка распределенной генерации.

**На пермском предприятии «ИНГК» изготовлены блоки низкотемпературной конденсации газа для ООО «Газсерф».**

Компания «ИНГК» постоянно расширяет номенклатуру своей продукции: по заказу ООО «Газсерф» на производственной площадке в г. Перми изготовлено 6 технологических блоков из состава установки низкотемпературной конденсации газа, предназначенной для эксплуатации на Усть-Пурпейском лицензионном участке Присклонового месторождения (ЯНАО).

В объем поставки входят: блок теплообменника «газ-газ», блок теплообменника «газ-жидкость», блок испарителя пропана, блоки арматуры и др. В каждом блоке находится оборудование с трубопроводной обвязкой в теплоизоляции, с электроподогревом. Установка имеет модульное исполнение. Продукция изготовлена в полном объеме и отгружена в адрес заказчика.



## Особенности работы многоступенчатого осевого компрессора с двухопорной конструкцией направляющих аппаратов

**А. К. Воробьев – начальник сектора, vorobyev\_ak@power-m.ru**  
**Ф. А. Малышев – ведущий инженер-конструктор, malyshev\_fa@power-m.ru**  
**Е. И. Давлетгареева – ведущий инженер-конструктор, davletgareeva\_ei@power-m.ru**  
**АО «Силовые машины»**

### Ключевые слова:

проточная часть, осевой компрессор, вторичные потоки воздуха, лабиринтное уплотнение

### Аннотация

В статье приводится обзор состояния ранее выполненной работы о влиянии перетечек воздуха через лабиринтные уплотнения на характеристику осевого многоступенчатого компрессора, имеющего двухопорную конструкцию направляющих аппаратов. Описаны особенности расчетной модели проточной части, задания граничных условий, сеточных параметров, а также дано обоснование принятых допущений в модели при проведении численных исследований.

Приведена исследуемая схема вторичных потоков воздуха применительно к рассматриваемой конструкции осевого компрессора. Введены определения стокам массы воздуха, которые

добавляются в проточную часть компрессора и отбираются из нее, показано их качественное отражение на интегральных параметрах компрессора и определено количественное влияние на перераспределение нагрузки по ступеням, а также выявлена основная причина перераспределения работ между ступенями.

Сделаны выводы об особенностях моделирования работы осевых многоступенчатых компрессоров энергетических газотурбинных установок, учитывая перетечки воздуха через лабиринтные уплотнения под направляющими аппаратами, и указаны наиболее значимые факторы, влияющие на перераспределение работ в проточной части.

## Features of operation of a multistage axial compressor with a two-support design of guide devices

**A.K. Vorobyev – Head of Sector, vorobyev\_ak@power-m.ru**  
**F.A. Malyshev – Leading Design Engineer, malyshev\_fa@power-m.ru**  
**E.I. Davletgareeva – Leading Design Engineer, davletgareeva\_ei@power-m.ru**  
**Power Machines – JSC**

### Key words:

flow part, axial compressor, secondary air flows, labyrinth seal

### Abstract

The article provides an overview of the state of previously performed work on the effect of air flows through labyrinth seals on the characteristics of an axial multistage compressor having a two-support design of guide devices. The features of the computational model of the flow part, the setting of boundary conditions, grid parameters are described, and the justification of the assumptions made in the model during numerical studies is given.

The investigated scheme of secondary air flows is presented in relation to the design of the axial compressor under consideration. Definitions of the mass of air drains that are added to the flow part

of the compressor and taken from it are introduced, their qualitative reflection on the integral parameters of the compressor is shown and the quantitative effect on the redistribution of load by stages is determined, and the main reason for the redistribution of work between stages is revealed.

Conclusions are drawn about the features of modeling the operation of axial multistage compressors of power gas turbine plants, taking into account air flows through labyrinth seals under the guide devices, and the most significant factors affecting the redistribution of work in the flow section are indicated.

Перетечки воздуха через лабиринтные уплотнения под направляющими аппаратами компрессора приводят к дополнительным потерям при работе компрессора и классифицируются как вторичные потери в ступени [1–3]. Оценить влияние данного вида потерь на параметры компрессора возможно только при трехмерном моделировании течения [3].

В работе [4] исследуется характеристика осевого компрессора ГТЭ-170.1 (рис. 1) с учетом перетечек через лабиринтные уплотнения (ЛУ) в проточной части и показано их влияние как на интегральные параметры компрессора, так и на характеристики отдельных ступеней. В ходе расчетных исследований сформирована общая схема вторичных потоков рабочего тела в проточной части, учитывающая перетечки воздуха под направляющими аппаратами (НА) и через хиртовые соединения дисков компрессора в сторону ступеней с низким давлением (рис. 2). Введено понятие группы «пакетированных» ступеней, обусловленное наличием демпферных колец, жестко связывающих определенные диски компрессора с центральной стяжкой ротора. Такие группы ступеней образуют несколько отдельных замкнутых систем с перетечками воздуха в общей картине вторичных потоков воздуха.

Численные и расчетные исследования с различной постановкой граничных условий и отличительными особенностями математического моделирования перетечек в проточной части компрессора, проведенные в работе [4], а также сравнение полученных данных с результатами по другим программным кодам позволили получить расчетную модель для моделирования перетечек, которая соответствует приемлемому соотношению затраченного расчетного времени к полученным качественным и количественным результатам.

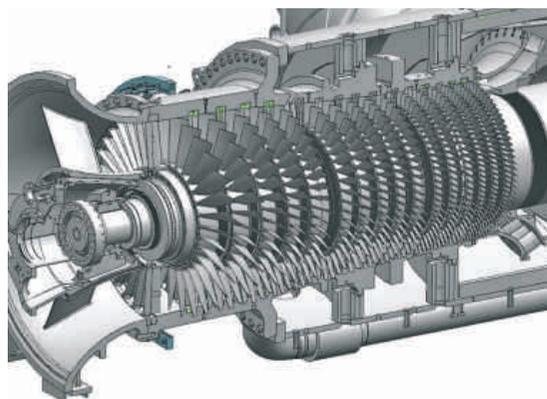


Рис. 1. Компрессор газотурбинной установки ГТЭ-170.1

В разработанной модели лабиринтные уплотнения не подвергались прямому моделированию, а заменялись притрактовыми полостями между рабочей лопаткой (РЛ) и НА, с заданием эквивалентных расходов рабочего тела, соответствующих перетечкам в проточной части, которые были определены в ходе гидравлического анализа, учитывающего все особенности конструктивного исполнения вторичных полостей компрессора. Размеры присоединенных притрактовых полостей соответствовали конструктивному исполнению проточной части компрессора. На поверхностях полостей, образованных дисками рабочих колес, выполнялось условие вращающейся стенки с заданием частоты вращения ротора. Размер расчетной сети составил около 44 млн ячеек. Параметр  $Y^+$  расчетной сети находился в диапазоне  $1 \leq Y^+ \leq 3$ .

Анализ результатов работы [4] показал, что моделирование перетечек вызывает перераспределение нагрузки по ступеням компрессора и, как следствие, – изменение КПД по сравнению с моделью компрессора, не учитывающей перетечки. Перераспределение работ в ступенях компрессора ГТЭ-170.1 происходит следующим образом: увеличивается нагрузка входного и среднего блоков ступеней с одновременной разгрузкой выходного блока. Такое перераспределение не повлияло

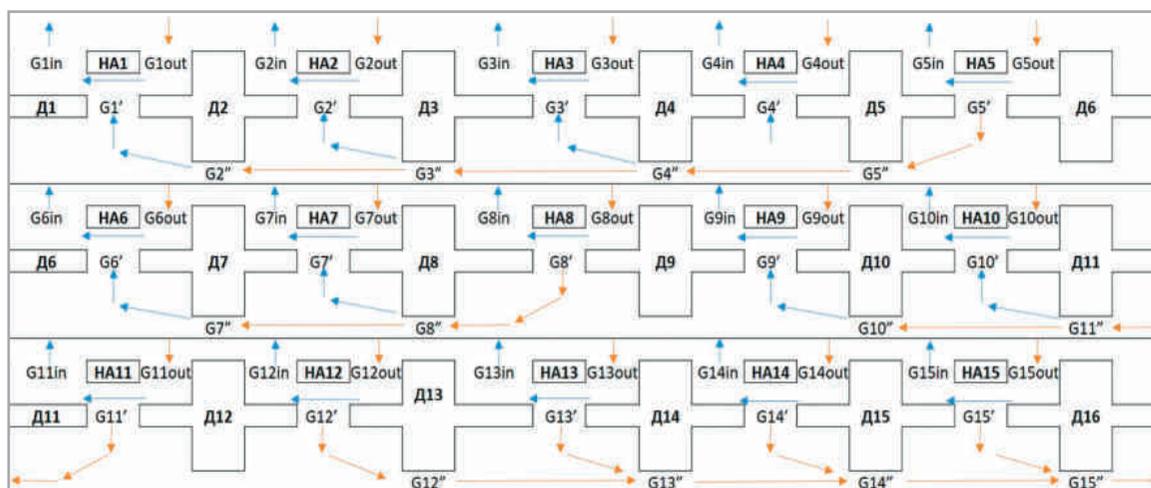


Рис. 2. Общая схема перетечек воздуха через лабиринтные уплотнения направляющих аппаратов (НА) и с учетом зазоров в хиртовых соединениях дисков (Д) компрессора

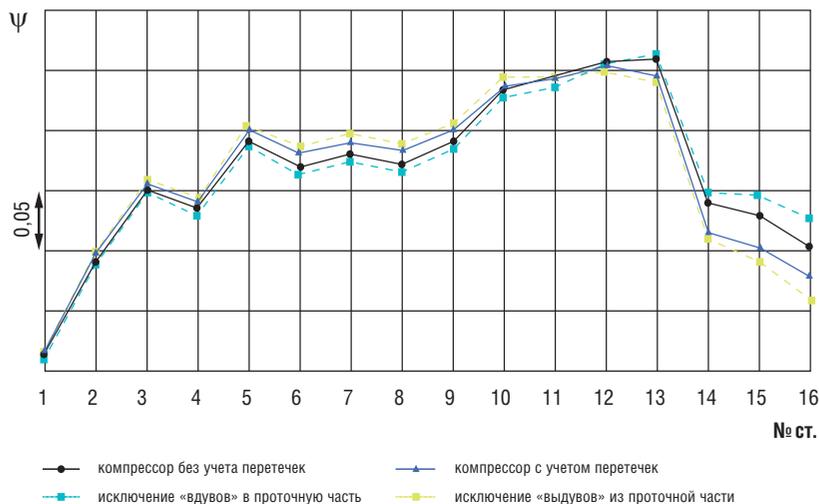


Рис. 3. Распределение нагрузки по ступеням компрессора при исключении из расчета расходов воздуха, соответствующих «вдувам» и «выдувам»

на запасы газодинамической устойчивости (ГДУ) на номинальном режиме работы, поскольку нагрузка на венцы, лимитирующие запас устойчивости и находящиеся в хвосте компрессора, снизилась, а входной и средний каскад обеспечивают устойчивую работу компрессора даже с повышенной нагрузкой на номинальном режиме.

В данной работе предлагается исследовать причины такого перераспределения нагрузки по ступеням в проточной части компрессора.

### Описание расчетных работ

Как отмечено выше, наличие перетечек в проточной части компрессора приводит к перераспределению нагрузки между ступенями и оказывает влияние на интегральные параметры компрессора. Для более подробного исследования причин такого изменения нагрузки в проточной части проведен ряд расчетных работ с различными вариантами граничных условий «вдува» и «выдува» массы воздуха через притрактовые полости каждого НА. При этом под «вдувом» подразумевается сток массы, который добавляется в проточную часть компрессора (соответствует индексам  $G_{in}$ , рис. 2), а «выдув» — отбирается из проточной части компрессора (соответствует индексам  $G_{out}$ , рис. 2).

Рассчитывались варианты с заданием расходов воздуха, соответствующих величинам перетечек через ЛУ с учетом и без учета перетекания воздуха через хиртовые соединения для 1-, 5-, 9-, 12- и 15-й ступеней. Ступени выбирались исходя из условия нахождения каждой из них в отдельной группе «пакетированных» ступеней, а также из величины расхода воздуха через ЛУ, который возрастает от ступени к ступени вверх по потоку. Расходы воздуха сначала задавались отдельно только для указанных ступеней,

а затем исключались из общей картины перетечек как поочередно, так и все вместе. Такой подход помог оценить влияние на параметры компрессора как отдельных ступеней, так и групп ступеней, отличающихся между собой величинами расхода перетечек.

Результаты показали, что «выдув» массы воздуха из проточной части как одной ступени, так и всей группы существенно не повлиял на параметры компрессора и нагрузку ступеней, и наоборот, «вдув» воздуха в проточную часть влечет за собой более заметное перераспределение нагрузки между ступенями. Такая картина наиболее четко выражена при исключении из расчета «вдувов» 12- и 15-й ступеней, которые имеют наибольшую величину массового расхода из просчитанных вариантов.

Для уточнения влияния «вдувов» воздуха на параметры компрессора выполнены расчеты с поочередным исключением из граничных условий «вдувов» и «выдувов» воздуха для всех ступеней (рис. 2). Распределение нагрузки по ступеням для этих случаев сравнивалось с результатами, приведенными в работе [4], учитывающими наличие всех перетечек в проточной части (рис. 3).

Анализируя полученные результаты, отметим, что исключение «вдувов» в проточную часть оказывает существенное влияние на распределение работ между ступенями компрессора, при этом коэффициент нагрузки у этого варианта наиболее приближен к расчету компрессора, где совсем не учитывались перетечки воздуха.

Однако стоит добавить, что исключение «вдувов» все же не дает аналогичного распределения работы, в сравнении с компрессором без учета перетечек, поскольку у этого варианта имеются «выдувы» после каждого НА, которые и вызывают загрузку выходного каскада с незначительной разгрузкой средней группы ступеней, в сравнении с базовым компрессором. И наоборот, при исключении «выдувов» из проточной части характер работ оказывается более близким к компрессору с учетом всех перетечек, чем к расчету компрессора, где вовсе не учитывались перетечки воздуха.

Таким образом, учитывая все вышеизложенное, можно сделать вывод, что при расчете компрессора с учетом перетечек, согласно рис. 2, большее влияние на перераспределение работ в компрессоре оказывает сток массы, который добавляется в проточную часть, чем тот, который отбирается из нее.

Данное влияние может быть обусловлено изменением гидравлического диаметра на последних ступенях компрессора, поскольку расход воздуха через ЛУ возрастает вверх

по потоку, вследствие чего возрастает величина «вдува» в проточную часть.

Для наглядной демонстрации описанного влияния компрессор был декомпозирован на две группы ступеней: входной блок с первой по 9-ю ступень и выходной блок с 10-й по 16-ю ступень; для которых определялись напорные характеристики по приведенному расходу воздуха к параметрам на выходе из 9-й ступени (рис. 4, 5).

Такое разделение по блокам выбрано исходя из величины расходов «вдува» в проточную часть. Ступени выходного блока с 10-й по 16-ю имеют наибольший расход воздуха через ЛУ (вследствие больших величин давления и плотности потока), чем ступени входного блока. На графиках наблюдается смещение напорной характеристики выходного блока в сторону уменьшения расхода, что приводит к подпору входной группы ступеней и, как следствие, перераспределению нагрузки.

Таким образом, массовый расход воздуха через ЛУ в двухпорной конструкции НА может оказать влияние на уменьшение гидравлического диаметра ступени, привести к перераспределению нагрузки по ступеням в проточной части осевого многоступенчатого компрессора, что отразится и на изменении интегральных параметров компрессора.

## Заключение

Как отмечено в [4], циркуляция воздуха через вторичные полости многоступенчатого осевого компрессора может обуславливать перераспределение работ между ступенями компрессора и, в отдельных случаях, приводить к ранней обрезке напорной линии. Наибольшее влияние на перераспределение нагрузки оказывает масса воздуха («вдув»), втекающая в проточную часть после прохождения через ЛУ. Наиболее заметное изменение работ в ступенях происходит там, где имеет место наибольший расход воздуха через ЛУ.

В рассмотренном частном случае суммарное количество воздуха, циркулирующего через лабиринтные уплотнения и хитровые соединения, составляет около 3% от массового расхода на входе в компрессор. При этом величина «вдува» массы воздуха в области выходной группы ступеней составляет 75% от величины всех перетечек в проточной части. Таким образом, при анализе результатов расчета многоступенчатого осевого компрессора необходимо учитывать не только общее количество воздуха, циркулирующего через вторичные полости компрессора, но и его концентрацию по проточной части. **ТД**

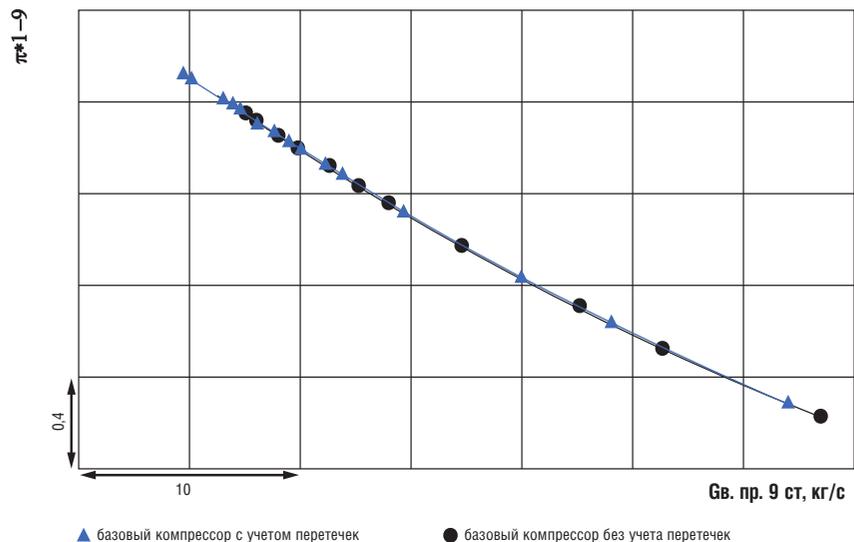
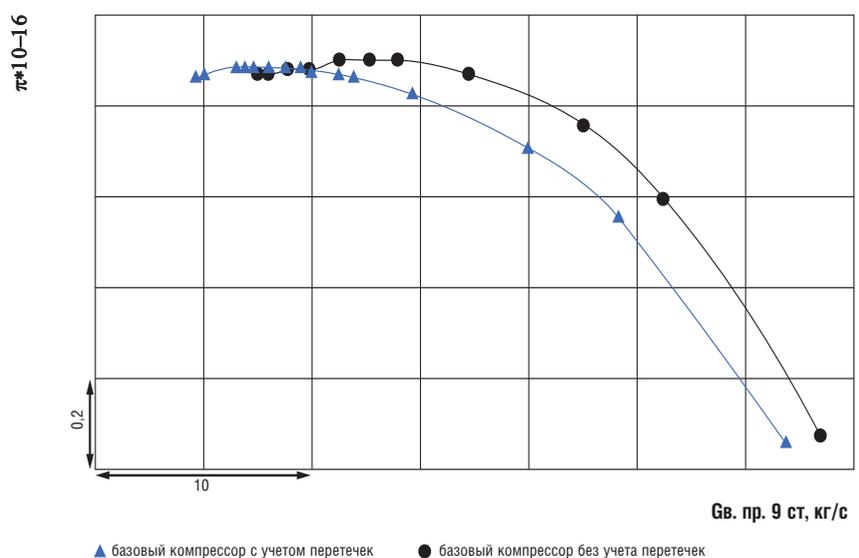


Рис. 4. Напорные характеристики блока первых 9 ступеней базового компрессора без учета и с учетом перетечек

- Список использованных источников
1. Кампсти Н. *Аэродинамика компрессоров*: Пер. с англ. – М.: Мир, 2000. – 688 с. ил.
  2. Тихонов Н. Т., Мусаткин Н. Ф., Матвеев В. Н. *Теория лопаточных машин авиационных газотурбинных двигателей*. – СГАУ, 2001. – 155 с.
  3. Холщевников К. В., Емин О. Н., Митрохин В. Т. *Теория и расчет авиационных лопаточных машин*: 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1986. – 432 с. ил.
  4. Воробьев А. К., Малышев Ф. А. *Анализ влияния внутренних перетечек в проточной части на параметры осевого многоступенчатого компрессора*: LXX Научно-техническая сессия по проблемам газовых турбин «Научно-технические проблемы дальнейшего развития, полной локализации производства и технического обслуживания стационарных газотурбинных установок в Российской Федерации»: сборник докладов, г. Санкт-Петербург. – С. 142-147.

Рис. 5. Напорные характеристики выходного блока ступеней с 10-й по 16-ю базового компрессора без учета и с учетом перетечек



## Эффективные паровые турбины Shandong Qingneng Steam Turbine

**А. Н. Калинин, Ш. Р. Якупов – ООО «Паровые турбины и сервис Циннен»**  
**В. Д. Буров, к.т.н. – Национальный исследовательский университет МЭИ**  
**А. А. Троицкий – журнал «Турбины и Дизели»**

Производственная компания Shandong Qingneng Steam Turbine Co. (QNP) была создана в 1993 году. Основные направления ее деятельности – разработка и производство различного энергетического оборудования, строительство электростанций под ключ, модернизация, техническое обслуживание и ремонт поставленного оборудования.

### In brief

#### Efficient steam turbines of Shandong Qingneng Steam Turbine

The Shandong Qingneng Steam Turbine Co. manufacturing company was established in 1993.

The main directions of its activity are the development and production of various power equipment, turnkey construction of power plants, modernization, maintenance and repair of supplied equipment.

QNP product range includes steam turbines, generators, control systems, water treatment equipment and other technological and auxiliary equipment. The company provides comprehensive solutions for customers, including design, engineering, supply, installation and commissioning of equipment, which significantly reduces the time of project implementation, as well as its cost.

The company's technological and production capabilities are based on modern equipment and allow it to perform high-tech and high-tech operations.



**А**ссортимент продукции компании QNP включает паровые турбины, генераторы, системы контроля, оборудование для водоподготовки и другое технологическое и вспомогательное оборудование. Компания предлагает комплексные решения для заказчиков, включая проектирование, инжиниринг, поставку, монтаж и пусконаладку оборудования, что значительно сокращает сроки реализации проекта, а также его стоимость.

Технологические и производственные возможности компании основываются на современном оборудовании и позволяют выполнять наукоемкие и высокотехнологичные операции. Более 400 высокоточных станков и обрабатывающих центров используются для изготовления компонентов производимой продукции. Оборудование имеет модульную конструкцию, что обеспечивает высокую степень унификации.

Система контроля качества компании предусматривает необходимый объем контроля изготовления продукции на протяжении всего производственного процесса. В состав центра контроля качества входят лаборатории контроля физических параметров оборудования, химического анализа материалов, точных измерений, метрологическая лаборатория и др. На разгонно-балансирующем высокооборотном стенде контроля динамической балансировки проводятся испытания роторов паровых турбин с частотой вращения до 15 000 об/мин. Современные испытательные стенды позволяют проводить испытания паровых турбин на всем диапазоне мощности под нагрузкой и в любых режимах эксплуатации.

Компания QNP выпускает широкий модельный ряд паровых турбин: конденсационные турбины, конденсационные с отборами пара, конденсационные с промотборами; паровые турбины с противодавлением, с противодавлением и отбором пара, с промперегревом мощностью до 300 МВт, включая серии NI (стандартные турбины активного типа) и HE (реактивные турбины). Их конструкция

отличается простотой и экономичностью, что обеспечивает оптимизацию эксплуатационных параметров и удовлетворяет любые специфические требования заказчиков в различных сферах применения. Оборудование компании QNP полностью соответствует требованиям международных стандартов.

В настоящее время компанией поставлено более 1300 паровых турбин заказчикам по всему миру. Благодаря стандартизации и модульному исполнению элементов турбины сокращены сроки производства различных модификаций турбин. Сегодня в Российской Федерации в различной стадии реализации находится 8 проектов. На двух станциях турбины эксплуатируются с 2019 года, на одной – с 2023-го.

Преимущества паровых турбин производства компании QNP:

- высокооборотные, с высоким значением КПД и низким удельным расходом теплоты;
- компактная модульная компоновка;
- заводская сборка турбины и транспортировка в собранном виде, что обеспечивает простой, быстрый и менее затратный монтаж на месте эксплуатации.

Модульная конструкция паровых турбин позволяет во время капитального ремонта проводить модернизацию оборудования в соответствии с изменившимися условиями на объекте, в том числе с заменой ступени.

Благодаря индивидуальному исполнению рабочих колес турбин и зубчатых колес редукторов, турбоустановки изготавливаются под конкретные параметры пара и необходимые заказчику технические характеристики, т.е. возможно индивидуальное исполнение для каждого отдельного проекта при неизменности базовой конструкции.

Паровые турбины QNP оснащаются как сборными, так и цельноковаными роторами, которые обрабатываются на современном оборудовании, динамически балансируются и проходят испытания с высокой частотой вращения в вакууме на стенде.

Облопачивание ротора и статора имеет современные оптимизированные профили, которые разработаны с использованием передового конструкторского программного обеспечения.

Конструкция цилиндра и консольная конструкция ротора позволяют осуществлять быстрый пуск турбины из холодного состояния до номинальной частоты вращения без предварительного прогрева. Время пуска ограничивается только массовым моментом инерции и составляет, как правило, около 10 секунд. Кроме того, при такой конструкции снижается стоимость паровой турбины, так как уплотнение турбинного вала требуется только с одного конца ротора. Эксплуатационные затраты значительно снижаются благодаря надежности и простоте техобслуживания (корпус открывается только с одной стороны).

Концепция, заложенная при проектировании паровых турбин, заключается в том, чтобы установка одинаково эффективно работала как при длительной эксплуатации, так и в условиях частых пусков/остановов, обеспечивая при этом минимально возможное время пуска.

Паровые турбины QNP оснащены современной электронно-гидравлической системой управления. Она позволяет полностью автоматизировать процесс управления турбоустановкой, в том числе и пусковые операции, с высокой степенью точности поддерживать требуемые параметры: частоту вращения, мощность, давление пара в отборе или противодавление. Практически исключаются ошибки обслуживающего персонала станции, поскольку установки полностью автоматизированы и их может эксплуатировать персонал без специальной подготовки (обучение проводится в полном объеме специалистами компании во время пусконаладочных работ).

Срок службы турбины, а также ее элементов зависит от регулярности и качества ее техобслуживания, поэтому компания QNP предлагает выгодные условия сервисной поддержки. По вызову заказчика на объект, где работает турбоустановка, выезжает специалист компании. После изучения и проверки значений эксплуатационных показателей турбины, вибрационного анализа на различных режимах определяется объем планируемого обслуживания, перечень запасных частей, которые необходимо будет заказать, и согласованный план действий по их замене.

Специалисты службы технической поддержки проводят текущий, средний или капитальный ремонт, обслуживание основного и вспомогательного оборудования, куда входит:



- обслуживание системы регулирования паровой турбины;
- балансировка роторов;
- ремонт и замена элементов системы опирания;
- поставка запчастей и ремонт регулирующих клапанов;
- ремонт корпусов цилиндров;
- ремонт конденсатора паровой турбины;
- вибродиагностика оборудования;
- восстановление элементов облопачивания паровой турбины.

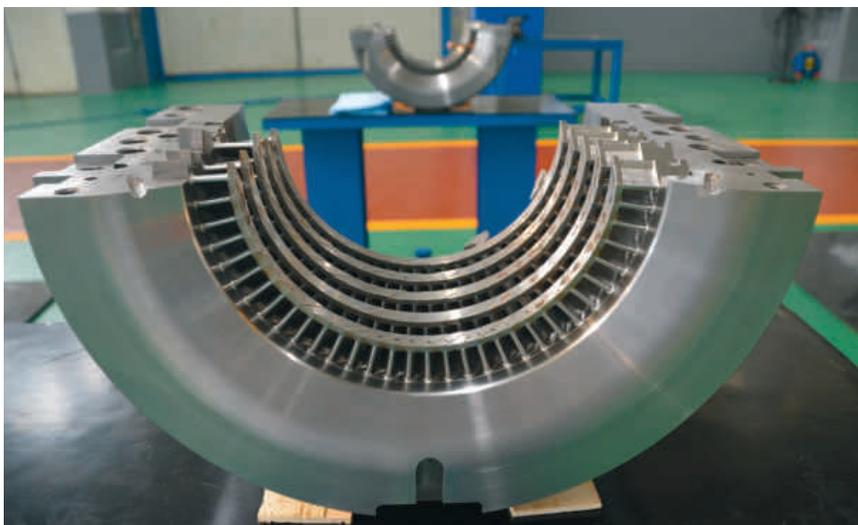
Рис. 1.

Паровая турбина серии NI

Специалисты послепродажного обслуживания имеют высокую квалификацию и большой опыт, что позволяет оперативно реагировать на все запросы заказчиков, эксплуатирующих оборудование компании QNP, и решать любые возникающие вопросы на высоком профессиональном уровне. Ведется постоянный мониторинг проектов от поставки и монтажа оборудования, ввода его в эксплуатацию до

Рис. 2.

Статор паровой турбины с горизонтальным разъемом



обеспечения высокоэффективной работы на объекте заказчика.

Высокая эффективность турбоустановки при сохранении низкой удельной стоимости и высокая надежность – это современный стандарт для проектирования паровых турбин малой мощности. Паровые турбины компании QNP, в конструкцию которых заложены самые современные технические решения, в полной мере соответствуют этому стандарту и являются оптимальным вариантом для применения там, где может использоваться паротурбинная технология.

Паровые турбины компании QNP применяются в самых различных отраслях промышленности – химической, нефтеперерабатывающей, пищевой, а также в коммунальном хозяйстве. Оптимальные сферы применения паровых турбин – это станции комбинированного и когенерационного цикла, работающие на возобновляемом топливе (биомасса, опилки, отходы сельского хозяйства и др.); утилизация неиспользуемого технологического тепла; для замены редукционно-охлаждающих устройств.

### Конденсационные паровые турбины серии NI

Этот тип паровой турбины отличается высоким КПД, удобством эксплуатации, простым обслуживанием и высоким уровнем безопасности. Конденсационные паровые турбины могут использоваться не только для производства электроэнергии, но и для привода различного оборудования, такого как насосы большой мощности, компрессоры, воздухоуд-

ки и т.д. Они могут применяться на геотермальных станциях.

Конденсационные турбины и конденсационные паровые турбины с отбором пара имеют следующие технические параметры:

- максимальное давление пара на входе 14 МПа;
- максимальная температура пара на входе 535 °С;
- максимальная мощность 65 МВт;
- нерегулируемый отбор с небольшим расходом пара;
- промежуточный подвод пара с низкими параметрами, включая насыщенный пар.

Турбоблок может использовать конденсационные установки с водяным или воздушным охлаждением.

Паровые турбины с регулируемыми теплофикационными и производственными отборами пара и конденсационные турбины с промотборами имеют один или несколько регулируемых отборов пара, в которых поддерживается заданное давление. Они предназначены для производства тепловой и электрической энергии, а также для привода другого оборудования.

### Паровые турбины серии HE

Ориентируясь на конструктивные характеристики передовых паровых турбин в мире и, применив современные технологии проектирования проточных частей для реактивных и активных паровых турбин, компания QNP создала собственные высокоэффективные ПТУ. Все регулирующие ступени имеют оптимальную одновенцовую конструкцию с лопатками активного типа. Ступени давления имеют малый диаметр, количество ступеней оптимизировано. Это обеспечивает более рациональное распределение перепадов давления и экономичность турбины.

Каждая ступень проточной части паровой турбины активного типа состоит из неподвижных лопаток, которые установлены в неподвижных удерживающих кольцах, и вращающихся лопаток, установленных на роторе. Подвод пара в ступени осуществляется по полной дуге окружности с меньшим диаметром и большей длиной лопаток. Проточная часть не имеет потерь от парциальности пара входе. Она имеет большую площадь радиального уплотнения, меньшие зазоры и более высокую эффективность.

Благодаря большому осевому зазору в проточной части достигнут большой перепад давлений в ступени, что обеспечивает более быстрый пуск турбины и стабильную работу на переменных режимах.

Рис. 3.

Ротор паровой турбины



Использование в конструкции неподвижных удерживающих колец оптимально для создания цилиндра модульной конструкции, патрубков отборов и подводов пара. Это также способствует поддержанию равномерной температуры корпуса с меньшим тепловым напряжением. Модульная конструкция обеспечивает быстрый монтаж и ввод в эксплуатацию.

При проектировании проточной части высокоэффективной турбины реактивного типа также используется модульная конструкция, лопатки установлены в цельнокованом роторе.

В цилиндре низкого давления используются трехмерные закрученные лопатки для повышения КПД и прочности конструкции с целью обеспечения длительной, непрерывной работы агрегата. Применяется высокооборотная турбина с полным подводом пара по всей окружности для повышения эффективности проточной части и снижения массогабаритных характеристик.

Оптимизированная конструкция в части распределения перепадов давления, разработанная на основе результатов сравнения десятков тысяч проектных данных, является оптимальной для распределения перепада на каждой ступени, чтобы обеспечить максимальную эффективность. Направление выхлопа турбины может быть радиальным, боковым и осевым.

Паровые турбины QNP имеют два типа работы – активный и реактивный. Компания выпускает импульсные паровые турбины со всеми параметрами пара – от низкого давления до сверхкритического, а их мощность варьируется от 0,5 до 400 МВт.

Реактивные паровые турбины высокого и сверхвысокого давления соответствуют самому высокому в мире уровню эффективности и надежности. К ним относятся высокоэффективные агрегаты с высокой и средней частотой вращения и мощностью от 3 до 300 МВт.

ООО «Паровые турбины и сервис Циннен», официальный представитель китайской компании Shandong Qingneng Steam Turbine (QNP), работает в России с 2022 года. В рамках соглашения ей предоставлено право на проведение переговоров на поставку продукции, подготовку и подачу технико-коммерческих предложений от имени компании QNP, продвижение продукции, сопровождение проектов, организацию технического обслуживания и ремонта поставленного оборудования. 

Характеристики паровой турбины	CC45/50-8,8/1,0	C63-12,75/0,15
Номинальная мощность турбоустановки, МВт	36,3	63
Максимальная электрическая мощность в конденсационном режиме работы, МВт	50	67
Номинальное давление свежего пара перед главным стопорным клапаном, МПа (абс.)	8,83	12,75
Давление свежего пара перед главным стопорным клапаном (макс/мин), МПа (абс.)	9,27/8,33	13,24/12,26
Номинальная температура свежего пара перед главным стопорным клапаном, °С	500	550
Температура свежего пара перед главным стопорным клапаном при длительной эксплуатации (макс/мин), °С	525/460	560/540
Номинальный расход свежего пара при номинальных рабочих условиях, т/ч	220	300
Номинальное давление пара в регулируемом отборе № 1, МПа (абс.)	0,981	0,147
Номинальная температура пара в регулируемом отборе № 1, °С	236,3	110,8
Диапазон давлений пара в регулируемом отборе № 1, МПа (абс.)	0,785...1,27	0,118...0,245
Расход пара в регулируемом отборе № 1 (ном/макс), т/ч	67/130	135
Номинальное давление пара в регулируемом отборе № 2, МПа (абс.)	0,118	–
Номинальная температура пара в регулируемом отборе № 2, °С	104,2	–
Диапазон давлений пара в регулируемом отборе № 2, МПа (абс.)	0,054...0,177	–
Расход пара в регулируемом отборе № 2 (ном/макс), т/ч	70/100	–
Максимальный расход пара в конденсаторе, т/ч	141	165
Номинальное давление пара на выхлопе, МПа (абс.)	0,0025	0,003
Номинальная температура пара на выхлопе, °С	21,1	24,1
Макс. и мин. расход охлаждающей воды через конденсатор (без отборов/с ном. отборами), т/ч	10000/4500	10000/-
Температура охлаждающей воды на входе в конденсатор (ном/макс), °С	12/33	18/32
Удельный расход пара на номинальном режиме работы, кг/кВт·ч	6,057	4,533
Удельный расход теплоты на номинальном режиме работы, кДж/кВт·ч	5298,5	5992
Удельный расход пара в режиме без отборов, кг/кВт·ч	3,912	3,707
Удельный расход теплоты в режиме без отборов, кДж/кВт·ч	9807,5	8961
Допустимое количество пусков турбины из холодного состояния, не менее	200	200
Количество «теплых» пусков (останов на 10...72 ч)	2000	2000
Количество «горячих» пусков (останов менее 10 ч и минимальная разница температур между свежим паром и металлом турбины 80...140 °С)	8000	8000
Количество изменений нагрузки (изменение нагрузки > 10 % /мин)	12000	12000
Номинальная частота вращения турбины, об/мин	3000	3000
Коэффициент готовности, не менее	0,98	0,98
Назначенный установленный срок службы турбины, не менее, лет	40	40

 Табл. Характеристики паровых турбин CC45/50-8,8/1,0 и C63-12,75/0,15 производства компании Shandong Qingneng Steam Turbine Co.

## Влияние компоновки трубной системы конденсатора на распределение скоростей воды в трубках

**К. Э. Аронсон<sup>1</sup>**, д.т.н. – профессор, [k.e.aronson@urfu.ru](mailto:k.e.aronson@urfu.ru)  
**Е. К. Александрова<sup>1</sup>** – магистр, инженер, [milkaa0705@gmail.com](mailto:milkaa0705@gmail.com)  
**А. Л. Демидов<sup>1</sup>** – аспирант, младший научный сотрудник, [denasa97@yandex.ru](mailto:denasa97@yandex.ru)  
**А. Ю. Рябчиков<sup>1</sup>**, д.т.н. – главный научный сотрудник, [Ita\\_ugtu@mail.ru](mailto:Ita_ugtu@mail.ru)  
**Б. Е. Мурманский<sup>1,2</sup>**, д.т.н. – доцент, начальник производственно-технического управления, [b.e.murmansky@urfu.ru](mailto:b.e.murmansky@urfu.ru)  
<sup>1</sup>Уральский федеральный университет имени первого президента России Б. Н. Ельцина  
<sup>2</sup>ПАО «Т Плюс»

**Ключевые слова:**  
конденсатор паровой турбины,  
компоновка трубного пучка,  
распределение скоростей воды по трубкам,  
коллекторный эффект

### Аннотация

Распределение скоростей воды в отдельных рядах трубных пучков конденсаторов паровых турбин зависит от компоновки трубных пучков (ленточная, островная и др.), положения входного и выходного водяных патрубков, конструкции водяных камер. Неравномерность скоростей воды в зависимости от соотношения числа трубок в отдельных рядах может достигать 3...8 % в сравнении со среднерасходной скоростью в пучке. Влияние выходного патрубка более существенно, неравномерность скоростей может достигать 21 %.

Распределение расходов воды по трубкам пучка, в принципе, соответствует коллекторному эффекту. Скорость воды в трубках возрастает по мере ее движения в водяной камере. Для снижения неравномерности распределения скоростей рекомендуется выравнять число трубок в рядах. Для водяной камеры, форма которой рассчитана из условия выравнивания скоростей воды по высоте водяной камеры, установлено, что такая форма камеры крайне незначительно влияет на распределение скоростей по рядам трубок пучка.

## The influence of the layout of the condenser pipe system on the distribution of water velocities in the tubes

**K. E. Aronson<sup>1</sup>**, Doctor of Technical Sciences – Professor, [k.e.aronson@urfu.ru](mailto:k.e.aronson@urfu.ru)  
**E. K. Alexandrova<sup>1</sup>**, Magister – Engineer, [milkaa0705@gmail.com](mailto:milkaa0705@gmail.com)  
**A. L. Demidov<sup>1</sup>**, Postgraduate – Junior Researcher, [denasa97@yandex.ru](mailto:denasa97@yandex.ru)  
**A. Yu. Ryabchikov<sup>1</sup>**, Doctor of Technical Sciences – Chief Researcher, [Ita\\_ugtu@mail.ru](mailto:Ita_ugtu@mail.ru)  
**B. E. Murmanskyy<sup>1,2</sup>**, Doctor of Technical Sciences – Associate Professor, Head of the Production and Technical Department, [b.e.murmansky@urfu.ru](mailto:b.e.murmansky@urfu.ru)  
<sup>1</sup>Ural Federal University named after the First President of Russia B. N. Yeltsin (UrFU)  
<sup>2</sup>T Plus PJSC

**Key words:**  
steam turbine  
condenser,  
tube bundle layout,  
distribution of water  
velocities  
through the tubes,  
collector effect

### Abstract

The distribution of water velocities in individual rows of tube bundles of steam turbine condensers depends on the layout of the tube bundles (tape, island, etc.), the position of the inlet and outlet water pipes, and the design of the water chambers. The unevenness of water speeds, depending on the ratio of the number of tubes in individual rows, can reach 3...8 % in comparison with the average flow rate in the bundle. The influence of the outlet pipe is more significant, the unevenness of speeds can reach 21 %. The distribution of water flow rates across the bundle tubes, in principle, corre-

sponds to the collector effect. The speed of water in the tubes increases as the water moves in the water chamber. To reduce the uneven distribution of speeds, it is recommended to equalize the number of tubes in the rows.

For a water chamber, the shape of which is calculated from the condition of equalizing water velocities along the height of the water chamber, it is established that this shape of the chamber has an extremely insignificant effect on the distribution of velocities along the rows of beam tubes.

Эффективность конденсаторов паровых турбин в значительной степени зависит от равномерности распределения пара в трубном пучке [1–3]. На такое распределение оказывает влияние не только газодинамика пара в межтрубном пространстве, но и распределение скоростей воды по трубкам трубного пучка, что определяет локальные значения коэффициентов теплопередачи и, соответственно, тепловые нагрузки. Неравномерность распределения воды по трубкам пучка может также сказываться на долговечности трубок. Так, превышение максимальной скорости воды в трубках, соответствующей номинальному расходу воды в конденсаторе, может привести к интенсификации эрозионного износа, особенно начальных участков трубок, а снижение скорости воды ниже рекомендованных заводом-изготовителем конденсатора (турбины) – к увеличению отложений в трубках и последующей коррозии под отложениями. Известно, например [4], что при солесодержании до 300 мг/л в чистой воде и применении в конденсаторах трубок из латуни Л68 скорость воды в трубках необходимо понизить с 2,0...2,2 до 1,7...1,9 м/с даже при небольшом содержании твердых примесей.

На рис. 1 в качестве примера, представлен общий вид конденсатора К-1900-II производства УТЗ, который состоит из корпуса, переходного патрубка (горловины), трубной системы и водяных камер – основной и поворотной. Конденсатор по охлаждающей воде – двухпоточный и двухходовой. Основная водяная камера разделяется на входную и выходную камеры.

При разработке компоновок трубных пучков новых конденсаторов паровых турбин в основном стараются учесть газодинамику в паровом пространстве. При этом распределение скоростей воды по трубкам пучка практически не учитывают, за исключением ряда работ, связанных с попыткой оптимизации формы водяных камер [5].

Исследования распределения воды по трубкам конденсатора проводились экспериментально в основном на моделях и на реальных конденсаторах [6–8]. Проведенные измерения показали, что в основном соблюдается принцип коллекторного эффекта, при котором максимальные скорости воды наблюдаются в рядах трубок, удаленных от входа воды в камеру, а минимальные – около входного патрубка. На распределение воды влияют расположение входного патрубка, конструкция водяной камеры и конструкция перегородки в ней, отделяющий первый и второй ход конденсатора. Измерения скоростей воды в труб-

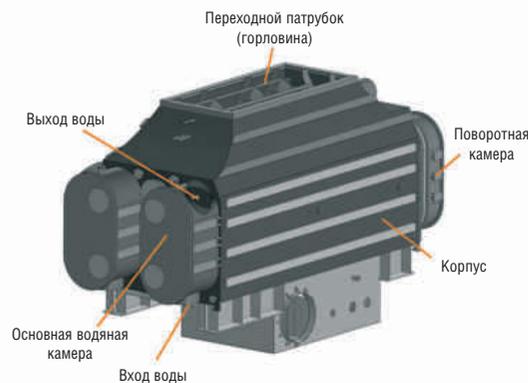


Рис. 1. Общий вид конденсатора К-1900-II (УТЗ)

ках в представленных работах проводились для небольшого количества трубок, как правило, в первых рядах, середине иверху водяной камеры, что не позволило учесть влияние компоновки трубных пучков на распределение скоростей воды.

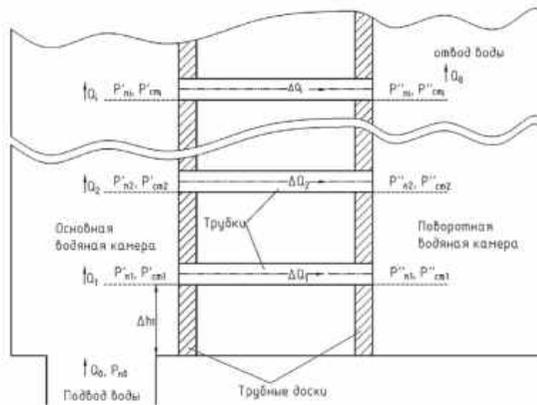
В данной статье приводится методика расчета скоростей воды в рядах трубок конденсаторов на примере конденсаторов К-1900-II и К-9500-I Уральского турбинного завода. Методика разработана на основе [9], что позволяет учесть подведенный и отведенный поток при его движении в канале. Новация заключается в том, что для определения скоростей воды в трубках рассчитываются статические давления во входной и поворотной водяных камерах конденсатора. Статические давления рассчитываются из полных давлений в камерах, а изменение полного давления определяется сопротивлением воды при движении по водяной камере. В представленных ниже формулах используются выражения для определения гидростатического напора, учитывающего положение трубки по высоте водяной камеры. Но поскольку трубки расположены горизонтально, то величина данного напора одинакова во входной и поворотной камерах. Поэтому гидростатический напор не влияет на распределение воды по высоте трубного пучка. При таком подходе движение воды во входной и поворотной камерах рассчитывается с учетом отведения и подведения потока.

Для начала расчетов принимаем скорость воды в первом ряду трубок равной средней скорости воды в ходе, затем вычисляем расход воды в этом ряду. Далее по разности статических давлений во входной и поворотной камерах последовательно определяем расходы воды в следующих рядах трубок. Равенство между суммарным и заданным расходом воды достигается за счет корректировки расхода (скорости) воды в первом ряду трубок.

Рассмотрим подробнее методику расчета скоростей воды в трубках конденсатора.

Рис. 2.

К постановке задачи  
о расчете скоростей  
воды в трубах конденсатора



Вода во входную камеру конденсатора подводится с помощью патрубка, расположенного в нижней части камеры с полным давлением  $P_{п0}$ . Поток охлаждающей воды во входной камере движется вверх с постоянным отделением массы. В поворотной водяной камере, соответственно, происходит присоединение массы. На рис. 2 показана схема обозначений исходных и расчетных параметров для оценки распределения воды по высоте водяной камеры конденсатора.

Полное давление потока воды на уровне первого ряда трубок входной водяной камеры  $P'_{п1}$ , Па, определится:

$$P'_{п1} = P_{п0} - \Delta P'_1, \quad (1)$$

где  $P_{п0}$  – полное давление воды на входе в конденсатор, Па;  $\Delta P'_1$  – сопротивление водяной камеры от входного патрубка до первого ряда трубок, Па;

$$\Delta P'_1 = \lambda \frac{\Delta h_1 \rho}{d_3'} \frac{(Q_0)^2}{F'}, \quad (2)$$

где  $\lambda$  – коэффициент сопротивления при движении воды по водяной камере;  $\Delta h_1$  – высота камеры от входного патрубка

до первого ряда трубок, м;  $d_3'$  – эквивалентный диаметр водяной камеры, м;  $Q_0$  – расход воды в конденсаторе, м<sup>3</sup>/с;  $\rho$  – плотность воды, кг/м<sup>3</sup>;  $F'$  – площадь сечения входной водяной камеры, перпендикулярного направлению движения воды, м<sup>2</sup>.

Статическое давление в данном сечении  $P'_{ст1}$  (Па) может быть получено при вычитании динамической и гидростатической составляющих из полного давления воды по формуле

$$P'_{ст1} = P'_{п1} - \frac{\rho}{2} \left( \frac{Q_0}{F'} \right)^2 - \rho g \Delta h_1, \quad (3)$$

где первое слагаемое в правой части – полное давление для первого ряда трубок входной камеры; второе – динамический напор; третье – гидростатический напор.

Для начала расчета расход, проходящий через трубки первого ряда пучка,  $\Delta Q_1$  (м<sup>3</sup>/с), принимаем как средний для всех трубок пучка

$$\Delta Q_1 = Q_0 \frac{n_{т1}}{N}, \quad (4)$$

где  $n_{т1}$  – число трубок в первом ряду пучка;  $N$  – полное число трубок в первом ходе.

Полное давление в первом ряду трубок со стороны поворотной камеры равняется полному давлению во входной камере за вычетом потерь на трение в трубах данного ряда и рассчитывается по формуле

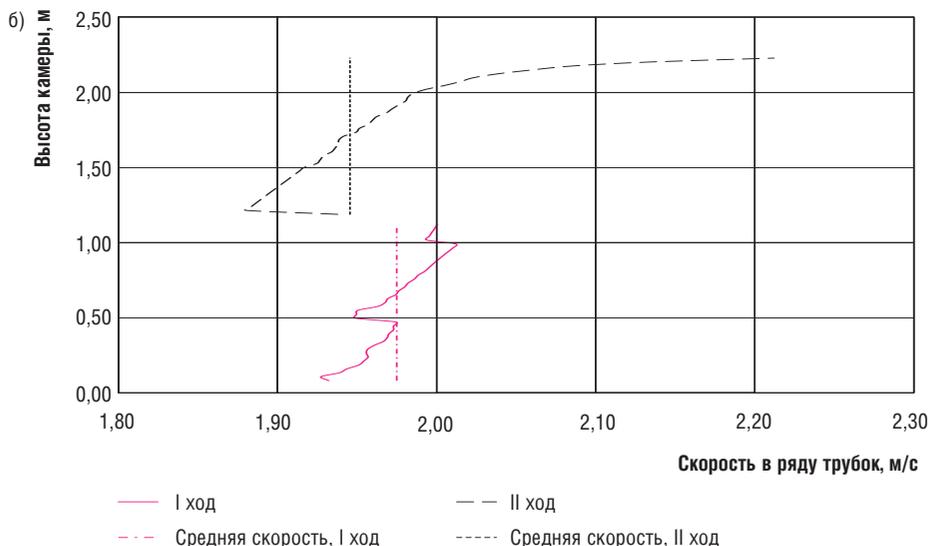
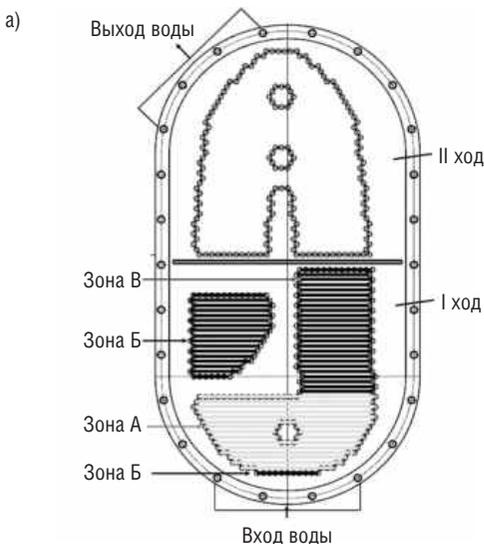
$$P'_{п1} = P'_{п1} - \left( \lambda_{тр} \frac{L_{тр}}{d_{вн}} + \sum \zeta_m \right) \frac{\rho}{2} \left( \frac{\Delta Q_1}{f_1} \right)^2, \quad (5)$$

где  $\lambda_{тр}$  – коэффициент трения при течении воды в трубах;  $L_{тр}$  – длина трубок, м;  $d_{вн}$  – внутренний диаметр трубки, м;  $\sum \zeta_m$  – сумма местных сопротивлений от внезапного расширения/сужения от входа/выхода потока из трубки, поворота на 90°;  $f_1$  – проходное сечение трубок первого ряда, м<sup>2</sup>.

Для первого ряда трубок в поворотной камере статическое давление определяется только вычитанием гидростатического давле-

Рис. 3.

Распределение скоростей  
воды в трубах конденсатора  
К-1900-II:  
а) компоновка трубного пучка;  
б) распределение скоростей  
воды в трубах первого  
и второго ходов



ния из полного, без динамической составляющей, Па:

$$P''_{ct1} = P''_{n1} - \rho g \Delta h_1. \quad (6)$$

До второго ряда трубок дойдет расход воды  $Q_1 = Q_0 - \Delta Q_1$ , м<sup>3</sup>/с (см. рис. 2).

Полное давление в  $i$ -м ряду трубок со стороны входной камеры равняется полному давлению в предыдущем ряду с учетом потери на трение по высоте камеры, Па:

$$P'_{ni} = P'_{ni-1} - \Delta P'_{i}, \quad (7)$$

где  $\Delta P'_{i}$  – сопротивление трения при течении воды во входной водяной камере в  $i$ -м ряду трубок, рассчитываемое аналогично (2), Па

$$\Delta P'_{i} = \lambda \frac{\Delta h_i \rho}{d_i^5} \left( \frac{Q_0 - \sum \Delta Q_{i-1}}{F'} \right)^2. \quad (8)$$

Расход воды через  $i$ -й ряд трубок ( $\Delta Q_i$ ) определяется из разности статических давлений во входной и поворотной водяных камерах  $\Delta P_{cti}$ , Па:

$$\Delta P_{cti} = P'_{cti} - P''_{cti}. \quad (9)$$

$$\Delta Q_i = \left( \frac{2 \Delta P_{cti} (f_i)^2}{(\lambda_{tr} \frac{L_{tr}}{d_{tr}} + \xi_{\Sigma}) \cdot \rho} \right)^{0,5}. \quad (10)$$

Статическое давление в  $i$ -м ряду трубок входной камеры определяется с учетом отведенного в предыдущих рядах расхода воды и динамических потерь в водяной камере:

$$P'_{cti} = P'_{ni} - \frac{\rho}{2} \left( \frac{Q_0 - \sum \Delta Q_{i-1}}{F'} \right)^2 - \rho g \Sigma \Delta h_i. \quad (11)$$

Полное давление в  $i$ -м ряду трубок со стороны поворотной камеры может быть получено при учете потерь на преодоление сопротивления движению потока в  $i$ -м ряду трубок, Па:

$$P''_{ni} = P''_{ni-1} - \Delta P''_{i}, \quad (12)$$

где  $\Delta P''_{i}$  – сопротивление трения при течении воды в поворотной водяной камере в  $i$ -м ряду трубок, рассчитываемое аналогично (2) и (8), Па:

$$\Delta P''_{i} = \lambda \frac{\Delta h_i \rho}{d_i^5} \left( \frac{\sum \Delta Q_{i-1}}{F''} \right)^2. \quad (13)$$

Тогда статическое давление в  $i$ -м ряду трубок поворотной камеры определяется с учетом подведенного в предыдущих рядах расхода воды и динамических потерь в водяной камере:

$$P''_{cti} = P''_{ni} - \frac{\rho}{2} \left( \frac{\sum \Delta Q_{i-1}}{F''} \right)^2 - \rho g \Sigma \Delta h_i. \quad (14)$$

После расчета всех рядов трубок определяется суммарный расход воды и сравнивается с заданным  $\sum Q_i \ll Q_0$ . В итерационном цикле, изменяя значение расхода воды через первый ряд трубок  $\Delta Q_1$ , добиваемся равенства с приемлемой точностью заданного и суммарного расхода воды в трубках конденсатора.

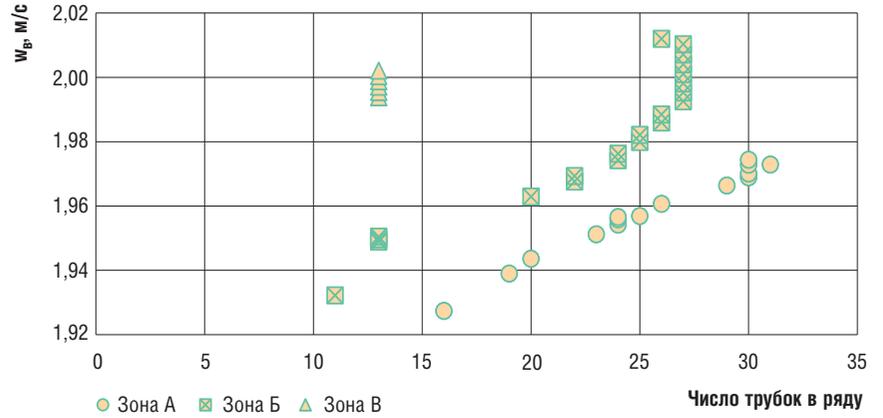


Рис. 4. Зависимость скорости воды в трубках от числа трубок в ряду первого хода конденсатора К-1900-II

Результаты расчетов представлены рис. 3–5. На рис. 3а показана разбивка трубного пучка конденсатора К-1900-II с «островной» компоновкой, а на рис. 3б – распределение скоростей воды в трубках входной и поворотной водяных камер. При расчете скоростей в поворотной водяной камере для второго хода воды учитывалось влияние выходного водяного патрубка.

Влияние выходного патрубка выражалось в том, что при расчете статического давления не учитывалось движение воды (динамический напор) в вертикальном направлении. Это привело к возрастанию скорости движения воды в трубках в сечениях, совпадающих с сечениями выходного патрубка.

Как видно из рис. 3б диапазон изменения скоростей воды в трубках входной водяной камеры относительно среднего значения составляет около 3 %, а для выходной камеры – 21 %.

На рис. 4. показано, в качестве примера, распределение скоростей в трубках первого хода конденсатора К-1900-II в зависимости от числа трубок в ряду. Из рисунка видно, что для компоновки первого хода конденсатора К-1900-II, приведенной на рис. 3а, можно выделить три области распределения скоростей воды в трубках. Эти области сформированы зонами с резким изменением числа трубок в ряду пучка. Такая неравномерность распределения скоростей воды даже для соседних рядов трубок может приводить к неравномерному распределению шариков при наличии на конденсаторе схем шариковой очистки или к увеличению количества отложений в отдельных рядах трубок.

Для оценки влияния формы водяной камеры на распределение скоростей воды по трубкам, в соответствии с методикой [5], определена форма основной водяной камеры конденсатора К-1900-II с целью выравнивания скоростей воды по высоте камеры.

На рис. 5 приведено распределение скоростей воды в трубках первого хода конден-

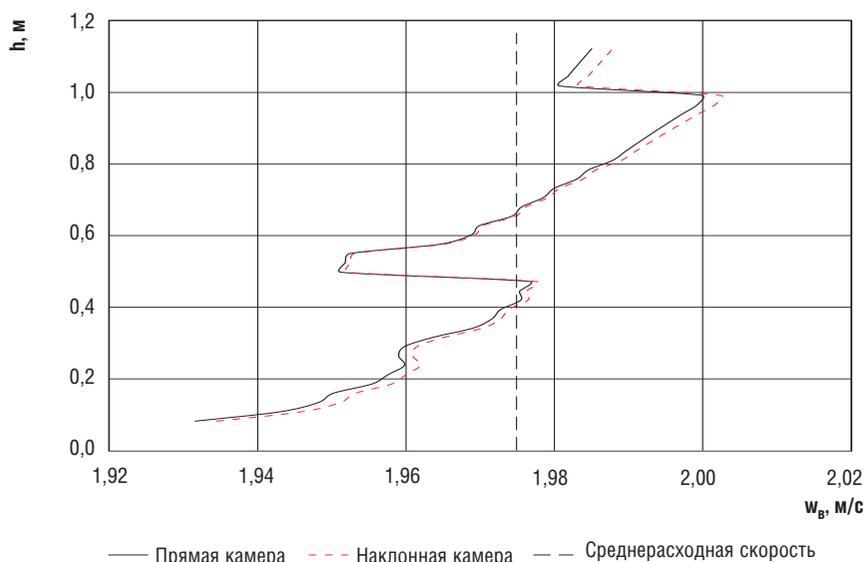


Рис. 5.  
Сопоставление скоростей воды в трубах первого хода воды конденсатора К-1900-II с прямой и наклонной камерами

сатора К-1900-II для водяной камеры с одинаковой глубиной (прямая камера) и оптимальной по форме в соответствии с [5] (наклонная камера). Из рисунка видно, что форма водяной камеры незначительно влияет на распределение скоростей воды в трубах.

На рис. 6а показана разбивка трубного пучка конденсатора К-9500-I с «ленточной» компоновкой и наклонной перегородкой во входной водяной камере, а на рис. 6б — распределение скоростей в трубах первого хода. При такой компоновке трубного пучка в поворотной водяной камере в горизонтальном ряду трубок из части трубок вода входит в камеру (масса присоединяется), а из части трубок выходит из камеры (масса отделяется). Соответственно, расчет движения воды в поворотной камере проводится с учетом как притока воды, так и ее отвода во второй ход.

Как видно из рис. 6б распределение скоростей воды по трубкам водяной камеры, в принципе, соответствует коллекторному эффекту при движении воды по высоте водя-

ной камеры. Скорость воды увеличивается от входа в водяную камеру к перегородке. Разброс скоростей относительно среднего значения, принимаемого для теплового и гидравлического расчета конденсатора, составляет около 8%. Необходимо отметить, что распределение скоростей также коррелирует с числом трубок в рядах трубного пучка. При уменьшении числа трубок в ряду скорость воды в трубах снижается.

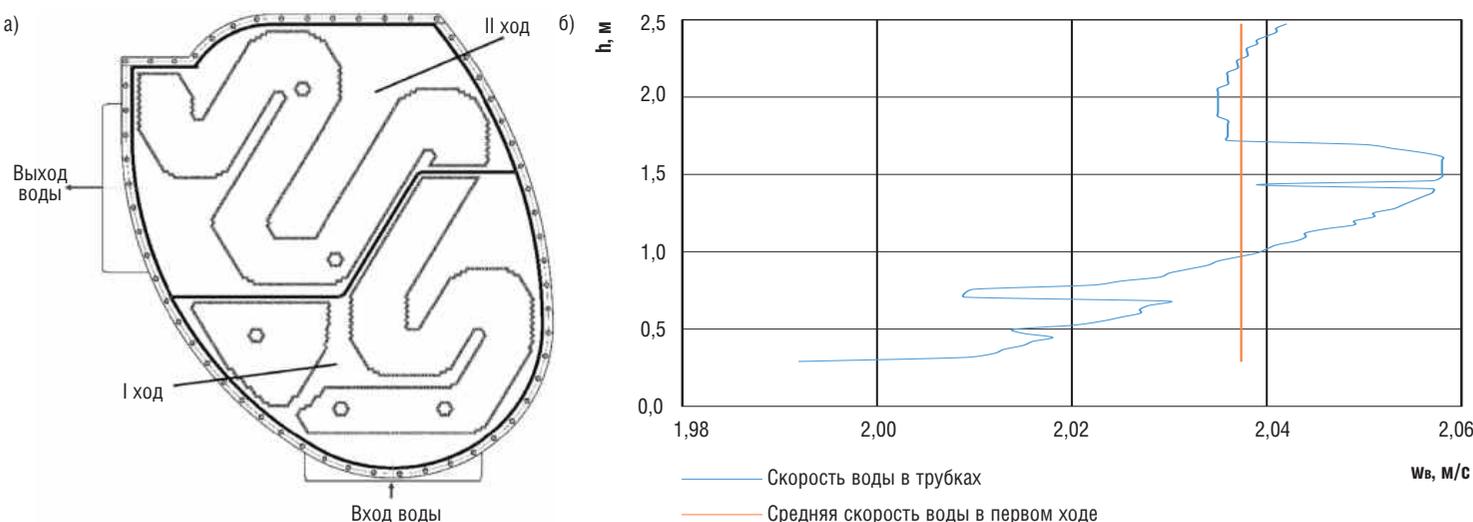
### Заключение

При разработке компоновок конденсаторов паровых турбин в основном обращают внимание на распределение пара в трубном пучке. Скорость воды в трубах принимается одинаковой для всех рядов трубок в ходе воды. В статье предложена методика, позволяющая рассчитывать распределение скоростей по рядам трубок водяных камер конденсаторов. Скорости воды определяются по разности статических давлений во входной, поворотной и выходной камерах. Распределение скоростей рассчитывается в итерационном цикле с соблюдением закона сохранения массы.

Показано, что различие скоростей воды по отдельным рядам трубок входной камеры может достигать 8%, а для выходной камеры — до 21%. Это различие оказывается существенным при наличии в охлаждающей воде взвеси или агрессивных примесей. Необходимо учитывать, что снижение скорости жидкости в отдельных рядах трубок при частичном расходе воды в конденсатор может приводить к более интенсивному образованию отложений с последующей коррозией трубок в этих рядах.

Распределение скоростей воды по рядам трубок зависит от компоновки трубок в пучке, положения входного и выходного водяных патрубков. Для уменьшения гидравлической неравномерности в трубных пучках конденсато-

Рис. 6.  
Распределение скоростей воды в трубах по высоте водяной камеры конденсатора К-9500-I:  
а) разбивка трубного пучка;  
б) распределение скоростей по рядам трубок первого хода воды



ров турбин необходимо стремиться к выравниванию числа трубок по отдельным рядам.

Наклон торцевой стенки водяной камеры, выполненный для выравнивания скоростей воды по высоте камеры, несущественно влияет на распределение воды по рядам трубок в пучке.

При выборе номинального значения скорости воды в трубках конденсатора на этапе конструкторских расчетов необходимо учитывать максимальные значения скоростей воды в отдельных рядах трубок для конкретной компоновки пучка. **Д**

#### Список использованных источников

1. Мильман О. О. Высокоэффективный конденсатор пара из парогазовой смеси / О. О. Мильман, В. С. Крылов, А. В. Птахин [и др.] // Теплоэнергетика. – 2017. – № 12. – С. 16-26.

2. Минков К. Б. Инженерная модель конденсации пара и движущейся парогазовой смеси на поверхности пучка из гладких горизонтальных труб / К. Б. Минков, Г. Г. Янькова, В. И. Артемов [и др.] // Теплоэнергетика. – 2021. – № 9. – С. 51-63.

3. Аронсон К. Э. Исследование распределения удельных паровых нагрузок в трубных пучках конденсаторов теплофикационных турбин / К. Э. Аронсон, Ю. М. Бродов, А. Ю. Рябчиков [и др.] // Теплоэнергетика. – 2022. – № 10. – С. 71-78.

4. Методические рекомендации по применению антинакипинов и ингибиторов коррозии ОЭДФК, АФОН 200-50А, АФОН 230-23А, ПАФ-13А, ИОМС-1 и их аналогов, проверенных и сертифицированных в РАО «ЕЭС России» на энергопредприятиях. СО 34.37.536-2004. – М.: ОАО «ВТИ», 58 с.

5. Мень П. Г., Дорошенко В. А. К расчету формы водяных камер конденсаторов паровых турбин // Изв. вузов. Энергетика. – 1986. – № 8. – С. 104-106.

6. Мень П. Г. Распределение охлаждающей воды по трубкам конденсатора турбины К-100-90 ЛМЗ / П. Г. Мень, В. Ф. Янченко // Энергетик, 1964. – № 6. – С. 109-113.

7. Николаев Г. В. Исследование гидравлических характеристик водяных сторон паротурбинных конденсаторов на модели / Г. В. Николаев, П. Г. Мень, В. А. Дорошенко [и др.] // Энергетика, 1974. – № 4. – С. 91-94.

8. Мень П. Г. Исследование гидравлических характеристик водяной стороны конденсатора 800 КЦС-3 / П. Г. Мень, В. А. Дорошенко, В. Л. Берсенева, В. В. Назаров, К. И. Алексеева // Энергетик. – 1982. – № 1. – С. 71-74.

9. Петров Г. Н. Движение жидкости с изменением расхода вдоль пути. – М.: Стройиздат, 1964. – 200 с.



# Турбины и Дизели

ПОДПИСКА НА ЖУРНАЛ

Подписной индекс  
в Объединенном каталоге  
«Пресса России»:

Журнал «Турбины и Дизели»  
**87906**

Каталог  
энергетического оборудования  
«Турбины и Дизели»  
**87907**

РЕКЛАМА

Подписка через редакцию с любого номера журнала

Тел./ факс (4855) 285-997  
info@turbine-diesel.ru  
www.turbine-diesel.ru

## Принципы проектирования современных систем предиктивной диагностики

### и концепция предиктивного регулирования паровых турбин

**И. Ю. Кляйнрок, к.т.н. – начальник управления, i.kleinrock@gehia.ru**  
**ООО «Газпром энергохолдинг индустриальные активы»**

#### Ключевые слова:

ремонт по состоянию, система диагностики, вибрационное состояние, система регулирования, температурные напряжения, технико-экономические параметры

#### Аннотация

Согласно Правилам организации технического обслуживания и ремонта объектов электроэнергетики, утвержденных Приказом № 1013 Минэнерго России от 25.10.2017 г., вид организации ремонта энергетического оборудования по техническому состоянию может применяться в том случае, если у субъекта электроэнергетики имеются средства технического диагностирования и автоматизированная система контроля технического состояния основного оборудования.

В статье представлены основной функционал и технические требования к системам диагностики, позволяющие, по мнению автора, получить адекватную оценку состояния энергетического оборудования и обеспечить

в обозримом будущем переход на ремонт оборудования по техническому состоянию.

В дальнейшем применение систем предиктивной диагностики, основанных на физически обоснованных критериях и математических моделях, разработанных специализированными научно-исследовательскими институтами, профильными кафедрами высших учебных заведений, конструкторскими службами заводов-изготовителей, позволяет использовать результаты диагностики в качестве управляющих сигналов, воздействующих на регулирующие органы турбоустановки и, как результат, на организацию оптимального режима с точки зрения надежности и экономичности.

## Design principles of modern predictive diagnostics systems

### and the concept of predictive regulation of steam turbines

**I. Yu. Kleinrock, PhD in Engineering – Head of Department, i.kleinrock@gehia.ru**  
**Gasprom Energoholding Industrial Assets LLC**

#### Key words:

condition repair, diagnostic system, vibration condition, control system, temperature stresses, technical and economic parameters

#### Abstract

According to the Rules for the organization of maintenance and repair of electric power facilities, approved by Order № 1013 of the Ministry of Energy of the Russian Federation dated 10.25.2017, the type of organization of power equipment repair according to technical condition can be used if the subject of the electric power industry has technical diagnostic tools and an automated system for monitoring the technical condition of the main equipment.

This article presents the basic functionality and technical requirements for diagnostic systems, which, in the author's opinion, allow to obtain an adequate assessment of the condition

of power equipment and ensure in the foreseeable future the transition to repair of power equipment according to technical condition.

In the future, the use of predictive diagnostic systems based on physically justified criteria and mathematical models developed by specialized research institutes, specialized departments of higher educational institutions, design services of manufacturing plants, allows the use of diagnostic results as control signals affecting the regulatory authorities of the turbine plant and, as a result, the organization of the optimal mode from the point of view of in terms of reliability and efficiency.

Согласно Правилам организации технического обслуживания и ремонта объектов электроэнергетики, утвержденных Приказом № 1013 Минэнерго России от 25.10.2017 г. (далее Правила), при ремонте энергетического оборудования применяются следующие виды его организации: а) планово-предупредительный ремонт; б) ремонт по техническому состоянию.

Планово-предупредительный ремонт энергетического оборудования – традиционный инструмент поддержания надежной и безаварийной работы тепловых электростанций РФ. Недостатком его является то, что при планировании периодичности и объемов ремонта, как правило, не учитываются особенности эксплуатации оборудования и его фактическое состояние. В работах [1–3] показано, что выполнение ремонтов по техническому состоянию позволяет повысить надежность эксплуатации и снизить затраты на обслуживание.

При этом организация ремонта по техническому состоянию энергетического оборудования, согласно Правилам, может применяться, если у субъекта электроэнергетики имеются средства технического диагностирования и автоматизированная система контроля технического состояния основного оборудования. Система контроля представляет собой программно-аппаратный комплекс, который обеспечивает удаленный мониторинг состояния оборудования, его диагностирование и прогнозирование изменения технического состояния на основе показателей, получаемых от систем сбора данных, установленных на оборудовании. Исключением для такого ремонта являются:

- объекты, по которым отсутствует ремонтная документация, устанавливающая периодичность, методы и объемы контроля их технического состояния;
- объекты, по которым установленные ремонтной документацией методы и объемы контроля не позволяют определить их фактическое техническое состояние и изменение в период до следующего контроля;
- объекты, эксплуатируемые в зоне индивидуального ресурса продления безопасной эксплуатации;
- газовые турбины в составе ГТУ и ПГУ;
- основное оборудование энергоблоков, работающих на сверхкритических параметрах пара;
- вновь вводимое основное оборудование, находящееся в опытной эксплуатации.

Основной недостаток существующих на сегодня систем (в основном зарубежных) – это отсутствие научно-технической обоснованности

результатов их диагностирования и прогнозирования. Такие системы для конечного пользователя представляют собой «черный ящик», алгоритмы их работы не раскрываются и представляют собой интеллектуальную собственность разработчиков. В этих случаях эксплуатирующая организация не может использовать результаты работы данных систем для проведения ремонтов энергетического оборудования по текущему состоянию.

Решением этой проблемы является применение опробованных и научно обоснованных критериев и алгоритмов, разработанных профильными научно-техническими институтами (ЦКТИ, ВТИ и др.), профильными кафедрами высших учебных заведений (НИУ МЭИ, СПбПУ, УрФУ и др.), конструкторскими службами заводов-изготовителей (ЛМЗ, УТЗ, КТЗ). Реализация этих критериев и алгоритмов в составе системы предиктивной диагностики позволит получить адекватную оценку состояния энергетического оборудования и осуществлять его ремонт по техническому состоянию.

Исходными данными для системы диагностики должны стать результаты штатных измерений АСУ ТП, системы контроля вибрации и механических величин (СКВиМ), электрической части системы регулирования и защиты (ЭЧСРиЗ), а также другие доступные средства контроля турбоустановки.

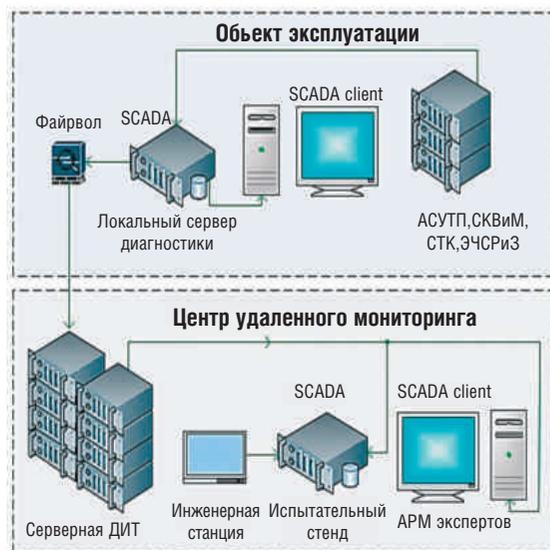
Пример структурной схемы системы предиктивной диагностики представлен на *рис. 1*. В конечном случае она зависит от объема средств контроля конкретной турбоустановки, а также от требований к информационной безопасности генерирующего объекта (электростанции).

Система предиктивной диагностики (СПД) состоит из локальной части, устанавливаемой непосредственно на тепловой электростанции. Также должна быть предусмотрена передача диагностических данных в центр удаленного мониторинга завода-изготовителя (удаленная часть СПД). С этой целью СПД комплектуется межсетевым экраном, защищающим сети эксплуатирующей организации от несанкционированного доступа.

Программно-алгоритмическое обеспечение СПД устанавливается на локальный сервер и должно включать следующие основные модули:

- базовых вычислений;
- расчета температурных напряжений;
- расчета технико-экономических показателей (ТЭП);
- диагностики вибрационного состояния;
- диагностики системы автоматического регулирования (САР);

Рис. 1.  
Структурная схема  
системы диагностики



- диагностики системы тепловых расширений;
- диагностики теплообменного оборудования;
- предиктивной аналитики.

Модуль базовых вычислений предназначен для подготовки вспомогательной информации и первичного анализа тенденций изменения контролируемых параметров. Среди инструментов, заложенных в базовый модуль, можно выделить следующее:

- фильтр Калмана (снижение «шума» и флуктуаций контролируемых величин);
- производную функцию по времени (определение убывания/возрастания функции, скорости изменения, расчет времени достижения аварийной уставки);
- многоуровневую систему уставок (технологические, предупредительные и аварийные уставки);
- базовые диагностические критерии (критерии разности, разности на интервале времени; критерии соотношений, степени зависимости; дискретная логика).

Модуль расчета температурных напряжений применяется для качественной оценки и оптимизации переменных режимов работы паровой турбины. Функционал модуля заключается в определении следующих характеристик:

- эффективная разность температуры поверхности ротора и среднеинтегральная температура по радиусу ротора;
- остаточное количество пусков из холодного, неостывшего и горячего состояния;
- условная повреждаемость ротора (счетчик ресурса).

Модуль расчета ТЭП предоставляет данные о текущей эффективности работы оборудования. Функционал модуля позволяет определять:

- интегральные характеристики: расход теплоты (полный и удельный), удельную выработку электроэнергии на тепловом потреблении;

- приведенную электрическую нагрузку;
- расходную характеристику – зависимость давлений по ступеням (отсекам) от расхода через последующий отсек;
- внутренние относительные КПД цилиндров турбины;
- температурные напоры и тепловую нагрузку теплообменного оборудования;
- уровень солевого заноса проточной части цилиндров.

Модуль диагностики вибрационного состояния осуществляет мониторинг и автоматический анализ текущего вибрационного состояния паровой турбины. В его функции входит определение следующих неисправностей:

- технологический дисбаланс; внезапный разбаланс;
- радиальная и угловая несоосность;
- радиальные и торцевые задевания; задевания по масляным уплотнениям;
- трещина в роторе;
- низкочастотная вибрация – масляная, паровая;
- разрушение баббита; расцентровка опор; разрыв стяжных болтов;
- малые масляные зазоры;
- межвитковое замыкание ротора генератора;
- дисбаланс вентиляции по каналам ротора генератора;
- повышенные динамические напряжения в роторах;
- жидкость в осевом канале ротора.

Примеры диагностических критериев, реализованных в данном модуле, представлены в табл.

В модуле диагностики системы тепловых расширений осуществляется анализ работоспособности системы тепловых расширений на пуско-остановочных режимах эксплуатации паровой турбины. Это позволяет определить повышенные силы трения на поверхностях скольжения; «закусывание» на продольной шпонке и на поперечных шпонках.

Модуль диагностики САР предназначен для определения следующих отклонений и неисправностей:

- отклонения САР от нормативной нагрузочной характеристики турбины на конденсационных режимах и от нормативной расходной характеристики турбины;
- снижение быстродействия САР;
- неплотность регулирующих клапанов;
- превышение допустимых усилий сервомоторов;
- превышение динамического увеличения частоты вращения ротора турбоагрегата при сбросах электрической нагрузки;
- обрыв штоков регулирующих клапанов.

Модуль диагностики теплообменного оборудования позволяет оценивать техническое состояние конденсатора, пароструйных эжекторов, регенеративных и сетевых подогревателей. Модуль обладает следующим функционалом:

- оценка отдельного влияния присосов воздуха и загрязнения трубок на давление пара в конденсаторе;
- определение оптимального срока очистки конденсатора;
- повышение содержания кислорода в основном конденсате после конденсатора;
- оценка остаточного ресурса трубных пучков конденсатора по данным о количестве и периодичности заглушения трубок;
- контроль состояния основных эжекторов турбины;
- отклонение фактических значений недогрева воды до температуры насыщения греющего пара ПВД и ПНД от нормативных величин;
- определение степени загрязнения подогревателей сетевой воды и оптимального срока замены их трубок.

Результатами работы каждого диагностического модуля должны быть описание причины возникновения отклонения (неисправности), а также рекомендации по корректирующим воздействиям, формируемые в виде информационного сообщения эксплуатирующему персоналу. Кроме функций контроля и диагностирования, современные системы должны также прогнозировать изменения технического состояния на основе собранных и операционных данных, получаемых непрерывно.

С этой целью в состав СПД включен модуль предиктивной аналитики, в функции которого входит:

- сравнительный анализ состояния оборудования на одинаковых режимах работы и фиксирование отклонения параметров работы от нормы;
- применение «динамических» сигнализирующих уставок, изменяющих свои значения в зависимости от режима работы оборудования;
- определение (прогнозирование) времени наступления аварийного события.

Алгоритмы прогнозирования должны реализовываться на основе статистической эталонной модели конкретной паротурбинной установки, построенной на основе массива эксплуатационных данных для различных режимов работы. Они должны удовлетворять следующим требованиям:

- нахождение отклонений для контролируемых параметров;
- минимальное количество ложных срабатываний;

Неисправность	Зона роста	Технологические уставки	Дополнительные признаки
Внезапный разбаланс	10 с	$\Delta V_{1000}(a,N,v) = 0,8 \text{ мм/с}$ $\Delta V_{1000}(a,N,h) = 0,5 \text{ мм/с}$ $\Delta S_{1000}(a,N,v) = 20 \text{ мкм}$ $\Delta S_{1000}(a,N,h) = 20 \text{ мкм}$ $\Delta V_1(a,N,v) = 0,5 \text{ мм/с}$ $\Delta V_1(a,N,h) = 0,5 \text{ мм/с}$ $\Delta S_1(a,N,v) = 10 \text{ мкм}$ $\Delta S_1(a,N,h) = 10 \text{ мкм}$	Изменения общего уровня вибрации за 5 с; изменение 1-й гармоники оборотной частоты виброперемещения вала и опор за 5 с
Радиальные задевания	60 с	$\Delta V_{1000}(a,N,v) = 1 \text{ мм/с}$ $\Delta V_{1000}(a,N,h) = 1 \text{ мм/с}$ $\Delta S_{1000}(a,N,v) = 20 \text{ мкм}$ $\Delta S_{1000}(a,N,h) = 20 \text{ мкм}$ $\Delta V_1(a,N,v) = 1 \text{ мм/с}$ $\Delta V_1(a,N,h) = 1 \text{ мм/с}$ $\Delta S_1(a,N,v) = 10 \text{ мкм}$ $\Delta S_1(a,N,h) = 10 \text{ мкм}$	Наличие гармоник 1/4; 1/2; 1,2,3 оборотной частоты вала и опор и их изменение за 5 с; разность температур цилиндра верх-низ, право-лево; зависимость вибрации от мощности
Межвитковые замыкания в РГ	600 с	$\Delta V_{1000}(a,N,v) = 1 \text{ мм/с}$ $\Delta V_{1000}(a,N,h) = 1 \text{ мм/с}$ $\Delta S_{1000}(a,N,v) = 20 \text{ мкм}$ $\Delta S_{1000}(a,N,h) = 20 \text{ мкм}$ $\Delta V_1(a,N,v) = 1 \text{ мм/с}$ $\Delta V_1(a,N,h) = 1 \text{ мм/с}$ $\Delta S_1(a,N,v) = 10 \text{ мкм}$ $\Delta S_1(a,N,h) = 10 \text{ мкм}$	Зависимость вибрации от мощности; зависимость вибрации от тока ротора; изменение 1-й гармоники оборотной частоты виброперемещения вала и опор за 5 с; изменения общего уровня вибрации за 5 с
Трещина в роторе	48 ч	$\Delta V_{1000}(a,N,v) = 1 \text{ мм/с}$ $\Delta V_{1000}(a,N,h) = 1 \text{ мм/с}$ $\Delta S_{1000}(a,N,v) = 20 \text{ мкм}$ $\Delta S_{1000}(a,N,h) = 20 \text{ мкм}$ $\Delta V_1(a,N,v) = 1 \text{ мм/с}$ $\Delta V_1(a,N,h) = 1 \text{ мм/с}$ $\Delta S_1(a,N,v) = 10 \text{ мкм}$ $\Delta S_1(a,N,h) = 10 \text{ мкм}$	Изменение значений вибрации при прохождении критических частот 1- и 2-го ряда; вибрации от мощности; изменение 2-й гармоники оборотной частоты виброперемещения вала и опор за 5 с; изменения общего уровня вибрации за 5 с

- прогнозные данные сочетаются с дальнейшим наблюдаемым состоянием паровой турбины.

Для сбора, обработки и анализа массивов эксплуатационных показателей на площадке завода-изготовителя необходима организация центра удаленного мониторинга. Его основное назначение – корректировка и уточнение прогнозных моделей, пополнение базы экспертных правил диагностирования и техническая поддержка персонала электростанции.

Еще одной задачей центра удаленного мониторинга является развитие направления, связанного с ремонтом энергетического оборудования по техническому состоянию. Это обусловлено необходимостью участия заводов-изготовителей в совместном принятии решения о виде организации ремонта по техническому состоянию для каждой единицы основного оборудования тепловой электростанции.

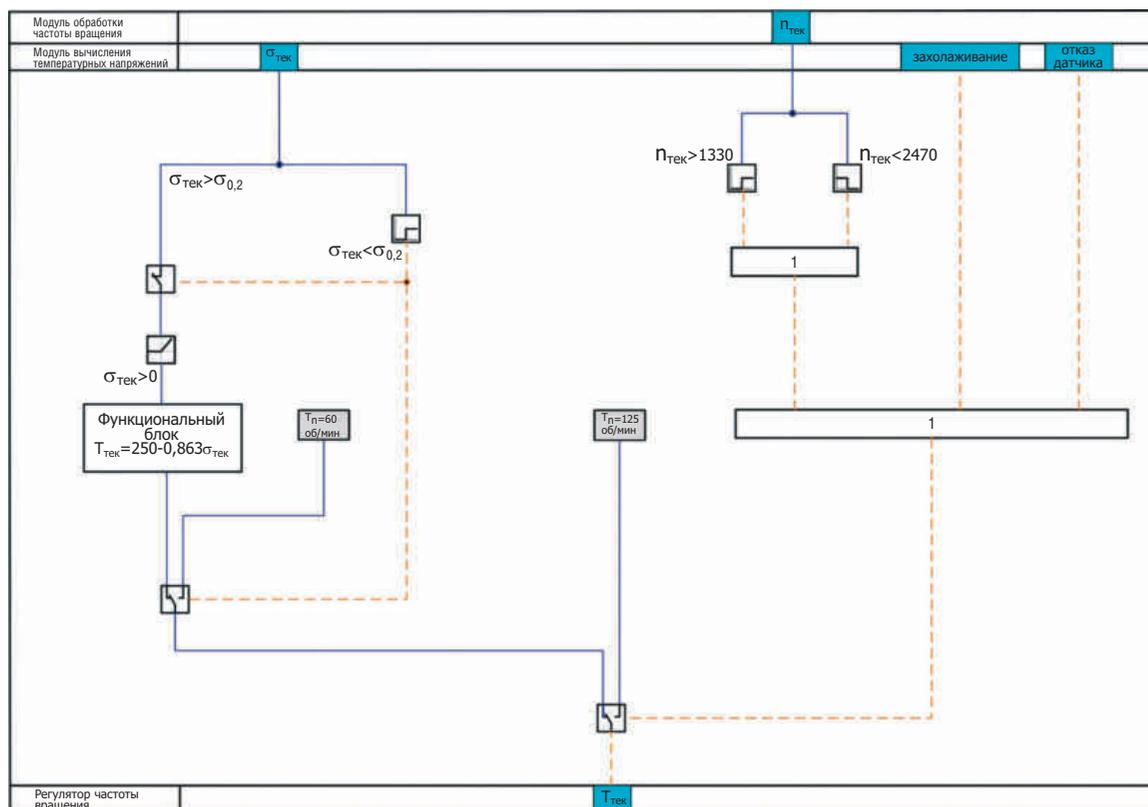
Применение систем предиктивной диагностики, основанных на физически обоснованных критериях и математических моделях, позволяет в дальнейшем использовать результаты диагностики в качестве управляющих сигналов, воздействующих на регулирующие органы турбоустановки и, как результат, орга-

Табл.

Примеры диагностических критериев исследования вибрационного состояния

Рис. 2.

Модуль формирования темпа  
нагружения паровой турбины



низацию оптимального режима с точки зрения надежности и экономичности.

В частности, в работах [4–6] представлены алгоритмы пуска паровой турбины с учетом вычисляемых в режиме онлайн температурных напряжений в «критических» элементах конструкции. В частности, в составе электрической части системы регулирования паровой турбины Т-53/67-8,0 разработан модуль вычисления температурных напряжений, позволяющий получать непрерывную информацию о текущем термонапряженном состоянии корпуса ЦВД паровой турбины. С учетом этого на рис. 2 представлен алгоритм работы модуля, корректирующий задание темпа повышения частоты вращения валопровода паровой турбины в зависимости от термонапряженного состояния корпуса ЦВД. Аналогично организован алгоритм работы данного модуля и после синхронизации генератора с сетью (на рис. 2 не показан).

Другим способом предотвращения недопустимых температурных напряжений в элементах конструкции паровой турбины может стать модуль, формирующий сигнал блокировки на увеличение частоты вращения или мощности турбины при превышении допустимого предела напряжений. Этот способ наиболее прост в реализации и заключается в автоматической организации технологических выдержек при пуске паровой турбины, необходимых для ее прогрева. На время прохождения паровой турбиной критических

частот вращения модуль «блокировки регуляторов» автоматически отключается.

Поскольку основным режимом разворота и нагружения паровой турбины в составе ПГУ является режим скользящего давления, работа предлагаемых модулей возможна только до момента полного открытия регулирующих клапанов контура ВД (РК ВД), что примерно соответствует мощности паровой турбины  $N_{ПТ} \approx 20$  МВт. Последующее нагружение паровой турбины осуществляется за счет увеличения мощности ГТУ, и для дальнейшего задания оптимального темпа нагружения паровой турбины необходимо согласование алгоритмов управления ПГУ с алгоритмами управления ГТУ и КУ. Поэтому на этапе нагружения паровой турбины способом скользящего давления более целесообразна организация защиты от возникновения недопустимых температурных напряжений при помощи предохранительного регулятора (рис. 3). Принцип действия регулятора заключается в том, чтобы, используя обратную связь, полученную из модуля вычисления температурных напряжений, осуществлять разгрузку паровой турбины, то есть прикрывать РК ВД пропорционально росту температурных напряжений в корпусе ЦВД.

Необходимо отметить, что уровень температурных напряжений в «критических» зонах корпуса ЦВД на начальных этапах пуска достаточно высок, поэтому разгрузка паровой турбины с помощью предохранительного

регулятора может приводить к полному закрытию РК ВД и замедлению пусковых операций. Кроме того, значительное прикрытие РК ВД приведет к дросселированию потока пара и существенному снижению его температуры, что может стать причиной «захолаживания» металла проточной части турбины. С учетом данного обстоятельства работа предохранительного регулятора недопустимых температурных напряжений предполагается только на режимах набора электрической нагрузки.

Приведенные способы регулирования паровой турбины с учетом термонапряженного состояния могут использоваться и для других величин, определяемых системой предиктивной диагностики. Аналогичным образом могут быть реализованы предохранительные регуляторы и модули, формирующие оптимальные темпы изменения частоты вращения и мощности паровой турбины в зависимости от вибрационного состояния, состояния системы тепловых расширений и других величин.

## Выводы

1. Представлена базовая программно-аппаратная структура системы предиктивной диагностики.

2. Сформирован перечень базовых неисправностей и расчетных параметров, определяемых автоматизированной системой предиктивной диагностики паровой турбины.

4. Показано, что в составе электрической части системы регулирования паровой турбины могут быть реализованы алгоритмы, позволяющие автоматически ограничивать и корректировать недопустимые значения контролируемых параметров, определяемых в системе предиктивной диагностики, в частности:

- модуль, корректирующий задание темпа нагружения паровой турбины в зависимости от величины контролируемого параметра;
- модуль, формирующий блокировки на увеличение частоты вращения или мощности паровой турбины при превышении контролируемого параметра;
- предохранительный регулятор, автоматически разгружающий паровую турбину при превышении контролируемым параметром допустимого предела. **Т**

### Список использованных источников

1. Гуринович В. Д. О концепции обсаживания и ремонта элементов атомных электростанций / В. Д. Гуринович, Ю. А. Янченко, С. А. Ткачук // Электрические станции. – 2017. – № 10. – С. 2-8.

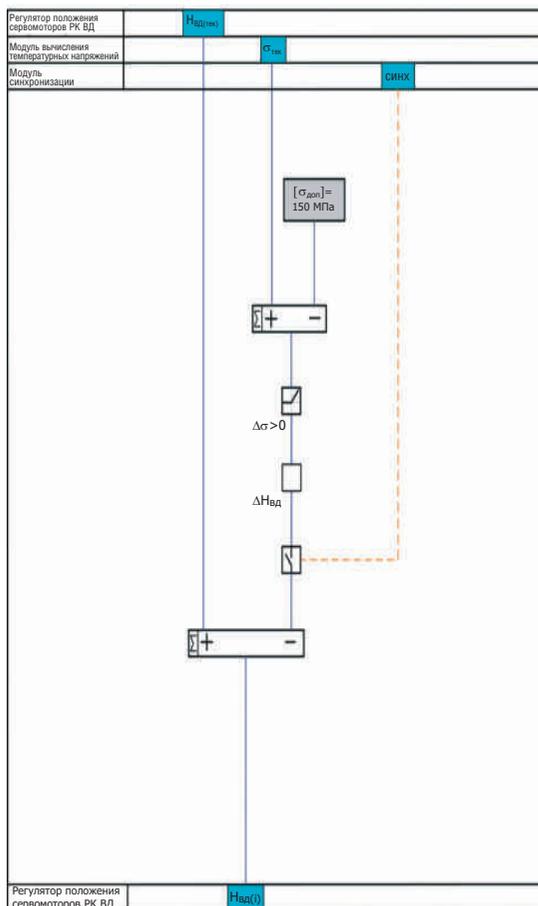


Рис. 3. Предохранительный регулятор недопустимых температурных напряжений

2. Мамиконянц М. Г. Концепция перехода на ремонт турбогенераторов электростанций по техническому состоянию / М. Г. Мамиконянц, В. М. Надточий, Ю. Н. Самородов [и др.] // Электрические станции. – 2005. – № 9. – С. 46-52.

3. Мурманский Б. Е. Разработка, апробация и реализация методов повышения надежности и совершенствования системы ремонтов паротурбинных установок в условиях эксплуатации: дис. докт. техн. наук. – Екатеринбург: УРФУ, 2015. – 457 с.

4. Кляйнрок И. Ю. Получение приближенных зависимостей для контроля за термонапряженным состоянием корпуса паровой турбины / И. Ю. Кляйнрок, В. Н. Голошумова, Ю. М. Бродов / Энергосбережение и водоподготовка. – 2012. – № 2 (76).

5. Кляйнрок И. Ю. Разработка современных средств оперативного контроля за термонапряженным состоянием корпуса паровой турбины / И. Ю. Кляйнрок, В. Н. Голошумова, Ю. М. Бродов / Надежность и безопасность энергетики. – 2012. – № 1 (16).

6. Голошумова В. Н. Управление пусковыми режимами теплофикационных паровых турбин в составе парогазовых установок / В. Н. Голошумова, Ю. М. Бродов, И. Ю. Кляйнрок, А. А. Смирнов / Теплоэнергетика. – 2012. – № 12.

## Экспериментальное исследование течения газа в затурбинном диффузоре на переменных режимах работы ГТУ с дополнительным подводом воздуха

М. Г. Черкасова<sup>1</sup> – начальник сектора, [cherkasova\\_mg@power-m.ru](mailto:cherkasova_mg@power-m.ru)

В. А. Черников<sup>2</sup>, д.т.н – профессор, [Viktor.Chernikov@gmail.com](mailto:Viktor.Chernikov@gmail.com)

Е. Ю. Семакина<sup>2</sup>, д.т.н – профессор, [g.semakinalena@gmail.com](mailto:g.semakinalena@gmail.com)

<sup>1</sup>АО «Силловые машины»

<sup>2</sup>ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»

### Ключевые слова:

диффузор, ступень, газовая турбина, силовые стойки, аэродинамика, частичные режимы, численное моделирование

### Аннотация

Стационарные ГТУ работают в широком диапазоне нагрузки. На режимах частичной нагрузки течение начинает носить отрывной характер вследствие углов атаки на стойках диффузора. Исследование таких режимов необходимо для контроля уровня потерь полного давления по тракту диффузора, которые напрямую влияют на мощность турбины.

С этой целью был симитирован переброс закомпрессорного воздуха в диффузор на режимах частичной нагрузки для обеспечения устойчивой работы камеры сгорания. Воздух, сбрасываемый в диффузор, оказывает влияние на течение в нем, а значит требует учета влияния на параметры системы.

Система «ступень–диффузор» была исследована экспериментальным путем в диапазоне нагрузки от 25 до 108 %. Результаты показали, что кривая изменения КПД в зависимости от режима носит пологий характер и меняется всего на 6 % в диапазоне нагрузки 50...108 %.

При нагрузке менее 50 % эффективность системы начинает резко снижаться вследствие отрывов потока от стоек диффузора и наличия циркуляционной зоны за втулкой. Дополнительный подвод воздуха в диффузор лишь незначительно снижает эффективность системы, а значит, может быть применен в газотурбинной установке.

## Experimental study of gas flow in a turbine diffuser at variable operating modes with additional air supply

M. G. Cherkasova<sup>1</sup> – Chief of Section, [cherkasova\\_mg@power-m.ru](mailto:cherkasova_mg@power-m.ru)

V. A. Chernikov<sup>2</sup>, Doctor of Engineering Science – Professor, [Viktor.Chernikov@gmail.com](mailto:Viktor.Chernikov@gmail.com)

E. Yu. Semakina<sup>2</sup>, Doctor of Engineering Science – Professor, [g.semakinalena@gmail.com](mailto:g.semakinalena@gmail.com)

<sup>1</sup>Power Machines JSC

<sup>2</sup>Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University

### Abstract

Stationary gas turbine units at power plants operate over a wide load range. At partial load modes, angles of attack on the diffuser struts reach large values that leads to flow separation from struts. The study of such modes is necessary to control the level of total pressure losses along the diffuser, which directly affect the power of the turbine.

To ensure stable operation of the combustion chamber at partial load the transfer of compressor air into the diffuser at partial load modes was simulated. The air discharged into the diffuser has a strong influence on the flow in it. This influence should be taken into account.

The aerodynamic characteristics of the «stage-diffuser» system were studied experimentally in the load range from 25 to 108 %. At the load range of 50-108 % the efficiency changes by only 6 % that means that the system is robust.

Stage-diffuser system efficiency decreases at modes below 50 % due to vortex flow structure and circulation zone behind the hub end. Additional air supply in the diffuser only slightly reduces the system efficiency and can be used in gas turbine units.

### Key words:

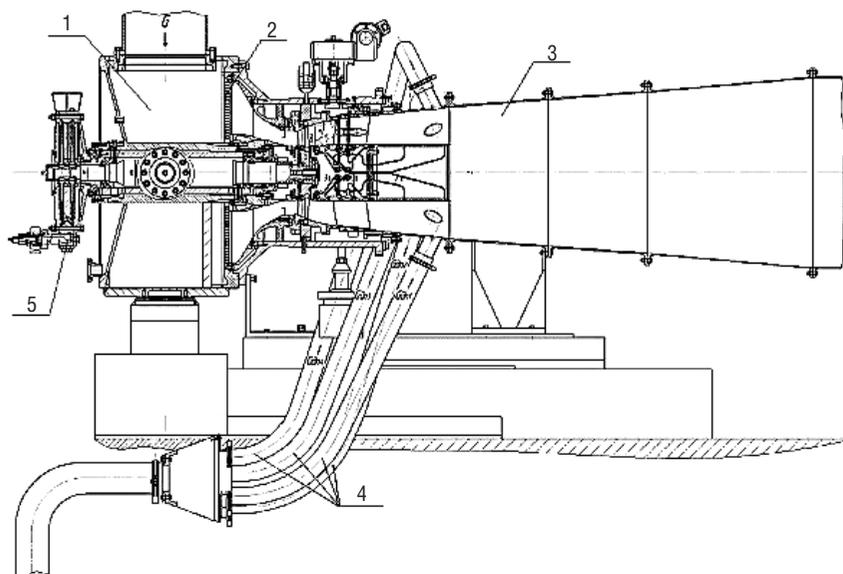
diffuser, stage, gas turbine, support struts, aerodynamics, partial load modes, numerical simulation

Как правило, при проектировании газотурбинных установок (ГТУ) в качестве базового режима, в соответствии с которым выполняется проект, рассматривается номинальный режим работы с осевым выходом потока из турбины, уменьшающим потери с выходной скоростью. Осевой вход в диффузор является оптимальным, поскольку в этом случае значения углов атаки на стойках, являющихся неотъемлемой частью диффузора, близки к нулю. В ходе эксплуатации ГТУ длительно работает как на номинальном, так и на переменных режимах. Режимы частичной нагрузки характеризуются углами атаки на стойках, которые при 20 %-й нагрузке достигают  $60^\circ$ . Это приводит к отрыву потока от стоек и значительному увеличению потерь давления в диффузоре [1, 2]. Возникает необходимость обеспечить удовлетворительное течение в диффузоре на режимах с частичной нагрузкой при сохранении оптимальной работы ГТУ на номинальном режиме.

Большое число ранее проведенных работ было направлено на изучение влияния входного потока на потери давления в диффузоре [3–5]. Показано, что входной поток имеет решающее значение для обеспечения безотрывного течения в диффузоре, значит, его моделирование является важным аспектом при постановке экспериментального исследования рабочего процесса [6]. С этой целью в конструкции стенда была предусмотрена последняя ступень турбины, спрофилированная по специальному закону «обратной закрутки». Это создает положительный градиент давления по радиусу за рабочим колесом в направлении от корня к периферии и пологое изменение КПД при изменении нагрузки ГТУ. При такой организации течения отсутствует прикорневой отрыв потока на входе в диффузор [7]. Предварительные исследования по влиянию геометрии диффузора на его эффективность [8] определили конструктивный облик системы «ступень–диффузор».

### Постановка и проведение эксперимента

Экспериментальные исследования работы системы «ступень–диффузор» в широком диапазоне нагрузки были проведены на стенде ЭТ-4 Санкт-Петербургского политехнического университета. Стенд моделирует последнюю ступень турбины и диффузор натурной ГТЭ-65.1 с сохранением геометрического, кинематического и динамического подобия. Все размеры проточной части модельного отсека, включая радиальные зазоры у корня направляющего аппарата и у периферии



рабочего колеса, выполнены в точном соответствии и с геометрией натуре в масштабе 1:4,5.

Кинематическое подобие потоков выдерживается за счет равенства трех коэффициентов подобия: степень реактивности  $\rho_T$  ступени, коэффициент циркуляции (или характеристическое число  $u/C_0$ ), коэффициент расхода  $C_z = C_z/u$ . Это равенство обеспечивает подобие треугольников скоростей в натурной и модельной ступенях. Динамическое подобие обеспечивалось равенством критериев: чисел Маха, Рейнольдса и Струхаля, вычисленных в сечении 2-2 за рабочей лопаткой ступени, которое совпадает с входным сечением в диффузор. Различие температурных состояний потоков в натурном и модельном течениях учитывалось соответствующими константами и равенством критериев кинематического и динамического подобия.

Схема стенда представлена на рис. 1. Воздух в проточную часть стенда нагнетался через подводящие патрубки 1, поток выравнивался при прохождении через хонейкомб 2, проходил через вращающуюся осевую турбинную ступень (рис. 2, между сечениями 1-1 и 2-2), которая формировала входящий в диффузор поток, и попадал непосредственно в диффузор 3. Крутящий момент, развиваемый рабочим колесом (РК), определялся через силу на рычаге гидротормоза 5 (рис. 1).

В диффузоре между сечениями 3-3 и 6-6 располагались стойки (рис. 2). Выход из диффузора из-за большого расхода воздуха (до 14 кг/с) реализован во внешнюю среду за пределы здания лаборатории, что обеспечило атмосферное давление на выходе. Стенд оснащен системой измерения, которая фиксирует температуру, полное и статическое давление во всех контрольных сечениях, представленных на рис. 2.

Рис. 1. Схема экспериментальной установки ЭТ-4

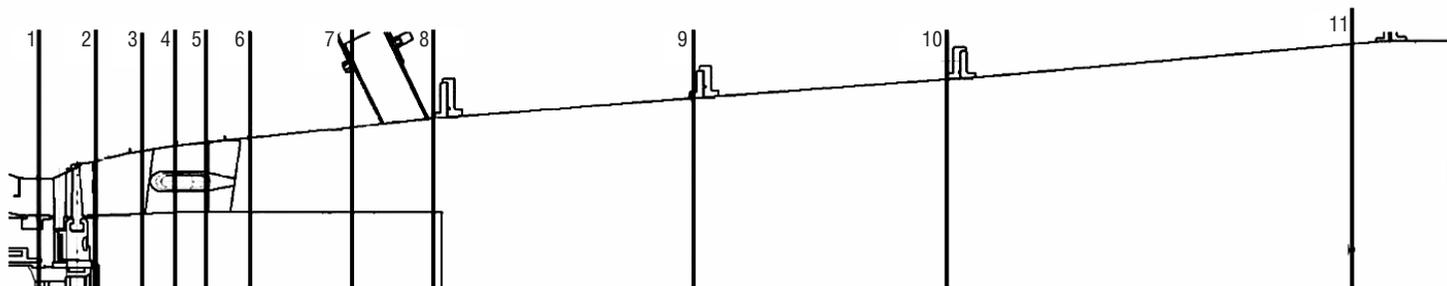


Рис. 2.  
Эскиз стэнда ГТ-4  
с контрольными сечениями

Интегральные значения давления во всех сечениях были получены по измерениям пристеночных давлений по корневому и периферийному обводам отсека. Дополнительно в сечениях 2-2, 7-7, 8-8, 9-9 и 11-11 выполнялось траверсирование потока пневмометрическими 3D-зондами для получения трехмерных полей параметров потока по площади контрольных сечений. Траверсирование в сечении 2-2 выполнялось зондами для двух диаметрально противоположно расположенных секторов размером в один межлопаточный канал направляющего аппарата каждый. Сектор траверсирования для сечений 7-7, 8-8, 9-9, 11-11 определялся размером межстоечного пространства и равнялся  $72^\circ$ .

В ходе данной работы рассматривался вариант конструкции ГТУ с перебросом закомпрессорного воздуха в диффузор на режимах нагрузки менее 50%. На стэнде это было смоделировано в виде симметрично расположенных относительно оси турбины четырех труб с наклоном к оси под углом  $60^\circ$  (см. п. 4, рис. 1).

Основным исследуемым элементом в данной работе является диффузор, поскольку его аэродинамические характеристики изучены недостаточно в широком диапазоне изменения режимов нагрузки ГТУ. Модель последней ступени турбины предназначена для аэродинамического моделирования реальной структуры потока на входе в диффузор на заданном режиме нагрузки ГТУ. Различия

в распределениях на входе в последнюю ступень (неравномерный поток из 3-й ступени в натурном течении и равномерный поток на входе в модельную систему «ступень-диффузор» в эксперименте) не оказывает значимого влияния на структуру потока за ступенью. Это подтверждается многолетним опытом СПбПУ в проведении экспериментальных исследований аэродинамики выходных трактов ГТУ по заказам фирмы «Сименс».

Критерием выхода на режим являлся угол потока на среднем диаметре в сечении 2-2 за РК  $\alpha_{2cp}$  (рис. 2). В процессе выхода на заданный режим нагрузки угол  $\alpha_{2cp}$  определялся по показаниям пневмозонда, установленного на среднем диаметре за РК. Для выхода на режим варьировались расход через ступень и частота вращения ротора.

Режимные характеристики: барометрическое давление, частота вращения вала, сила на рычаге гидротормоза и массовый расход основного и перебрасываемого воздуха — регистрировались в автоматическом режиме с заданным временным интервалом. Это обеспечивало необходимую выборку этих величин для оценки случайных неопределенностей, которые составили не более 0,5%.

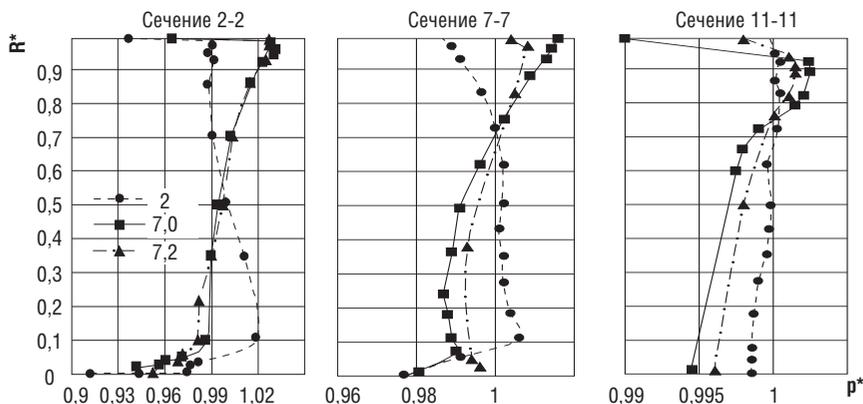
Для сравнения и оценки эффективности ступени, системы «ступень-диффузор» и диффузора отдельно на каждом из режимов использовались следующие характеристики:

1. КПД ступени по статическим параметрам на выходе из ступени:

$$\eta = \frac{F \cdot L \cdot \omega}{G \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_0^* \cdot \left( 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)}, \quad (1)$$

где  $F$  — усилие на рычаге гидротормоза;  $L$  — длина плеча рычага;  $\omega$  — угловая частота вращения ротора;  $G$  — расход воздуха через ступень;  $k$ ,  $R$  — показатели адиабаты и газовая постоянная соответственно для воздуха при температуре  $50^\circ\text{C}$ ;  $p_2$  — статическое давление в сечении за РК 2-2;  $p_1^*$  — полное давление в сечении перед ступенью 1-1 (рис. 2).

Рис. 3.  
Радиальное распределение  
приведенного полного давления  
в сечениях 2-2, 7-7, 11-11  
на режимах 2, 7,0 и 7,2



2. КПД ступени по полным параметрам на выходе из ступени:

$$\eta^* = \frac{F \cdot L \cdot \omega}{G \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_0^* \cdot \left( 1 - \left( \frac{P_2^*}{P_1^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)} \quad (2)$$

где  $P_2^*$  – полное давление в сечении за РК 2-2;

3. КПД системы «ступень–диффузор» по статическим параметрам на выходе из диффузора:

$$\eta_{-д} = \frac{F \cdot L \cdot \omega}{G \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_0^* \cdot \left( 1 - \left( \frac{P_{11}}{P_1^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)} \quad (3)$$

где  $P_{11}$  – полное давление на выходе из диффузора в сечении 11-11;

4. Относительный прирост эффективности турбины за счет диффузора:

$$\Delta \bar{\eta}_{1,д} = \frac{\eta_{-д} - \eta}{\eta} \quad (4)$$

Данный показатель имеет свою ценность, так как при подстановке в формулу (3) формул (2) и (1) коэффициент эффективности диффузора принимает вид, в котором он зависит только от давления, замеренного в ходе эксперимента, что снижает его погрешность по сравнению с другими интегральными характеристиками:

$$\Delta \bar{\eta}_{1,д} = \frac{\left( \frac{P_{11}}{P_1^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} - \left( \frac{P_2^*}{P_1^*} \right)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \left( \frac{P_2^*}{P_1^*} \right)^{\frac{k-1}{k}}} ; \quad (5)$$

5. Коэффициент восстановления статического давления в диффузоре  $C_p$  определяется как разница статических давлений на входе в диффузор (сечение 2-2, рис. 2) и выходе из него (сечение 11-11, рис. 2), отнесенная к динамическому напору на входе в диффузор:

$$C_p = \frac{P_{11} - P_2}{P_2 - P_2} \quad (6)$$

6.  $u/C_0$  – параметр нагруженности ступени, определяющий режим работы системы «ступень–диффузор»,  $C_0$  – адиабатическая скорость, соответствующая теплоперепаду турбины по полным параметрам,  $u$  – окружная скорость на среднем диаметре рабочего колеса;

7.  $G_{дп}$  – расход дополнительно подведенного воздуха, отнесенный к расходу основного потока.

Индексом «дп» помечены  $\eta$ ,  $\eta^*$ ,  $\eta_{+д}$  для режимов с дополнительным подводом воздуха в диффузор.

Всего в работе было исследовано семь режимов нагрузки ГТУ, мощность для кото-

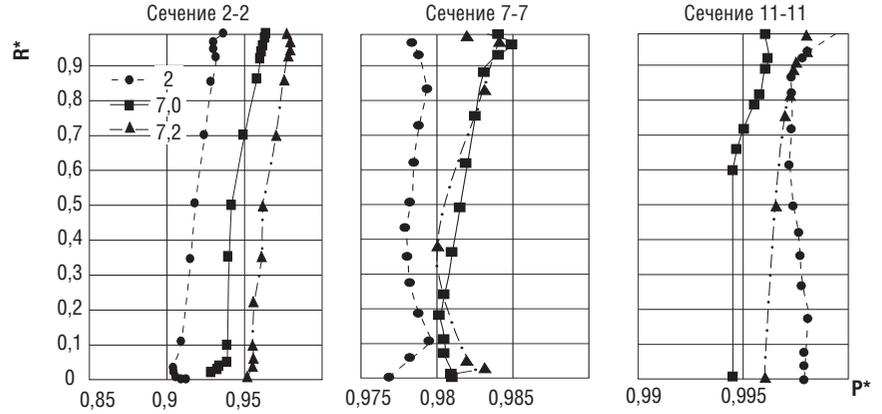


Рис. 4. Радиальное распределение приведенного статического давления в сечениях 2-2, 7-7, 11-11 на режимах 2, 7.0 и 7.2

рых представлена в таблице. Для получения более детальной информации о влиянии дополнительного воздуха на эффективность системы «ступень–диффузор» режим 7 был испытан в трех различных постановках: при  $G_{дп}$  равном 0 % (№ режима 7.0), 12,81 % (№ 7.1) и 33,86 % (№ 7.2). Режимы и углы выхода потока из турбины были получены по предварительным термодинамическим расчетам ГТУ.

В эксперименте соответствие скоростей на выходе из труб дополнительного подвода скоростям основного потока обеспечивалось равенством расхода дополнительно подведенного воздуха, отнесенного к расходу основного потока  $G_{дп}$ . Требуемая величина  $G_{дп}$  устанавливалась путем точной регулировки указанных расходов. Температурное соотношение потоков (основного и дополнительного подвода) в эксперименте не моделировалось.

В первый запуск стенда были исследованы режимы 1–5 и 7.0 без дополнительного подвода воздуха. Затем стенд был оснащен трубками дополнительного подвода воздуха между сечениями 7-7 и 8-8. Второй запуск стенда включал в себя повторение номинального режима работы и выход на режимы 6, 7.0, 7.1 и 7.2.

№ режима	$N_{ГТУ}$ , %	$\alpha_2$ , °	$G_{дп}$	$u/C_0$	$C_p$ , %	$\eta$ , %	$\eta^*$ , %	$\eta_{+д}$ , %	$\Delta \eta_{ГТУ}$ , %
1	108	100,2	0,00	0,512	68,3	67,1	84,1	78,1	16,4
2	100	91,7	0,00	0,590	72,4	72,5	88,9	84,8	17,2
3	77	74,8	0,00	0,725	77,4	73,4	91,1	86,5	17,7
4	58	60,1	0,00	0,860	55,2	67,9	87,1	78,0	14,7
5	48	51,9	0,00	0,965	39,4	63,7	89,8	71,7	12,0
6	45	50,7	0,00	1,013	37,5	61,2	88,8	69,1	13,1
7.0	25	41,0	0,00	1,339	35,9	18,8	45,1	23,5	24,9
7.1	25	40,6	12,81	1,307	23,3	35,6	66,7	41,9	17,7
7.2	25	41,3	33,86	1,314	24,2	35,7	68,3	42,4	18,8

Табл. Параметры системы «ступень–диффузор» на различных режимах

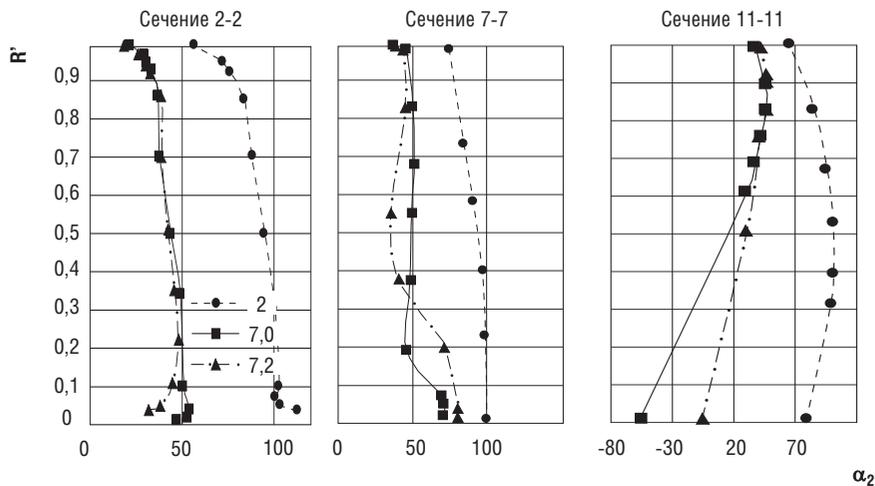


Рис. 5. Радиальное распределение угла закрутки потока  $\alpha_2$  в сечениях 2-2, 7-7, 11-11 на режимах 2, 7.0 и 7.2

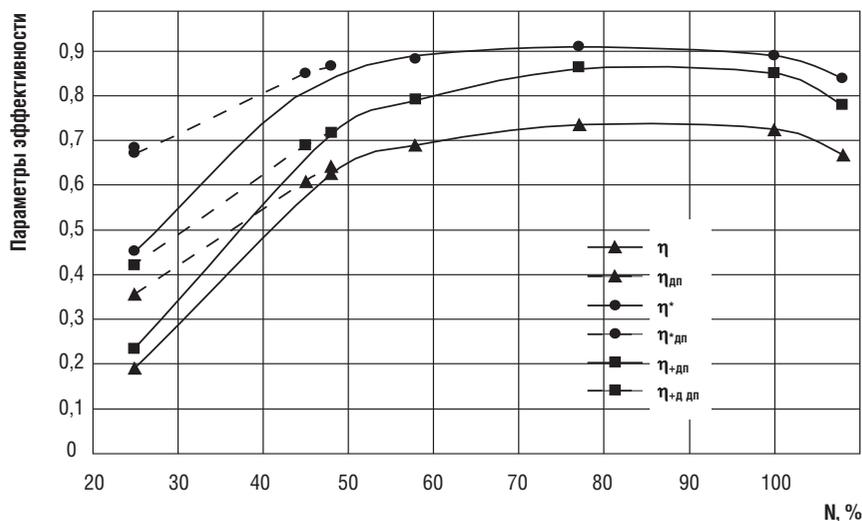
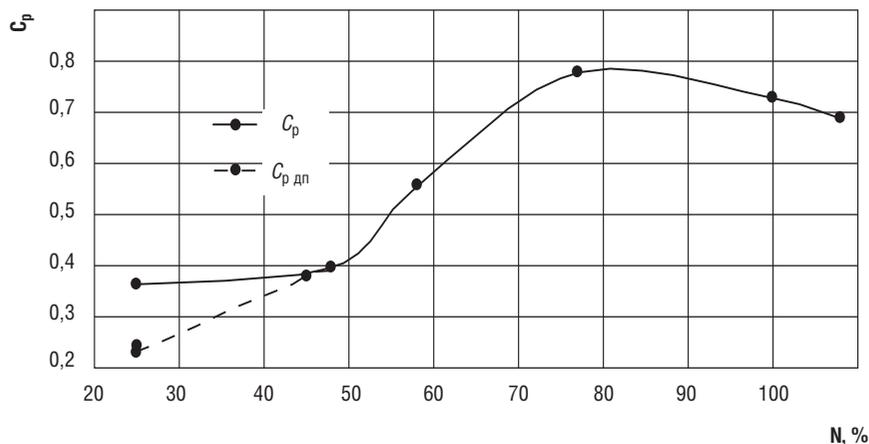


Рис. 6. Параметры эффективности на различных режимах нагрузки ГТУ

### Результаты исследования

В результате экспериментальных испытаний были получены трехмерные поля и интегральные значения давления в 11 контрольных сечениях. Интегральные характеристики представлены в таблице. Результаты траверсирования потока в сечениях 2-2, 7-7 и 11-11, осредненные в окружном направлении, приведены на рис. 3, 4 и 5 в виде радиальных рас-

Рис. 7. Коэффициент восстановления статического давления в диффузоре на различных режимах нагрузки ГТУ



пределений приведенного полного  $p$  и статического  $p$  давления, а также угла закрутки потока  $\alpha_2$ . Приведенное давление определяется через отношение давления на радиусе  $R'$  к интегральному значению давления во всем сечении.

Характер закрутки потока на входе в диффузор (рис. 5, сечение 2-2) сохраняется на всех режимах, меняется только интегральное значение. На номинальном режиме работы ГТУ распределение углов потока вдоль диффузора меняется незначительно и имеет интегральную величину близкую к 90 градусам, что говорит о благоприятном течении в диффузоре на данном режиме. На режимах с низкой нагрузкой, в частности 7.0 и 7.2, поток имеет значительное отклонение от осевого направления, которое увеличивается к выходному сечению 11-11. Стоит отметить, что во время испытаний на режимах 7.0 и 7.2 было крайне сложно ориентировать зонды по потоку на радиусах ниже среднего в сечениях 9-9, 10-10 и 11-11. Это является признаком того, что поток прижимается к периферийному обводу диффузора, практически отсутствуя в его центральной части.

При рассмотрении полного давления на режимах 7.0 и 7.2 можно заметить, что в сечении 2-2 оно практически одинаково для двух режимов, а в сечениях 7-7 и 11-11 лишь незначительно отличаются друг от друга. При этом статические давления в этих же сечениях имеют расхождения. В сечении 7-7, перед трубами подвода воздуха, расхождение наименьшее, но растет в направлении как сечения 11-11, так и 2-2. Согласно данным, замеренным в ходе эксперимента, при дополнительном подводе воздуха статическое давление потока увеличивается, а так как полное давление для режимов идентично, то динамическая составляющая потока, то есть его скорость, уменьшается.

Графики на рис. 6 и 7 содержат значения КПД и коэффициента восстановления статического давления для испытаний без дополнительного подвода воздуха (сплошные линии) и с подводом (пунктирные линии). Значения для номинального режима и режима 6 при двух запусках стенда очень близки, что говорит о повторяемости эксперимента и его корректности.

Согласно рис. 6, зависимость КПД ступени от режима нагрузки имеет пологий характер. Так, изменение КПД в диапазоне нагрузки 58...108 % составляет всего 6 %. Это еще раз подтверждает целесообразность выбора ступени с обратной закруткой, которая обеспечивает стабильную высокоэффективную работу системы «ступень-диффузор» в широком диапазоне нагрузки.

На режимах нагрузки 25...50 % эффективность ступени сильно падает. При этом дополнительный подвод воздуха в диффузор повышает КПД ступени от 1 % до 23 % по сравнению с КПД для случая без подвода на тех же режимах работы ступени  $G_{дп}$ . Это повышение зависит от величины расхода подводимого воздуха. Так, при отсутствии дополнительного подвода воздуха на режиме 7.0  $\eta$  ступени имеет значение 45,1 %, в то время как на режиме 7.1 значение КПД растет на 21,6 %, а на режиме 7.2 – на 23,2 %. Разница по сравниваемым характеристикам, оценивающим эффективность ступени и системы «ступень–диффузор», для режимов 7.1 и 7.2 не превышает 6 %. При этом эффективность выше для режима 7.2 – это свидетельствует о том, что увеличение расхода дополнительного воздуха оказывает незначительный положительный эффект. Предположительно, данный эффект достигается из-за влияния подвода на скорость движения потока.

Режимы частичной нагрузки характеризуются большими углами атаки на стойки диффузора, которые приводят к отрыву потока от стоек, и чем ниже нагрузка, тем больше отрыв. Из распределения углов потока в сечении 11-11 (рис. 5) можно предположить, что дополнительный подвод воздуха, взаимодействуя с отрывной областью, подавляет и уменьшает ее. Данное заключение будет в дальнейшем проверено путем численного моделирования, за счет визуализации течения в системе «ступень–диффузор».

Коэффициент восстановления давления имеет высокие значения в диапазоне нагрузки 75...108 % (рис. 7), что соответствует углам атаки на стойках меньше  $17^\circ$ . Режимы нагрузки 50...75 % характеризуются развитием зоны отрыва от стоек, что резко снижает  $C_p$ , в то время как КПД турбины и системы показывает высокие значения в данном диапазоне. Параметр  $C_p$  проявляет себя как более чувствительный к изменению характера течения. Согласно полученным экспериментальным данным, для исследованного диффузора при нагрузке ниже 50 % вихревая структура потока достигает такого уровня, что дальнейшее увеличение угла атаки на стойках уже не оказывает заметного влияния и кривая  $C_p$  становится пологой.

Дополнительный подвод воздуха в коническую часть диффузора приводит к повышению суммарного расхода на выходе из диффузора в сечении 11-11. Так как проходная площадь диффузора на всех режимах одинаковая, то увеличение расхода ведет к росту скорости потока, что в свою очередь снижает статиче-

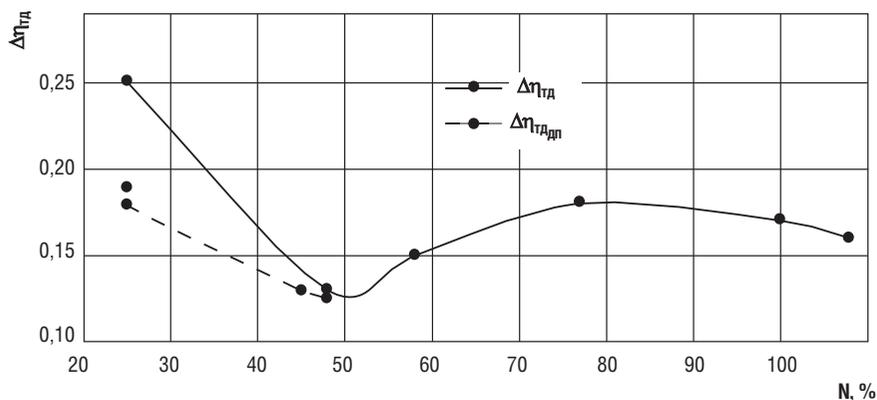


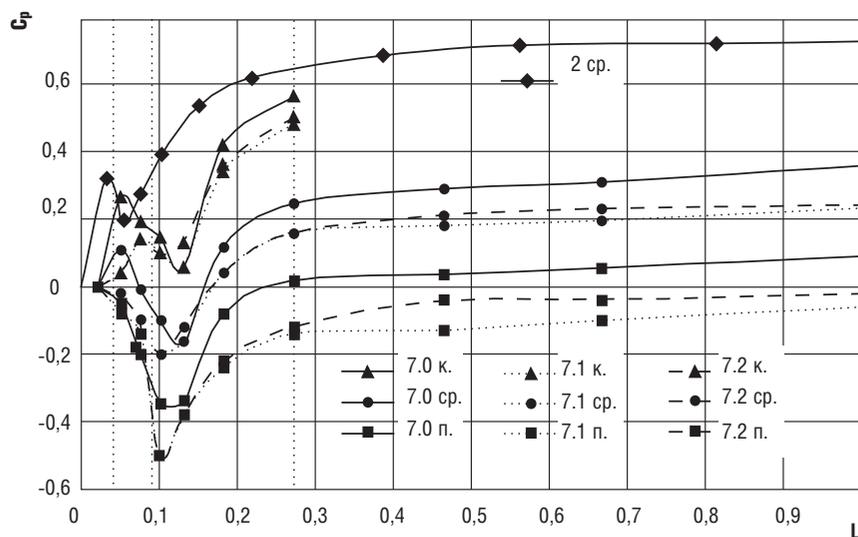
Рис. 8. Коэффициент эффективности диффузора на различных режимах нагрузки ГТУ

ское давление на выходе из диффузора. Такое явление вызывает понижение  $C_p$  и  $\Delta\eta_{тд}$  на режимах частичной нагрузки с дополнительным подводом воздуха (штриховые линии на рис. 7 и 8).

КПД ступени  $\eta$  и системы  $\eta_{+д}$  снижаются при уменьшении нагрузки ГТУ. При нагрузке 25 % их значения становятся столь малыми ( $\eta=18,8 \%$ ,  $\eta_{+д}=23,5 \%$ ), что даже небольшая разница между ними в 4,7 %, в процентном соотношении, выраженном в формуле для  $\Delta\eta_{тд}$ , дает высокий относительный прирост эффективности турбины за счет диффузора. Этим объясняется рост кривой  $\Delta\eta_{тд}$  на рис. 8 при 25 %-й нагрузке.

Сравнение распределения коэффициента восстановления давления вдоль диффузора для режимов 2, 7.0, 7.1 и 7.2 приведено на рис. 9. Линии с индексом «к» соответствуют корневому обводу и обрываются в месте перехода кольцевого диффузора в конический. Линии с индексом «ср» соответствуют среднему интегральному значению по сечениям вдоль диффузора. Линии с индексом «п» характеризуют периферийный обвод,  $L'$  – относительная длина диффузора. Пунктирными линиями I, II, III отмечено местоположение входной, выходной кромки стойки и обрыва втулки соответственно.

Рис. 9. Коэффициент восстановления статического давления вдоль диффузора на режимах 2, 7.0, 7.1 и 7.2, где 7.0 к, 7.1 к, 7.2 к. для корневой ступи; 2 ср, 7.0 ср, 7.1 ср, 7.2 ср. – среднее значение; 7.0 п, 7.1 п, 7.2 п. – для периферийного слоя



Из рис. 9 видно, что на режимах низкой нагрузки ГТУ диффузор восстанавливает давление вдвое хуже. При этом для испытанной геометрии основные потери генерируются в периферийной части стоек, где значения  $C_p$  уходят в отрицательную область.

Предположительно, отрыв от стоек начинается именно с периферийной части стойки, опускаясь к корню. Дальнейшие численные исследования будут направлены на подтверждение данного предположения за счет визуализации течения.

При сравнении режимов 7.0, 7.1 и 7.2 видно, что дополнительный подвод воздуха снижает значение  $C_p$  уже на выходе из стойки, которая располагается между линиями I и II на рис. 9. Так как воздух подводится в районе линии III, то можно подтвердить ранее сделанный вывод об обратном влиянии дополнительного подвода воздуха на ступень. Это влияние может быть обусловлено длиной втулки, так как трубы подвода воздуха располагаются в кольцевой, а не в конической части. Для проверки данного предположения планируются дальнейшие исследования с уменьшенной длиной втулки.

Вследствие резкого обрыва втулки в месте перехода кольцевого диффузора в конический, за втулкой образуется циркуляционная зона. На режимах 1–3 эта зона небольшая, и согласно траверсированию потока в контрольных сечениях уже в сечении 9-9 весь объем диффузора заполняется потоком. На режимах низкой нагрузки угол  $\alpha_2$  сильно отклоняется от осевого направления, что увеличивает закрутку течения в диффузоре и угол атаки на стойках до  $60^\circ$ . Это приводит к увеличению циркуляционной зоны за обрывом втулки вплоть до сечения 11-11, что сильно снижает способность диффузора восстанавливать статическое давление.

Трубы дополнительного подвода воздуха в рассматриваемой конструкции системы «ступень–диффузор» располагаются над обрывом втулки и имеют угол наклона  $60^\circ$  к оси турбины. Такое расположение приводит к тому, что дополнительный воздух воздействует на циркуляционную зону за втулкой, уменьшая ее. Это проиллюстрировано на рис. 9, где видно, что увеличение расхода дополнительного воздуха на режиме 7.2 относительно 7.1 положительно сказывается на течении в прикорневых областях по всей длине, а во всех остальных областях – только начиная с места перехода кольцевого диффузора в конический.

Из распределения коэффициента восстановления статического давления вдоль диффузора на рисунке видно, что основное вос-

становление давления происходит в области от выходной кромки стойки до обрыва втулки. Для режимов 7.1 и 7.2, где рост  $C_p$  составил около 40 %, на область от стойки до обрыва втулки приходится 30 % и всего 10 % на оставшуюся часть диффузора. Данный факт вынуждает искать оптимальную длину втулки, которая, с одной стороны, будет давать высокий показатель  $C_p$  диффузора, с другой – удовлетворять конструкционной надежности консольно закрепленной детали.

## Выводы

В ходе проведенного эксперимента была исследована система «ступень–диффузор» в диапазоне нагрузки 25...108 % мощности газотурбинной установке. Конструкция имела дополнительный подвод воздуха в коническую часть диффузора, имитирующую переборос компрессорного воздуха. Выполненные замеры параметров потока по тракту системы «ступень–диффузор» в контрольных сечениях позволили сделать следующие выводы:

1. КПД системы «ступень–диффузор» сохраняет максимальные значения в диапазоне нагрузки ГТУ от 75 до 100 %:  $\eta=0,89\div 0,91$ . Таким образом, подтверждены данные о том, что последняя ступень турбины с обратной закруткой является предпочтительной для обеспечения устойчивой работы ГТУ в широком диапазоне нагрузки.

2. Коэффициент восстановления статического давления в диффузоре более чувствителен к смене режима, чем КПД ступени и системы «ступень–диффузор» и начинает уменьшаться при углах атаки на стойках более  $17^\circ$ .

3. Для исследованной конструкции при углах атаки на стойках более  $40^\circ$  зона циркуляции за втулкой перестает уменьшаться и распространяется вплоть до сечения 11-11. Поток концентрируется на периферийной части диффузора. Данный фактор может быть критичным при необходимости обеспечить равномерное течение на выходе из диффузора на частичных режимах работы ГТУ.

4. Для исследованной конструкции, дополнительный подвод воздуха в коническую часть диффузора имеет обратное влияние на последнюю ступень турбины.

5. Дополнительный подвод воздуха положительно влияет на КПД ступени и системы «ступень–диффузор» за счет изменения характера течения.

6. Дополнительный подвод воздуха в коническую часть диффузора снижает  $C_p$  диффузора, причем в основном за счет возмущения основного потока на периферии диффузора.

7. При дополнительном подводе воздуха увеличение его расхода ведет к росту  $C_p$  за счет большего воздействия на циркуляционную зону за втулкой и ее стабилизации.

8. Целесообразно увеличивать длину втулки за стойкой диффузора до значений, позволяющих сохранить конструкционную надежность консольно закрепленной втулки. **Т**

#### Список использованных источников

1. Hummel S., Bauer M., Vogt D. Study of gas turbine exhaust diffuser flow and performance characteristics at off-design conditions // 14th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics. – 2021. – ETC2021-590. – 13 p.

2. Bauer M. Investigation of the Flow Field and the Pressure Recovery in a Gas Turbine Exhaust Diffuser at Design, Part-load and Over-load Condition / M. Bauer, S. Hummel, M. Schatz [et al] // In Proceedings of ASME Turbo Expo. – 2020. – GT2020-14310. V02DT36A009. – 12 p.

3. Черников В. А. Экспериментальный стенд для газодинамических исследований выходных диффузоров и патрубков турбин // Теплоэнергетика. – 2008. – № 6. – С. 49-54.

4. Klauß D., Stoff H. and Wiedermann A. Effect of Wakes and Secondary Flow on Re-attachment of Turbine Exit Annular Diffuser Flow // In: Journal of Turbomachinery. – 2009. – Vol. 131. – No.4. – P. 1-12.

5. Sieker O. and Seume J.R. Influence of Rotating Wakes on Separation in Turbine Exhaust Diffusers // In: Journal of Thermal Science. – 2008. – Vol. 17. – No.1. – P. 42-49.

6. Vassiliev V., Irmisch S., Claridge M., Richardson D.P. Experimental and Numerical Investigation of the Impact of Swirl on the Performance of Industrial Gas Turbines Exhaust Diffuser // In Proceedings of the ASME Turbo Expo. – 2003. – Vol. 6. – GT2003-38424. – P. 19-29.

7. Вокин Л. О., Семакина Е. Ю., Черников В. А. Влияние закрутки лопаток последней ступени на эффективность блока «ступень-диффузор» стационарной ГТУ // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. – 2021. – Т. 23. – № 4. – С. 84-95.

8. Черкасова М. Г., Семакина Е. Ю., Черников В. А. Валидация численного метода исследования системы «ступень-диффузор» и его использование для модернизации конструкции // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2022. – Т. 21. – № 2. – С. 38-47.

## На месторождении «Северное Хоседаю» (НАО) введена в эксплуатацию ГТЭС АГ1600С мощностью 1600 кВт.

В Заполярном районе Ненецкого автономного округа на месторождении «Северное Хоседаю» введена в промышленную эксплуатацию новая российская газотурбинная электростанция АГ1600С Т0,4.

ГТЭС работает на попутном нефтяном газе с содержанием сероводорода до 2 % (объемных). Электрическая мощность станции составляет 1600 кВт. В состав ГТЭС входят два энергоблока МСУ-800, созданных на базе двигателей производства ПАО «Кадви».

Изготовлена ГТЭС в С.-Петербурге, на площадке компании «Электросистемы». В составе электростанции используются только отечественные комплектующие. Современная ГТЭС оснащена системой удаленной телеметрии, программное обеспечение разработано ТХ «Электросистемы».

Организация производства подобных электростанций – это новый шаг в развитии российской малой энергетики и снижение зависимости от импортных поставок ГТЭС.



## Первый промышленный генератор на тепловой энергии океана запустят в 2025 году.

На форуме по энергетике в Вене компания Global OTEC объявила, что первый коммерческий OTEC-энергоблок, вырабатывающий энергию за счет разности температур воды в океане, начнет работать в 2025 году.

Энерго-баржа Dominique мощностью 1,5 МВт будет на 17 % обеспечивать электричеством островное государство Сан-Томе и Принсипи. Недостатком предыдущих моделей были высокие энергозатраты на работу насосов по перекачке больших объемов воды.

Температура воды на глубине 800 м в экваториальных водах примерно 4 °С, на поверхности – более 25 °С. В теплообменнике с замкнутым контуром используется хладагент с требуемой температурой кипения. Проработав работу, хладагент конденсируется под воздействием холодной воды и вновь превращается в пар за счет тепла поверхностной воды.

Стоимость получаемой электроэнергии будет высокой и составит 150...300 \$/МВт·ч. При этом ее производство будет непрерывным, что позволит поддерживать энергосистему с нестабильными источниками энергии (СЭС и ВЭС). В дальнейшем планируется снижение стоимости производимой электроэнергии.

## Турбовинтовентиляторный двигатель для легкомоторной авиации и беспилотников

**А. Б. Агафонов<sup>1</sup> – технический директор, arhipa@mail.ru**

**Б. Н. Агафонов<sup>1</sup>, к.т.н. – эксперт, bna1944@mail.ru**

**А. А. Савицкий<sup>2</sup> – генеральный директор, energotex\_as@mail.ru**

**<sup>1</sup>ООО «Энерготех»**

**<sup>2</sup>ООО «АЛС Северо-Запад»**

### Ключевые слова:

двигатель  
винтовентиляторный,  
параметры  
газодинамического  
цикла,  
компрессор  
центробежный,  
редуктор,  
турбина  
центростремительная

### Аннотация

Описана конструкция малоразмерного винтовентиляторного двигателя, обладающего минимальными габаритами и массой; удельным расходом топлива, соответствующим классу крупноразмерных авиационных двигателей. Указаны причины, приведшие к усложнению конструкции двигателя, а также объяснены достоинства и недостатки принятых технических решений. Переход к двухконтурной схеме потребовал существенного пересмотра конструктивной схемы: включение редуктора, имеющего четыре перебора для привода вала вентилятора, в котором установлена вращающаяся топливная форсунка. Повышение жёсткости высокооборотного ротора достигнуто увеличением его диаметра так, чтобы окружная скорость центров тяжести тел качения и

сепараторов подшипников не превышала допустимых значений. Для этого наружная обойма подшипников качения установлена внутри вала вентилятора, который вращается в противоположную сторону относительно вала турбокомпрессора.

Особенностью двигателя является широкое (до 40 %) использование в конструкции хорошо отработанных узлов и агрегатов авиадвигателей данного класса. Исходя из технологической и производственной целесообразности выполнено деление двигателя на конструктивные модули, часть которых прошла этап опытного изготовления. Показано, что несмотря на конструктивную сложность двигателя, современные технологии позволяют реализовать его рентабельное производство.

## Turbofan engine for light aircraft and drones

**A.B. Agafonov<sup>1</sup> – Technical Director, arhipa@mail.ru**

**B.N. Agafonov<sup>1</sup>, PhD in Engineering – Expert, bna1944@mail.ru**

**A.A. Savitskiy<sup>2</sup> – General Director, energotex\_as@mail.ru**

**<sup>1</sup>Energotech LLC**

**<sup>2</sup>ALS Severo-Zapad LLC**

### Key words:

propfan engine,  
parameters of the gas  
dynamic cycle,  
centrifugal  
compressor,  
gearbox,  
centripetal turbine

### Abstract

The design of a small-sized turbofan engine with minimal dimensions and weight, specific fuel consumption corresponding to the class of large-sized aircraft engines is described. The reasons that led to the complication of the engine design are indicated, as well as the advantages and disadvantages of the technical solutions adopted are explained. The transition to a two-loop circuit required a significant revision of the design scheme: the inclusion of a gearbox with four gear trains to drive the fan shaft, in which a rotating fuel nozzle is installed. An increase in the rigidity of a high-speed rotor is achieved by increasing its diameter so that the circumferential velocity of the centers of

gravity of rolling bodies and bearing separators does not exceed acceptable values. To do this, the outer cage of the rolling bearings is installed inside the fan shaft, which rotates in the opposite direction relative to the turbocharger shaft.

A feature of the engine is the widespread (up to 40%) use of well-developed components and assemblies of aircraft engines of this class in the design. Based on the technological and production feasibility, the engine was divided into structural modules, some of which passed the stage of pilot production. It is shown that despite the structural complexity of the engine, modern technologies make it possible to realize its cost-effective production.

Сегодня рынок легких и сверхлегких летательных аппаратов требует от производителей двигателей создания образцов, близких по экономичности к средним и крупным двигателям. Повышаются также требования к массогабаритным характеристикам, простоте, удобству обслуживания двигателей, а также к их стоимости [1, 2].

Несмотря на кажущуюся очевидность требований, которым должен соответствовать такой двигатель, следует напомнить о них:

- максимально высокие газодинамические параметры цикла;
- максимальное совмещение функций деталей, узлов и, как следствие, минимальное их количество;
- модульность конструкции двигателя.

Причем второе требование надо понимать расширенно: как возможность использовать в новой конструкции узлы и детали других двигателей, хорошо зарекомендовавших себя в эксплуатации на различных летательных аппаратах.

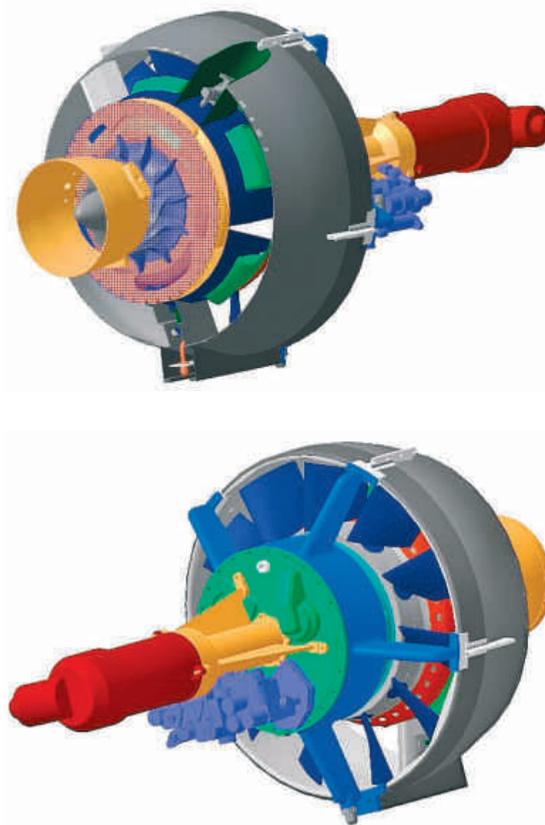
В 1990 году АО «Энерготех» по заказу частной компании начало разработку турбовинтовентиляторного двигателя (ТВВД) с тягой 300...500 кгс, но в 1995 году, уже приступив к изготовлению опытного образца, предприятие прекратило работы по проекту по причине невостребованности на рынке. Несмотря на значительный промежуток времени, прошедший с момента остановки проекта, мы полагаем, что есть смысл ознакомиться с техническими решениями по двигателю, которые на момент разработки были опережающими и сейчас не потеряли своей актуальности (рис. 1).

Высокие газодинамические параметры цикла двигателя обеспечиваются применением следующих технических решений:

- регулируемый вентилятор с большой степенью двухконтурности ( $m=15$ ), исследования которого показали, что для скоростей полета легкомоторных аппаратов достаточно иметь винтовентилятор с двумя позициями лопастей рабочего колеса – для запуска и для всех остальных режимов. Лопатки вентилятора имеют широкую хорду и утолщенную входную кромку. Поворот лопатки из рабочего положения осуществляется под действием пружины со смещением вдоль оси и разворотом на угол  $15...20^\circ$  при уменьшении частоты вращения рабочего колеса вентилятора;
- высокая (для данной размерности двигателя) степень сжатия воздуха ( $\pi_k=5,4$ ) и частота вращения ротора турбокомпрес-

сора ( $n_{тк} = 65\ 000$  об/мин). Частота вращения ротора компрессора выбрана исходя из имеющегося опыта производства серийного стартера ГТДЭ-117, имеющего частоту вращения ротора  $65\ 000$  об/мин и мощность  $90$  л.с. [3].

- радиальная турбина, способная работать без охлаждения до температуры  $1400$  К на входе. Выбор центростремительной турбины обусловлен следующими причинами. При протекании газа вдоль лопаточного канала нет жесткого ограничения площадей корневого и периферийного сечений. Для лопаточного канала осевой турбины отношение площадей периферийного сечения к корневому –  $4:5$ , для центростремительной турбины –  $50:100$ . Следовательно, центростремительная турбина может иметь значительно большую окружную скорость передней кромки лопатки. Это позволяет понизить относительную температуру газа на входе в рабочее колесо радиальной турбины по сравнению с осевой турбиной. Одна радиальная ступень срабатывает примерно такой же перепад, как две ступени осевой турбины. Поэтому предельная температура газа на входе в центростремительную турбину для неохлаждаемого рабочего колеса в данном случае не должна превы-



С Рис. 1.  
Общий вид газотурбинного двигателя

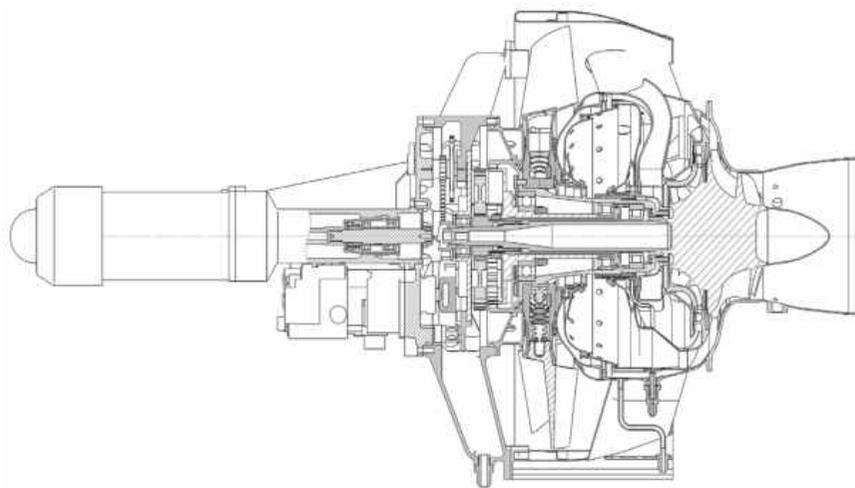


Рис. 2.  
Продольный разрез ГТД

шать 1400 К. Для такой температуры имеются жаростойкие сплавы. Однако для повышения ресурса двигателя требуется охлаждение соплового аппарата и корпусов турбины. Это требование реализовано в конструкции ТВВД: чтобы предотвратить перетекание воздуха из-за колеса компрессора в колесо турбины, выбрано расположение лабиринтного уплотнения с равными статическими давлениями по воздуху и по газу;

- отсутствие потерь, связанных с отбором воздуха на охлаждение турбины. Внешние стенки турбины и диффузора охлаждаются воздухом от вентилятора, внутренние стенки турбины – обдувом сжатым воздухом со стороны компрессора;
- высокотемпературный газ за турбиной используется для подогрева воздуха второго контура путем смешивания.

Высокий технический уровень разработки ТВВД достигнут в результате использования ряда конструкторских решений (рис. 2):



Рис. 3.  
Ротор ГТД

- проточные части центробежного компрессора и центростремительной турбины выполнены на одном колесе, что позволяет, с одной стороны, понизить температуру колеса, а с другой – дополнительно подогреть воздух за компрессором на 2...3 °С (рис. 3);
- консольное расположение рабочего колеса позволяет разместить подшипниковые опоры ротора в холодной части двигателя, а по существу, в редукторе вентилятора;
- применен безлопачный сопловой аппарат турбины, спрофилированный по законам свободного вихря. Преимуществом такого решения является отсутствие мелких сопловых лопаток, обтекаемых газом со среднемассовой температурой до 1400 К и имеющих неравномерное поле температур. Отсутствие сопловых лопаток упрощает обработку и стабилизацию поля температур газа на входе в рабочее колесо турбины;
- конструкцией обеспечивается охлаждение наружной стенки корпуса турбины воздухом второго контура, а ступицы диска радиальной турбины – воздухом компрессора;
- камера сгорания с вращающейся форсункой осуществляет распыл топлива при малых расходах;
- противоположные направления вращения роторов турбокомпрессора и вентилятора обеспечивают разгрузку подшипника турбокомпрессора.

Двигатель отличается высокой эксплуатационной технологичностью. Это достигнуто применением определенных конструкторских решений. Так, например, редуктор, электростартер, электрогенератор, топливомасляный насос-регулятор и маслобак расположены в передней части двигателя, обеспечивая свободный доступ к агрегатам для их обслуживания или замены.

ТВВД монтируется на летательный аппарат через фланец со всеми коммуникациями (топливными, электрическими) и не требует мотогондолы или капотирования. В связи с этим для обслуживания и монтажа / демонтажа двигателя необходимо самое минимальное время.

Рекомендуется размещать двигатель над крылом (верхнее размещение), чтобы снизить вероятность попадания на вход вентилятора посторонних предметов при эксплуатации с грунтовых площадок.

Перечисленные выше решения позволяют получить следующие основные параметры двигателя в стандартных атмосферных условиях  $H=0$  км,  $V=0$  км/ч:

- тяга 300 кгс;
- удельный расход топлива 0,35 кг/кгс·ч;
- масса 60 кг;
- габариты: длина 680 мм, диаметр 500 мм.

Особое внимание следует обратить на то, что технологии изготовления узлов и деталей двигателя 30 лет назад существенно отличались от применяемых сегодня. В связи с конструктивной сложностью опытного двигателя, многие детали должны были изготавливаться способом «ручной выколочки», сборка в узлы выполняться с помощью специальной сварки в различных газах, с механической обработкой на 4-, 5-координатных станках с ЧПУ (которые тогда были большой редкостью даже на специализированных заводах по производству авиадвигателей). Изготовление наиболее ответственных элементов опытного ТВВД началось с целью отработки технологических процессов.

Сегодня технологические возможности производства такого двигателя значительно изменились. Расширилась и углубилась специализация производства в соответствии с освоением новых технологий, а также с усовершенствованием существующих. Для удобства изготовления и сборки двигатель разбит на модули: редуктор, вентилятор, камера сгорания, ротор турбокомпрессора. В качестве примера рассмотрим укрупненно технологию производства модуля «камера сгорания» (рис. 4).

Основное требование к конструкции камеры сгорания малоразмерного двигателя – обеспечить надежный распыл малого расхода топлива на режимах малого газа с сохранением приемлемой площади сечения сопла форсунки, гарантирующей минимальное засорение возможными примесями в топливе. Такому требованию в полной мере отвечает вращающаяся форсунка. Поэтому камера сгорания размещается вокруг вала двигателя. Розжиг выполняется пусковым блоком, размещенным в одной из силовых стоек тоннеля вентилятора.

Топливный газ от камеры сгорания к безлопаточному сопловому аппарату турбины подводится по пяти трубам, которые проходят через канал подвода воздуха на вход компрессора. Между газовыми трубами и воздушным каналом имеются каналы подвода воздуха от компрессора в камеру сгорания.

Сегодня в компании отработана технология 3D-печати тонкостенных патрубков сложной конфигурации, которые образуют единый модуль «камеры сгорания», путем использования лазерной сварки без последующей термообработки. Применение такой технологии значительно сокращает время изготовления модуля, а также удешевляет производство. Отметим, что технологическая проработка изготовления узлов и деталей двигателя достаточно глубокая. Это связано с особенностями использования 3D-технологий для

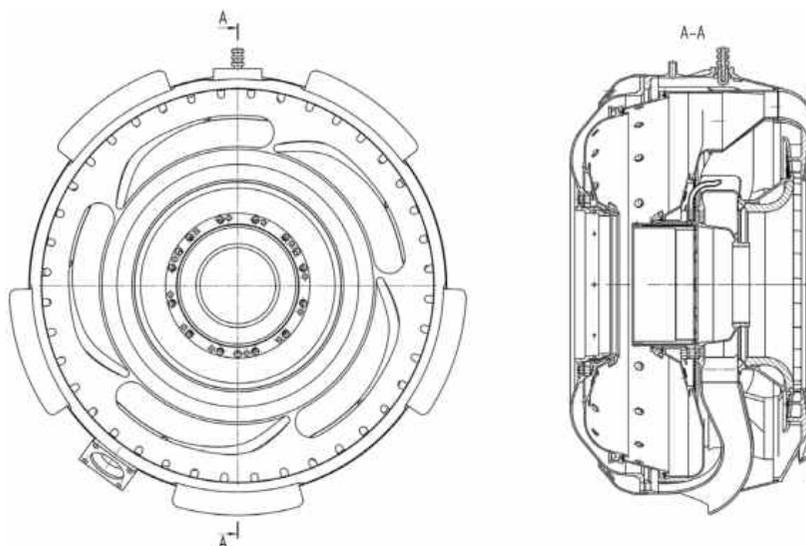


Рис. 4. Камера сгорания ГТД

получения необходимой прочности изделия в направлении нагружения [4].

Представленный малоразмерный двигатель может быть актуальным в настоящее время по следующим причинам:

- значительно возрос спрос на малоразмерные двигатели;
- появились технологии, при использовании которых производство двигателей, даже при сравнительно небольших заказах, становится промышленным;
- топливная экономичность двигателя находится на уровне современных требований.

Приведенные выше основные факторы жизненного цикла ТВВД делают его производство рентабельным. **□**

#### Список использованных источников

1. Национальная технологическая инициатива. Основные положения. Направления АэроНэт. Постановление правительства от 18.04.2016, № 317.

2. План мероприятий («дорожная карта») «АэроНэт» национальной технологической инициативы. [Электрон. ресурс]. – URL: [https://nti-aeronet.ru/wp-content/uploads/2018/06/Dorozhnaja-karta\\_AeroNet.pdf](https://nti-aeronet.ru/wp-content/uploads/2018/06/Dorozhnaja-karta_AeroNet.pdf). (дата обращения 15.03.2024).

3. Зрелов В. А. Отечественные ГТД. Основные параметры и конструктивные схемы. (Часть 2): Учебное пособие // Самара: Изд-во Самарский государственный аэрокосмический университет, 2002. – 250 с.

4. Болякин А. В. Обзор гибридного аддитивного производства металлических деталей / А. В. Болякин, М. А. Олейник, Е. П. Злобин, Д. Л. Скуратов // Вестник Самарского Университета: Аэрокосмическая техника, технология и машиностроение. – 2022 – Т. 21, № 2 – С. 48-64.

## **Исследование механизмов влияния эксплуатационных препаратов «Револомд»**

на характеристики двигателей внутреннего сгорания

**А. Ю. Шабанов<sup>1</sup>, к.т.н., – доцент, Aush2003@Mail.ru**

**А. А. Сидоров<sup>1</sup>, к.т.н., – доцент, Turbomotor@Mail.ru**

**И. Ф. Пустовой<sup>2</sup> – директор по инновациям, Putovoi@yandex.ru**

**Е. О. Сушков<sup>2</sup> – главный инженер, lumart@bk.ru**

**<sup>1</sup>ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»**

**<sup>2</sup>ООО «Револомд»**

### **Ключевые слова:**

трибологические испытания, трение, износ, дизельное топливо, бензин, эффективная мощность, механические потери, дымность, токсичность отработавших газов

### **Аннотация**

В статье рассматривается принцип организации комплексной обработки поршневого ДВС, включающей в себя безразборную обработку основных узлов трения двигателя триботехническим составом, в ходе которой производится частичное восстановление их геометрии и формируются специальные защитные слои, снижающие мощность трения в них. Одновременно с использованием специальных multifunctional присадок в топливо обеспечивается очистка рабочих поверхностей камеры сгорания, впускной и выпускной системы. Это улучшает процесс сгорания топлива и процесс наполнения цилиндров, стабилизирует температурное состояние двигателя без

вывода двигателя из штатной эксплуатации. Методика иллюстрируется результатами, полученными в ходе стендовых моторных испытаний полноразмерного двигателя. Помимо данных результатов, применение описанной триботехнической обработки позволяет снизить интенсивность изнашивания узлов трения двигателя, повысить надежность его работы, а также улучшить пусковые характеристики двигателя в холодное время года. Кроме того, позволяет снизить расход масла на угар и повысить ресурс работы моторного масла, что в совокупности существенно снижает эксплуатационные затраты на обслуживание парка транспортных средств.

## **Investigation of the mechanisms of influence of Revolmod performance preparations**

on the characteristics of internal combustion engines

**A. Yu Shabanov<sup>1</sup>, PhD of Engineering – Associate Professor, Aush2003@Mail.ru**

**A. A. Sidorov<sup>1</sup>, PhD of Engineering – Associate Professor, Turbomotor@Mail.ru**

**I. F. Pustovoy<sup>2</sup> – Director of Innovation, Putovoi@yandex.ru**

**E. O. Sushkov<sup>2</sup> – Chief Engineer, lumart@bk.ru**

**<sup>1</sup>Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (SPbPU)**

**<sup>2</sup>Revolmod LLC**

### **Key words:**

tribological tests, friction, wear, diesel fuel, gasoline, effective power, mechanical losses, smokiness, exhaust gas toxicity

### **Abstract**

The article discusses the principles of organizing of reciprocating internal combustion engine complex processing, which includes the non-disassembly treatment of the main friction units of the engine with a tribotechnical composition, during which their geometry is partially restored and special protective layers are formed that reduce the friction power in them; at the same time, the use of special multifunctional additives in fuel ensures cleaning of the working surfaces of the combustion chamber, intake and the exhaust system. This leads to an improvement in the fuel combustion process and the cylinder filling process, stabilizes the tempera-

ture state of the engine without taking the engine out of normal operation. The technique is illustrated by the results obtained during bench motor tests of a full-size engine. In addition to the illustrated results, the use of tribotechnical processing described in the article reduces the intensity of wear of the friction units of the engine, increases the reliability of its operation, and also improves the starting characteristics of the engine in the cold season, in addition, reduces oil consumption for carbon monoxide and increases the service life of the engine oil, which together significantly reduces the operating costs of fleet maintenance vehicles.

Технологии безразборного восстановления узлов двигателя путем использования различного рода препаратов автохимии является одним из перспективных направлений, цель которого – уменьшение эксплуатационных затрат, а также повышение характеристик двигателя (увеличение мощности, снижение расхода топлива, токсичности и дымности отработавших газов).

Подобного рода технологии активно развиваются как в Российской Федерации, так и в ряде зарубежных стран. Известны технологии ХАДО [1–4] (Украина–Россия), Энергия 3000 (Россия–Франция) [3, 4], TFT (Россия–Вьетнам), ART (Россия–Китай). Однако единого мнения об уровне применения этих технологий и механизмов влияния их компонентов на процессы, происходящие в реальном ДВС, до настоящего времени нет [1–6].

В статье будут представлены результаты исследования новой технологии «Револомд», разработанной в С.-Петербурге, на основе параллельной обработки двигателя присадкой в моторное масло (триботехнический состав «Револомд») и многофункциональной присадкой в топливо (МФП) – «Револомд-бензин» или «Револомд-дизель» (в зависимости от типа обрабатываемого двигателя).

С целью определения степени эффективности этой технологии, а также изучения механизма воздействия различных компонентов на физические процессы, определяющие итоговые показатели поршневого двигателя внутреннего сгорания, было проведено специальное расчетно-экспериментальное исследование. Данное исследование включало:

- серию моторно-стендовых испытаний дизельного двигателя КАМАЗ-740 и бензинового двигателя семейства ВАЗ;
- триботехнические испытания с использованием машины трения, чтобы определить изменения основных трибопараметров (степени шероховатости поверхности и коэффициентов трения) до и после обработки узлов трибосоставом;
- доработку численной модели процессов трения и износа основных сопряжений в условиях трибообработки ДВС [7–9] с учетом данных эксперимента;
- анализ полученных результатов.

Далее в статье описаны результаты исследования. Для объективности изложения сначала приведены результаты экспериментального исследования на полноразмерных двигателях, а затем сделана попытка объяснить полученные результаты с помощью современных подходов теории ДВС и прикладной трибологии.

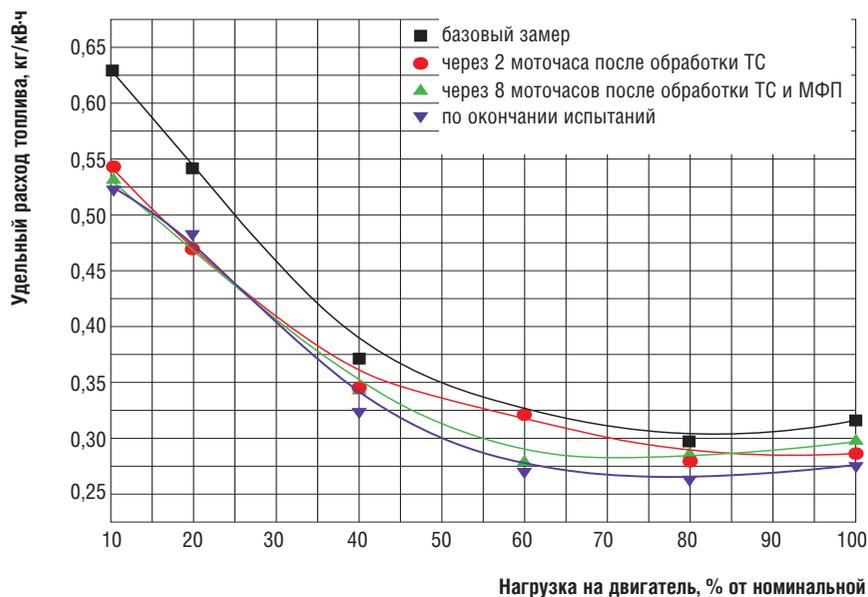
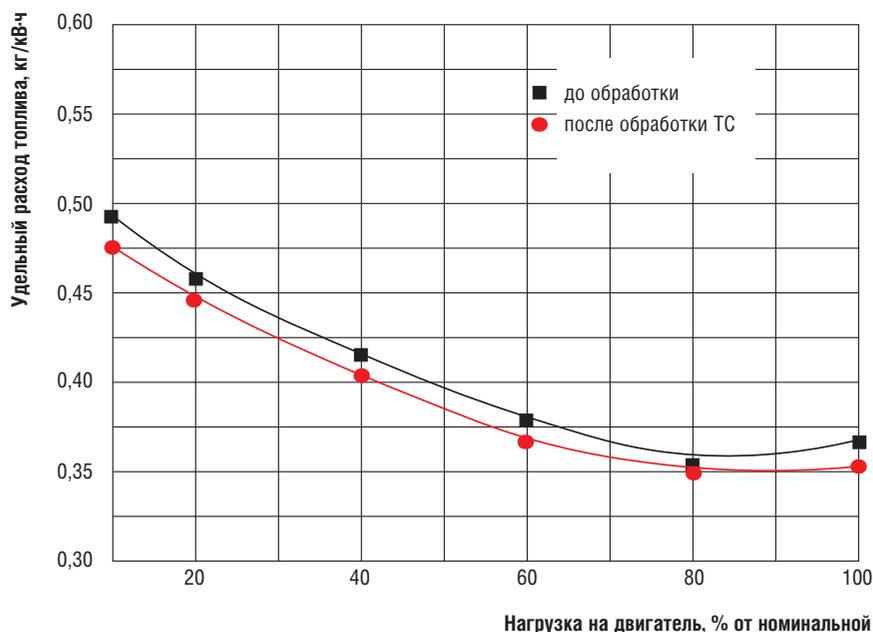


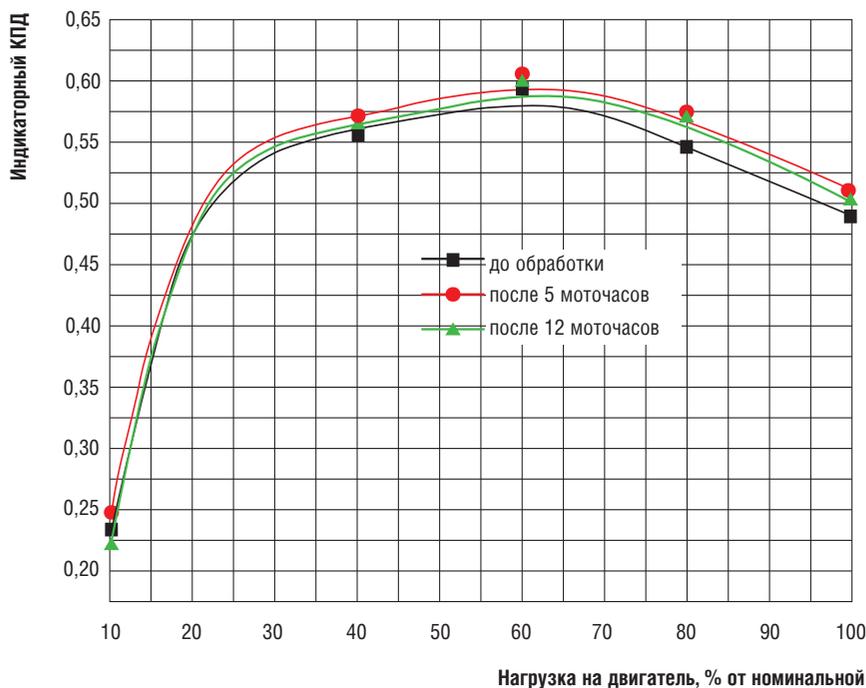
Рис. 1. Удельный расход топлива бензинового двигателя при его работе по нагрузочной характеристике до и после обработки трибосоставом «Револомд»

Испытания проводились на двух типах двигателей – бензиновом ВАЗ-2112, с распределенным впрыском, и дизельном ЯМЗ-238 НБ. Двигатели полноразмерные, установлены на стендах с тормозными устройствами разных типов: бензиновый – с электрическим, дизельный – с гидравлическим. Стенды позволяют проводить испытания во всем диапазоне нагрузок и частот вращения коленчатого вала.

Комплексная обработка двигателей по ресурсосберегающей технологии с использованием составов «Револомд» предусматривает параллельную обработку узлов трения двигателя триботехническим составом, вводимым в моторное масло, а также очистку камеры сгорания, впускной системы, распылителей форсунок препаратом, вводимым в топливо.

Рис. 2. Удельный расход топлива дизельного двигателя при его работе по нагрузочной характеристике до и после обработки трибосоставом «Револомд»



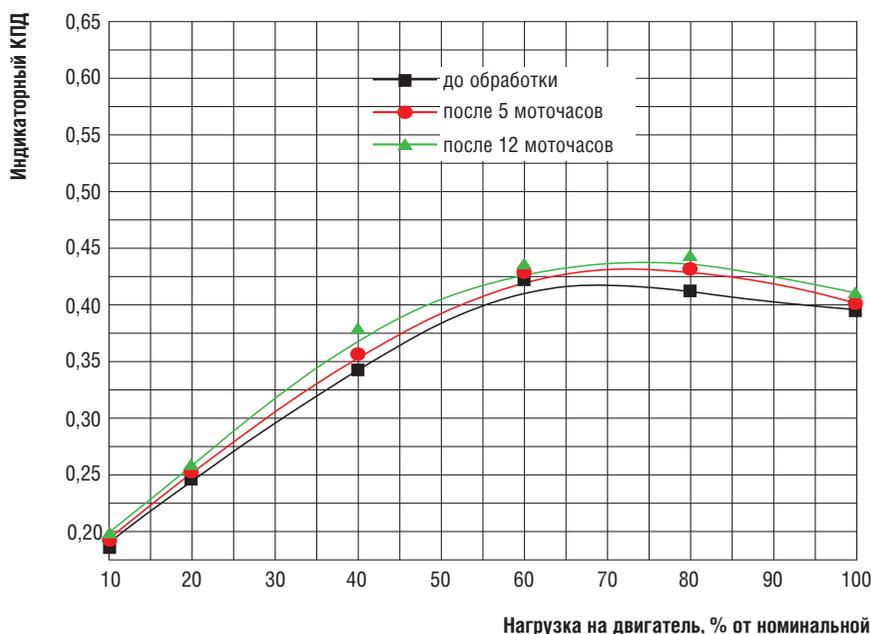


**Рис. 3.**  
Изменение индикаторного КПД цикла дизельного двигателя на разных стадиях обработки по технологии «Революд» - «Дизель» при работе по нагрузочной характеристике

Для разделения эффектов работы вводимых компонентов методика проведения испытаний предусматривала последовательную обработку двигателя – сначала трибосоставом, потом составом, вводимым в топливо. Длительность каждой серии испытаний составляла 12 моточасов. По итогу каждой стадии испытаний производился замер основных показателей двигателя на десяти идентичных нагрузочных режимах двух нагрузочных характеристик. Результаты моторно-стендовых испытаний, полученных на этой стадии исследования, приведены ниже.

В процессе испытаний для обоих двигателей было зафиксировано снижение удельного расхода топлива во всем диапазоне работы по

**Рис. 4.**  
Изменение индикаторного КПД цикла бензинового двигателя на разных стадиях обработки по технологии Революд-Бензин при работе двигателя по нагрузочной характеристике



частоте вращения коленчатого вала и по нагрузке. Графики, иллюстрирующие полученный эффект, представлены на рис. 1, 2.

Для того чтобы выяснить механизм формирования эффектов, получаемых при обработке бензинового и дизельного двигателей, надо первоначально определиться с механизмами ухудшения качества рабочих и трибологических процессов в процессе штатной эксплуатации двигателя.

Теоретически очевидно, что суммарное воздействие на процессы в двигателе определяется изменением под влиянием эксплуатационных факторов рассматриваемых препаратов на индикаторные показатели цикла (в частности, на индикаторный КПД цикла  $\eta_i$ ) и на механические потери (механический КПД  $\eta_m$ ).

Снижение индикаторного КПД, обусловленное износом двигателя, связано со следующими основными факторами [1, 8, 9, 10]:

1. Загрязнение рабочих поверхностей камеры сгорания и элементов топливной аппаратуры, что нарушает штатное протекание процессов смесеобразования и сгорания. Кроме того, наличие больших отложений на поверхностях камеры сгорания нарушает процесс теплообмена в цилиндре, что также снижает эффективность рабочего цикла;

2. Увеличение протечек из камеры сгорания, вызванное ростом зазоров в ЦПГ, что способствует снижению КПД цикла, особенно это проявляется на режимах с низкими частотами вращения коленчатого вала;

3. Высокая степень загрязненности впускной и выпускной системы двигателя, особенно клапанов, нарушает качество процесса газообмена и ухудшает наполнение цилиндров. Для дизеля это снижает величину локальных коэффициентов избытка воздуха в зоне сгорания, ухудшая качество сгорания. Для бензинового двигателя ухудшение наполнения снижает массу топливовоздушной смеси, поступающей в цилиндры, что непосредственно влияет на показатели мощности и экономичности мотора.

С точки зрения роста потерь трения и снижения механического КПД, важнейшим фактором является ухудшение условий смазывания рабочих поверхностей пар трения, которое определяется увеличением зазоров в них, приводящих к снижению давления масла в системе смазывания и ухудшению масляного снабжения зон трения. Уменьшается несущая способность цилиндрических подшипников коленчатого вала и плоских подшипников ЦПГ (поршневых колец и тронков поршней) из-за появления на этих поверхностях дефек-

тов трения, искажающих эпюру гидродинамической подъемной силы. С этим связано уменьшение толщины масляных разделяющих слоев, рост протяженности зон граничного трения и длины путей трения.

Отсюда можно определить пути воздействия испытуемых препаратов семейства «Револомод» на процессы в двигателе, которые объясняют зафиксированные в ходе испытаний эффекты:

1. Активация сгорания, вызванная вводом в топливо МФП. Подробно механизм их влияния на процесс сгорания описан в работах [3, 4, 6, 11]. Активатор сгорания, входящий в состав испытуемых многофункциональных присадок повышает скорость сгорания, сдвигая выделение теплоты в зону минимальных объемов цилиндра, повышает термическую эффективность цикла. При этом растут термодинамические параметры рабочего тела в цилиндре (давление и температура). Все это можно было увидеть в ходе первой серии испытаний (топливных присадок), где наблюдалось повышение индикаторного КПД цикла как бензинового, так и дизельного двигателя (рис. 3, 4). Усиление эффекта роста КПД цикла, очевидно, связано с усилением эффекта очистки камеры сгорания, клапанов и топливной системы от отложений по мере увеличения времени наработки двигателя на топливе с МФП.

2. Улучшение процессов наполнения, очевидно вызванных уменьшением массы отложений во впускной системе, что подтверждается данными весового анализа и эндоскопирования цилиндров двигателя, проводимого на разных этапах испытаний МФП, а также сравнительным анализом данных при замерах расхода воздуха (рис. 5, 6).

В процессе обработки двигателей трибосоставом наблюдалось определенное снижение мощности механических потерь, которое связано, вероятно, с уменьшением сил трения, действующих в основных трибоузлах двигателя, в первую очередь, в зоне работы поршневых колец. Экспериментально мощность механических потерь определялась двумя методами – экстраполяцией часового расхода топлива и методом прокрутки двигателя от стенда. Результаты ее замеров для двух типов двигателей на разных стадиях испытаний представлены на рис. 7.

Кроме того, наблюдался определенный рост компрессии и ее выравнивание по отдельным цилиндрам (рис. 8, 9). Также отмечено существенное улучшение трибологического качества поверхностей трения [10–14], уменьшение степени шероховатости поверхностей

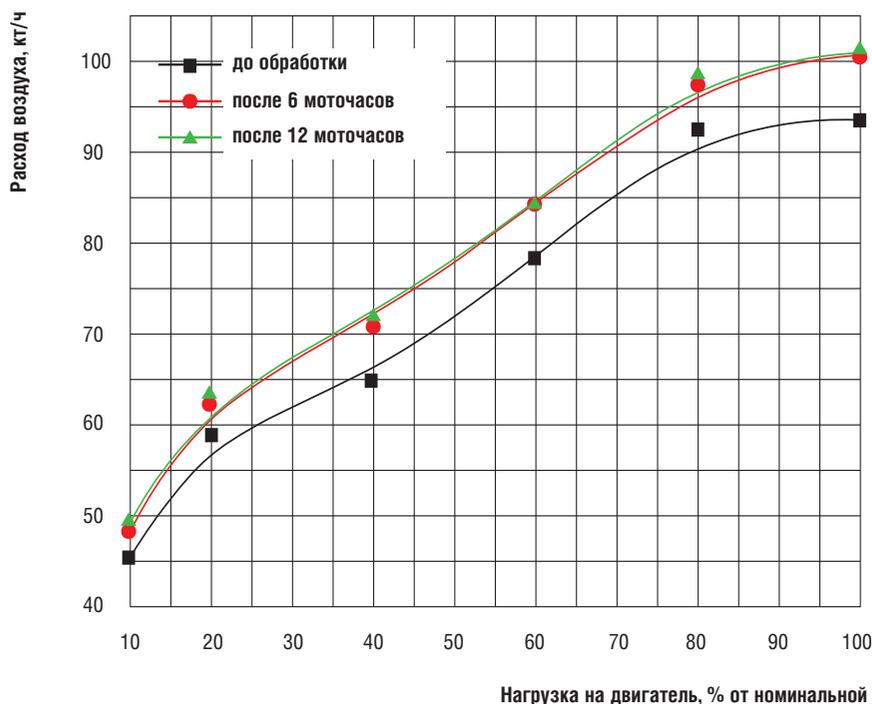
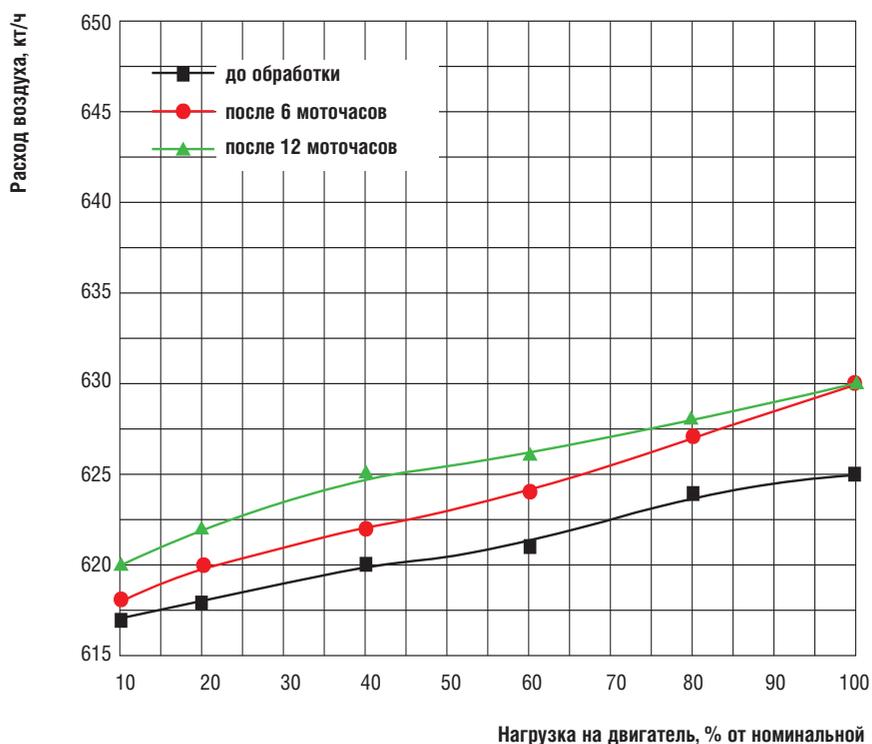


Рис. 5. Результаты изменения расхода воздуха на бензиновом двигателе на различных этапах испытаний МФП в топливо

(так, параметр  $R_z$  после обработки двигателя трибосоставом «Револомод» снизился на 40 %).

Это, в свою очередь, отодвигает границу перехода гидродинамического трения в граничное трение в основных узлах двигателя, формирующих мощность механических потерь. В данном случае это цилиндропоршневая группа (зона работы поршневых колец). В сочетании со снижением коэффициента трения в зоне граничного трения это приводит к существенному уменьшению мощности

Рис. 6. Результаты измерения расхода воздуха на дизельном двигателе на различных этапах испытаний МФП в топливо



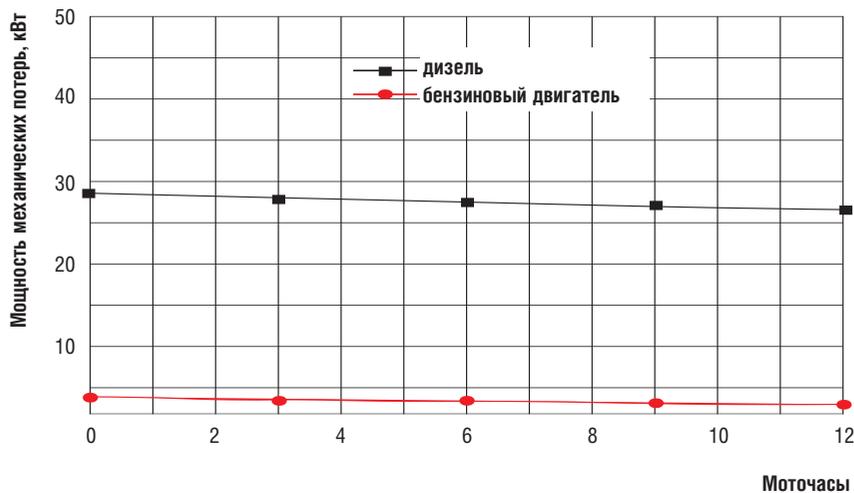


Рис. 7. Изменение мощности механических потерь на фиксированном режиме для бензинового и дизельного двигателей в процессе их обработки трибосоставом «Револомд»

Рис. 8. Изменение компрессии по цилиндрам левого блока дизельного двигателя по итогам его обработки трибосоставом

механических потерь и одновременно с этим – росту индикаторного КПД цикла вследствие уменьшения потерь рабочего тела из камеры сгорания из-за протечек. В итоге мы получаем рост механического КПД цикла двигателя.

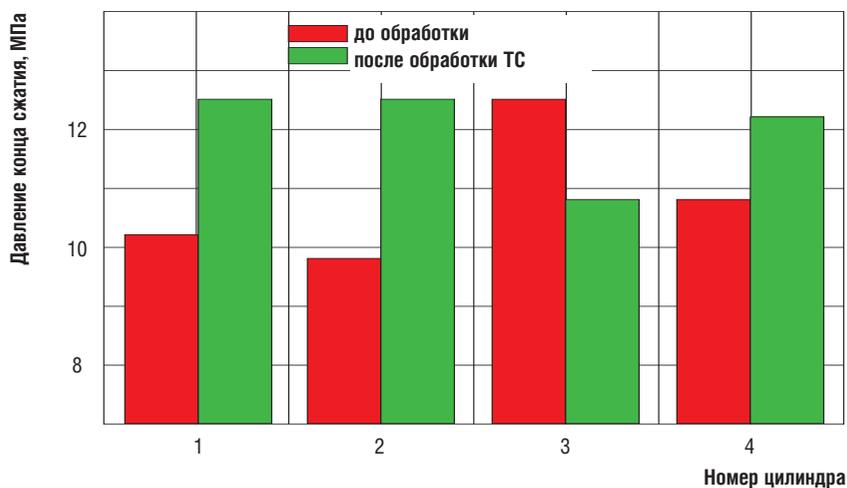
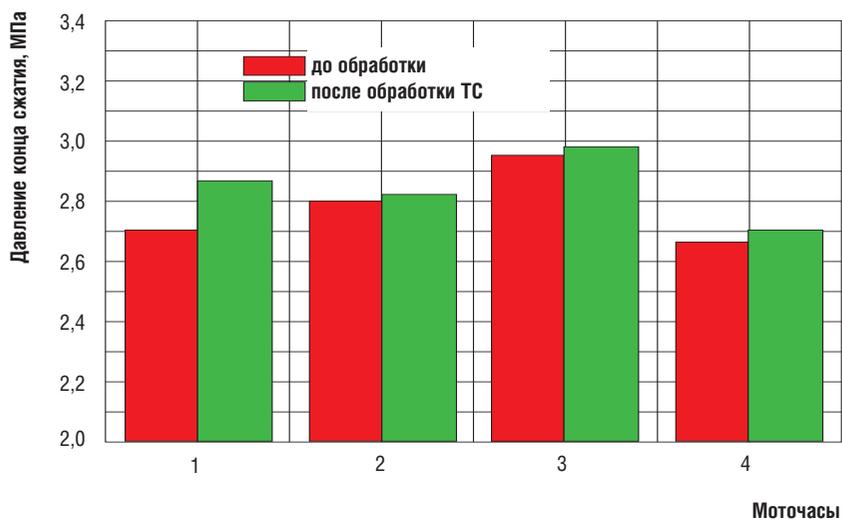


Рис. 9. Изменение компрессии по цилиндрам бензинового двигателя по итогам его обработки трибосоставом

Для выяснения механизма улучшения условий работ трибоузлов двигателя при обработке трибосоставом «Револомд» было проведено моделирование работы комплекта поршневых колец двигателя по модели, созданной в ВШЭМ ИЭ СПбПУ [3, 4, 7, 8] и доработанной с учетом особенностей работы узлов трения в процессе обработки трибосоставом. На рис. 10, 11 представлены результаты моделирования толщин смазочных слоев, формируемых поршневыми кольцами дизельного двигателя в процессе работы на фиксированном режиме работы.

Из расчета следует, что уменьшение сил трения в этом узле в целом является следствием совокупного действия четырех основных факторов:

- улучшение гидродинамического качества рабочих поверхностей поршневых колец и втулок цилиндров двигателя, что приводит к повышению несущей способности колец и увеличению толщин смазочного слоя;
- уменьшение пороговой толщины смазочного слоя, при котором происходит переход от гидродинамического к граничному режиму трения, в результате существенно уменьшается длина пути трения. Эта толщина определяется ориентировочно как утроенная суммарная микронеровность [3, 4] рабочих поверхностей  $R_{max}$ , которая существенно уменьшается по итогам трибообработки двигателя;
- уменьшение коэффициента трения в зоне граничного трения с 0,11 до 0,05...0,06;
- рост температуры в трибоузле (как следствие частичной адиабатизации его при уменьшении теплопроводности формируемого трибосоставом композитного слоя), приводящей к снижению вязкости моторного масла и вместе с тем – сил гидродинамического трения в паре «кольцо–гильза» цилиндра.

Таким образом, полученный на натурном эксперименте результат, показавший существенное снижение удельного расхода топлива, находит свое теоретическое подтверждение при исследовании процесса с применением современных экспериментально-теоретических методов моделирования процессов в ДВС. При этом реальный положительный результат, получаемый за счет комплексной обработки двигателя по предлагаемой безразборной технологии, не исчерпывается описанными в статье результатами. На практике наблюдается снижение вероятности отказов и повышение надежности работы двигателя, снижение скорости износа, увеличение срока службы моторного масла, улучшение пусковых характеристик и т.д. **TD**

Список использованных источников

1. Школьников В. М. Топлива, смазочные материалы, технические жидкости. Справочное пособие. – М: Техинформ, 1999. – 596 с.

2. Сафонов А. С. Автомобильные топлива. Химмотология, эксплуатационные свойства, ассортимент / А. С. Сафонов, А. И. Ушаков, И. В. Чечкенов. – СПб: НПИКЦ, 2002. – 264 с.

3. Шабанов А. Ю. Современная автохимия. Теория и практика применения. – СПб: Изд. Любавич. – 2016. – 287 с.

4. Шабанов А. Ю. Многофункциональные присадки к дизельному топливу. механизм действия, эффективность, проблемы / А. Ю. Шабанов, А. С. Алешина, А. А. Сидоров, О. В. Абызов // Турбины и дизели. – 2023. – № 4 (109). – С. 70-75.

5. Mingsheng W. Effects of different gasoline additives on fuel consumption and emissions in a vehicle equipped with the gdi engine / W. Mingsheng, Y. Zenghui, Z. Zunqing [et al.] // Front. Mech. Eng., 22 July 2022Sec. Engine and Automotive Engineering. – 2022. – V. 8. <https://doi.org/10.3389/imech.2022.924505>.

6. Ashok B. Multi-functional fuel additive as a combustion catalyst for diesel and biodiesel in CI engine characteristics/ B. Ashok, K. Nanthagopal [et al.] // Fuel. – 15 October 2020. – 278. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.118250>.

7. Элементы математического обеспечения САПР ДВС/ Под редакцией Петриченко Р. М. // Л.: Машиностроение. – 1990. – 356 с.

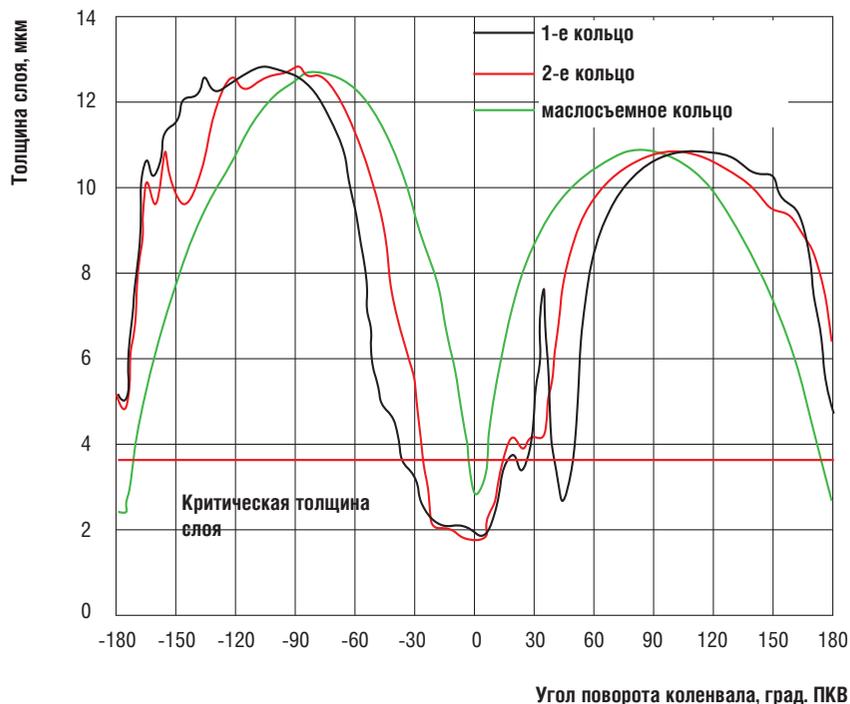
8. Петриченко Р. М. Трение и теплообмен в поршневых кольцах ДВС / Р. М. Петриченко, А. Ю. Шабанов // Л.: Изд. ЛГУ. – 1990. – 287 с.

9. Гальшев Ю. В. Теория рабочих процессов в ДВС. Учебное пособие/ Ю. В. Гальшев, А. Б. Зайцев, А. Ю. Шабанов // СПб: Изд. СПбПУ. – 2018. – 198 с.

10. Шабанов А. Ю. Влияние степени поврежденности поверхности трения на показатели работы поршневого двигателя внутреннего сгорания/ Шабанов А. Ю. // М.: Труды ГосНИТИ. – 2011. – т. 109, ч.1. – С. 154-158.

11. Шабанов А. Ю. Исследование эффективности моющих присадок на моторном стенде/ А. Ю. Шабанов, А. Б. Зайцев, Ю. В. Гальшев // Двигателестроение. – 2012. – № 1. – С. 40-43.

12. Шабанов А. Ю. Технология обработки «Автоминерал» для высокооборотных автомобильных двигателей/ А. Ю. Шабанов, И. Ф. Пустовой, В. Ф. Городецкий, А. А. Сидоров // Двигателестроение. – 2007. – № 1. – С. 46-49.

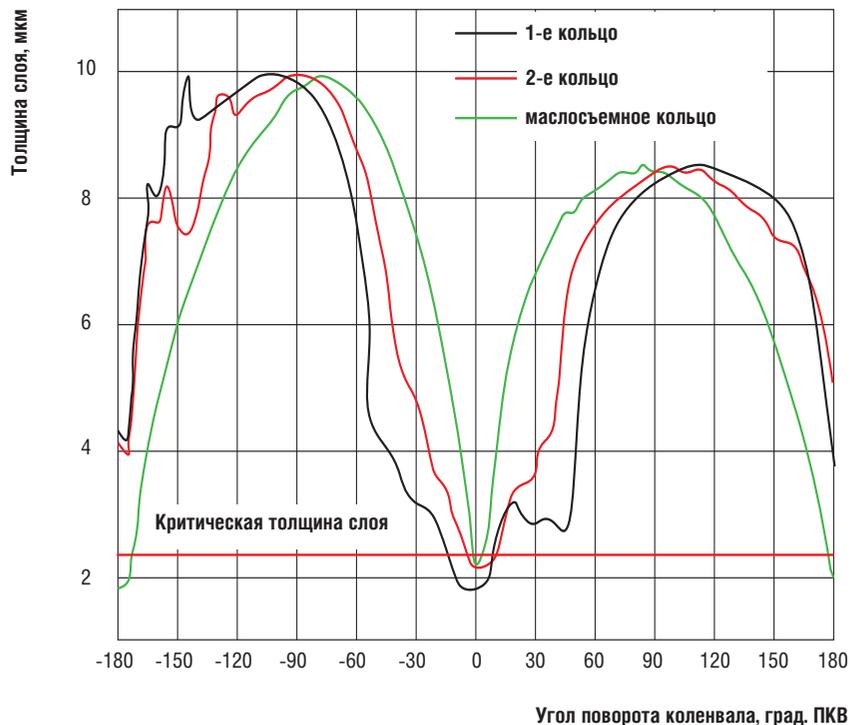


13. Долгополов К. Н. Эксплуатационные эффекты применения минералов как активных агентов смазочных сред/ К. Н. Долгополов, Д. Н. Любимов, И. Ф. Пустовой [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. – 2015. – № 3. – С. 41-46.

14. Lyubimov D. Estimation the ultimate size of the antifrictional protective layer containing mineral friction modifiers/ D. Lyubimov, V. Goldade, I. Pustovoi, A. Dunaev // International Scientific Journal Theoretical & Applied Science. – 2017. – № 8. – С. 89-94.

Рис. 10. Распределение толщин смазочного слоя под поршневыми кольцами дизельного двигателя до обработки трибосоставом

Рис. 11. Распределение толщин смазочного слоя под поршневыми кольцами дизельного двигателя после обработки трибосоставом



# Контроль подготовки топливоздушной смеси в газопоршневом двигателе – гарантия его эффективной работы

Д. С. Колесов – ООО «НПО ТЕХ»

Главное отличие первых газовых двигателей от современных моделей заключается в количестве контролируемых параметров и настроек, другими словами – в уровне автоматизации. При этом сам цикл горения, как и принцип работы двигателей, не подвергся изменениям. Необходимо отметить, что именно уровнем автоматизации сегодня и отличаются ГПУ бюджетных марок от более дорогих моделей.

Рассмотрим подробнее, как влияет степень автоматизации системы подготовки топливоздушной смеси на эксплуатационные параметры энергоблока и какие результаты может

получить собственник энергоблока в зависимости от комплектации системы.

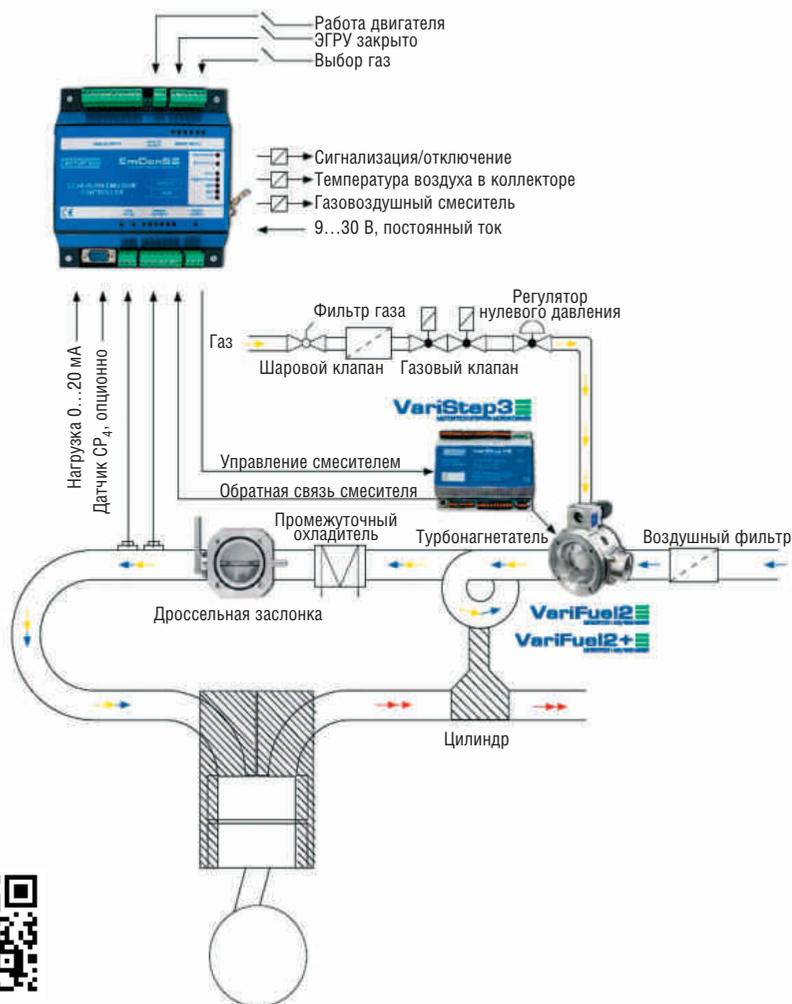
При подаче в цилиндры газозвушной смеси с нарушением требуемого соотношения газ/воздух КПД двигателя заметно снижается, возникают детонация и пропуски зажигания. В результате это приводит в лучшем случае к резкому снижению ресурса, а в худшем – к разрушению двигателя. Для предотвращения этих негативных последствий необходимы постоянный контроль и регулирование процессов подготовки газозвушной смеси. С этой целью большинство ведущих производителей ГПУ осна-

щают систему контроля подачи топлива контроллером состава газозвушной смеси. Наиболее востребованным является контроллер EmCon5 компании Motortech (Германия). Установить такой контроллер можно на газопоршневой двигатель любого производителя, а его главное преимущество заключается в простоте настройки и использования.

Когда состав топливной смеси меняется в зависимости от внешних факторов, то изменяется и коэффициент избытка воздуха (лямбда). Контроллер позволяет отследить это отклонение путем не прямых измерений (без лямбда-датчика) и мгновенно компенсировать его в пределах пропускной способности смесителя. Для контроля и регулирования процесса подготовки газозвушной смеси необходимы всего три входных сигнала от датчиков давления и температуры на входе в коллектор, а также датчика нагрузки двигателя.

Использование EmCon5 гарантирует, что двигатель будет работать без повышения расхода топливного газа и с минимальным износом деталей. Все параметры контроллера программируемые: настройка и конфигурирование осуществляются при помощи программы WinScore для Windows. Контроллер оптимально работает с сериями смесителей воздуха/газа VariFuel2, VariFuel2+/VariFuel3 и регулирующими клапанами различных размеров.

Опционно EmCon5 может оснащаться датчиком содержания метана, при этом датчика содержания кислорода в выхлопных газах вообще не требуется. После измерения уровней эмиссии газопоршневого двигателя и анализа полученных результатов контроллер обеспечивает эффективную работу двигателя в заданном режиме с допустимыми уровнями эмиссии. **TD**





### В ПАО «Тюменские моторостроители» введены обрабатывающие центры.

На предприятии начали работу два новых 5-координатных обрабатывающих центра CBS-650. Станки оснащены вертикальным шпинделем и поворотным-наклонным столом диаметром 650 мм. Частота вращения шпинделя – 10 000 об/мин, что позволяет выполнять высокоскоростную обработку, обеспечивая высокое качество обрабатываемой поверхности и снижение износа инструмента.

Оборудование предназначено для обработки деталей сложных форм, таких как турбинные лопатки, элементы горелочного устройства и другие ключевые детали ГТУ. На новых станках можно выполнять черновую, получистовую и чистовую обработку заготовок из жаропрочных сплавов на никелевой основе, титановых, алюминиевых сплавов, жаропрочных нержавеющих и инструментальных сталей. Новое оборудование вводится в рамках комплексной программы модернизации завода, направленной на наращивание объемов выпускаемой продукции, повышение качества и снижение себестоимости основных технологических операций.

### В Ростовской области введена мини-ТЭС для птицеводческого хозяйства.

Инжиниринговой компанией «ЭАК» реализован проект по строительству когенерационной электростанции мощностью 4 МВт для нужд птицеводческого комплекса «Индюшкин двор» (ГК «Дамате») в п. Каменоломни Ростовской области.

В состав мини-ТЭС входят две газопоршневые установки TCG 2020V20 (производства MWM) электрической мощностью по 2 МВт. Тепловая энергия станции – 4 МВт – будет использоваться для производственных нужд комплекса и теплофикации.

### АО «ГТ Энерго» разработало собственную систему управления магнитным подвесом.

Компания начала испытания системы управления магнитными подшипниками (СУМП) собственной разработки. На Екатеринбургской ГТ ТЭЦ завершён монтаж опытных образцов шкафов СУМП, выполнена настройка системы магнитного подвеса, проведены предварительные испытания энергоблока на полную мощность при работе в энергосистеме.

В процессе испытаний для проверки функционирования системы управления определены характеристики работы при повышенных частотах вращения ротора, выполнены сбросы нагрузки, получены положительные результаты. Основным этапом испытаний заключается в получении результатов длительной работы. СУМП поставлена на газотурбинную станцию в Екатеринбурге в рамках плановой замены шкафов управления компании S2M на собственную систему.

В 2023 году компания «ГТ Энерго» завершила разработку опытного образца системы управления магнитными подшипниками силами своего инженерного центра. СУМП создана на основе почти 20-летнего опыта эксплуатации ГТУ и построена с использованием российских материалов и программного обеспечения, разработанного подразделениями компании (включая такие существенные компоненты, как микроконтроллер и силовая электроника).

Среди основных преимуществ такого решения – эксплуатационная надёжность и снижение операционных издержек. Вращение ротора газовой турбины, подвешенного в магнитном поле, осуществляется в состоянии левитации, без механического контакта вращающихся и неподвижных частей агрегата. Применение СУМП позволяет исключить износ механической части подшипника, повысить КПД агрегата, а также исключить дорогостоящую систему маслоподачи, что резко увеличивает пожаробезопасность всей системы управления.

Следующим шагом в реализации программы магнитных подшипников станет масштабирование полученного результата для эксплуатирующихся агрегатов, с перспективой отказа от оборудования S2M. Внедрение новой системы на ТЭС позволит компании в значительной степени сократить и оптимизировать затраты по эксплуатации. Кроме того, открываются новые технологические возможности при реализации перспективного проекта моноблока, реализуемого компанией.

В настоящее время в собственности АО «ГТ Энерго» находятся 18 электростанций (44 энергоблока), девять из которых не имеют аналогов в России. В газотурбинных установках этих энергоблоков валы турбины и турбогенератора подвешены в активных магнитных подшипниках. Система применяется с 2008 года и за это время показала высокую надёжность и эффективность в эксплуатации.



### Разработан новый материал для деталей горячей части ГТУ.

В Технологическом университете им. А.А. Леонова разработан новый прочный термостойкий материал для изготовления газотурбинных установок. Он легче аналогов и позволяет увеличить КПД установок.

Новый материал – это керамический матричный композит с широким диапазоном рабочих температур. По мнению разработчиков, он также найдет широкое применение в ракетно-космической отрасли.

Повышение термоустойчивости и термостабильности компонентов горячей части ГТУ (камера сгорания и проточная часть ТВД), а также параметров рабочего цикла для достижения более высоких технико-экономических показателей двигателя – эти вопросы не теряют своей актуальности на всех этапах развития газотурбинной техники.

Как и любой новый материал с улучшенными характеристиками, керамический матричный композит имеет потенциал к применению там, где необходимо выдерживать квазистационарные, термические и динамические нагрузки, действующие на компоненты горячей части газотурбинной установки.

### Блоки КМЧ к ГПА-25 для ДКС на Южно-Тамбейском ГКМ изготавливаются на производстве ООО «ИНГК» в Перми.

На предприятии заканчивается изготовление шести блоков из состава комплекта материальной части (КМЧ) газоперекачивающих агрегатов ГПА-25 мощностью 25 МВт. В объем поставки ИНГК входят шесть силовых блоков и комплектов системы обдува привода. Оборудование изготавливается по заказу АО «Группа ГМС» для ОАО «Ямал СПГ».

КМЧ, являющийся составной частью ГПА для комплекса по добыче, подготовке, сжижению газа, отгрузке СПГ и газового конденсата, обеспечивает работу ГТУ-25П (разработка и производство НПК «Пермские моторы»), применяемых в качестве привода центробежных компрессоров напрямую – без мультипликатора.

В настоящее время предприятием изготовлены и прошли приемку у специалистов изготовителя ГПА-25 два силовых блока и две системы обдува привода.

Дожимная компрессорная станция на Южно-Тамбейском ГКМ строится по заказу ОАО «Ямал СПГ».



### Компания Kirloskar Oil Engines (KOEL) представила двухтопливную систему собственной разработки.

Система позволяет значительно сократить стоимость эксплуатации и вредные выбросы промышленных дизельных двигателей. Это достигается путем замещения части дизельного топлива более дешевым и экологичным природным газом. Двухтопливная система создана на основе технологий, обеспечивающих безопасную работу дизельных двигателей на топливной смеси с содержанием газа от 50 до 70 %.

Наиболее важные характеристики двигателя: КПД, прием нагрузки и т.д. – практически аналогичны параметрам при работе как в двухтопливном режиме, так и на 100 %-м дизельном топливе. Переключение режимов работы осуществляется автоматически и вручную, при этом поддерживаются частота вращения двигателя и выходная мощность. Это позволяет потребителю выбрать тот или иной режим в зависимости от стоимости топлива, его доступности и других условий эксплуатации.



Двухтопливная система поставляется в комплекте с пультом управления, который отслеживает и отображает основные параметры двигателя и двухтопливной системы. Пульт комплектуется всеми необходимыми датчиками, на основании информации от которых он включает и отключает двухтопливный режим по мере необходимости. Пульт управления также контролирует давление природного газа на входе и на выходе из регулятора, он оборудован светодиодными индикаторами, оперативно отображающими состояние двухтопливной системы.

По достижении уровня, предельного для двухтопливного режима, двигатель автоматически переключается на дизельное топливо, не снижая выходной мощности. Дополнительная система динамической подачи газа хранит в памяти соотношение потребления топлива в зависимости от нагрузки и автоматически изменяет пропорции компонентов во всем диапазоне нагрузок.



**Гравитационный аккумулятор  
подключен к энергосистеме Китая.**

Построенная в Китае установка сохранения энергии – это первое такое сооружение коммерческих масштабов. Ранее в Швейцарии компания Energy Vault построила демонстрационную установку мощностью 5 МВт.

Мощность установки составляет 25 МВт, электрическая емкость – 100 МВт·ч. Энергия запасается в процессе подъема 24-тонных блоков из спрессованной земли на высоту свыше 100 м. При необходимости накопленную энергию можно будет отдавать в сеть в течение 4 часов, опуская блоки на уровень земли. Установка EVx была разработана компанией Energy Vault (Швейцария), которая является генеральным подрядчиком по проекту. Компания также утверждает, что ей удалось повысить эффективность EVx до 80 %

Принцип работы гравитационного аккумулятора такой же, как у гидроаккумулирующей электростанции. Блоки для перевода электрической энергии в кинетическую и обратно можно изготовить на месте, добавив в раствор до 1 % связующих веществ, например, цемента. Обслуживание и ремонт гравитационного аккумулятора, а также его строительство обойдутся намного дешевле, чем создание гидроаккумулятора.

Установка Rudong EVx в Рудуне (провинция Цзянсу) начала строиться в 2023 г. В декабре ее приняли в эксплуатацию и подключили к энергосистеме. Для подъема блоков используется электроэнергия, производимая построенной рядом ВЭС.

В перспективе планируется строительство аналогичных установок во всех регионах Китая. Это связано с требованием национального регулятора, чтобы 20 % электроэнергии возобновляемых источников накапливалось тем или иным способом.

Компании China Tianying и Atlas Renewable Energy – китайские партнеры швейцарской Energy Vault – заявили о строительстве трех аккумуляторных установок. Планируется расширение программы до девяти установок общей мощностью 3,7 ГВт·ч.

**Монография «Газоперекачивающий агрегат ГПА-32 «Ладога».**

В Санкт-Петербурге вышло в свет второе, переработанное и дополненное издание коллективной монографии «Газоперекачивающий агрегат ГПА-32 «Ладога».

Книга, подготовленная группой авторов (К.О. Гилев, Е.В. Гузаев, Ю.В. Зуева, В.А. Иванов, И.Ю. Кляйнрок, А.Ю. Култышев, Д.В. Смелянский, В.В. Спиринов, В.К. Юн) – сотрудников АО «Невский завод» и ООО «Газпром энергохолдинг индустриальные активы» под общей редакцией профессора Института энергетики ФГАОУ ВО СПбПУ, д.ф.-м.н., профессора, чл.-корр. РАН Ю.К. Петрени, посвящена истории создания, освоения производства и эксплуатации самого мощного отечественного газоперекачивающего агрегата. Первое издание вышло в свет в 2023 году.

В книге дано описание конструкции современного газоперекачивающего агрегата, включая информацию по всем основным элементам ГПА, а также по выявленным в процессе эксплуатации отклонениям и техническим решениям по их устранению, по организации ремонтных работ. Описан опыт освоения производства газотурбинной установки на Невском заводе.

Рецензентами издания выступили д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Паровые и газовые турбины» ФГБОУ ВО «НИУ МЭИ» В.Г. Грибин и генеральный директор ООО «Газпром трансгаз Нижний Новгород» В.Г. Никитин.

Второе издание монографии дополнено материалами, посвященными развитию газотурбинных технологий Невского завода на базе ГТУ типа Т32, в частности, применению ее в составе парогазовой установки. Печатное издание вышло тиражом 1000 экземпляров. В нем содержится большое количество иллюстраций, обобщен многолетний опыт освоения производства и эксплуатации агрегата ГПА-32 «Ладога», собраны статистические и аналитические материалы, имеющие большое научно-практическое значение для развития технологии изготовления сложного энергетического оборудования.

Монография может быть рекомендована студентам и аспирантам, слушателям курсов повышения квалификации и эксплуатирующему персоналу для изучения конструкции и особенностей эксплуатации современной газотурбинной и компрессорной техники.

По вопросам получения подарочного экземпляра можно обращаться по адресу электронной почты: [kniga\\_ladoga@gehia.ru](mailto:kniga_ladoga@gehia.ru)



# Энергетические решения для развития отечественного двигателестроения

О. А. Шестаков – ООО «Трансмашхолдинг–Энергетические решения»

АО «Трансмашхолдинг» (ТМХ) является крупнейшим в России разработчиком и производителем подвижного состава для железнодорожного и городского рельсового транспорта, а также среднеоборотных двигателей различного назначения. Создание новых моделей подвижного состава и двигателей осуществляют инженеринговые компании – «ТМХ Инжиниринг» и Инжиниринговый центр двигателестроения ТМХ.

## In brief

### Energy solutions for the development of the domestic engine industry

*Transmashholding is Russia's largest developer and manufacturer of rolling stock for railway and urban rail transport, as well as medium-speed engines for various applications. The creation of new models of rolling stock and engines is carried out by engineering companies TMH Engineering and TMH Engine Building Center. The 20EDG500 is the most powerful engine created at the Kolomna Plant in its entire history. It was developed at the TMH Engine Engineering Center in accordance with the agreement signed between Transmashholding and Rosatom on the sidelines of the XII Atomexpo International Forum on long-term cooperation in the field of diesel power plants supplies. The companies are interested in working together to provide nuclear power stations with diesel generator sets of domestic production.*



## Дизель–генератор 20ЭДГ500

20ЭДГ500 – самый мощный двигатель, созданный на Коломенском заводе за всю его историю. Он разработан в Инжиниринговом центре двигателестроения ТМХ в соответствии с подписанным между АО «Трансмашхолдинг» и ГК «Росатом» на XII Международном форуме «Атомэкспо» соглашением о долгосрочном сотрудничестве в области поставок ДГУ. Компании заинтересованы в совместной работе по обеспечению атомной станции дизель-генераторными установками отечественного производства. ТМХ является единственным в России производителем двигателей, которые могут использоваться в составе резервных ДГУ атомных электростанций.

В марте текущего года дизель-генератор 20ЭДГ500 из состава дизель-генераторной установки ДГУ6300, предназначенной для резервного энергоснабжения одного из энергоблоков Курской атомной электростанции-2, был направлен в эксплуатацию. Мощность дизель-генераторной установки составляет 6300 кВт.

Технико-экономические характеристики, заложенные в конструкцию 20ЭДГ500, полностью соответствуют требованиям госкорпорации «Росатом». Двигатель Коломенского завода находится на одном уровне с передовыми зарубежными аналогами по расходу топлива и масла, ресурсу, приемистости. Опытный образец двигателя нового поколения 20ЧН26,5/31 (Д500) был создан на Коломенском заводе в рамках федеральной целевой программы «Национальная технологическая база» в 2015 году.

Испытания дизель-генератора для нужд Курской АЭС-2 проводились с участием представителей заказчика (АО «Атомстройэкспорт»), эксплуатирующей организации (новой АЭС) и специализированных организаций – ВО «Безопасность» и ВПО «ЗАЭС», уполномоченных осуществлять контроль качества изготовления продукции для атомной промышленности.

ДГУ6300 на базе перспективного двигателя 20ЭДГ500 откроет поставку мощных ДГУ для АЭС с дизелями нового поколения типа Д500.

Коломенский завод производит резервные дизель-генераторные установки для атомных станций с 2003 года – они используются, в частности, на Белоярской АЭС.

На атомной электростанции дизель-генераторная установка применяется в качестве резервного источника электроснабжения потребителей собственных нужд в случае возникновения нештатных ситуаций.

## Газопоршневой энергоблок 1–9ГМГ

В 2022 году на Коломенском заводе был создан энергоблок 1-9ГМГ мощностью 900 кВт. Агрегаты предназначены для применения на газопоршневых электростанциях. В сотрудничестве с партнерами предприятие создает установки в контейнерном исполнении.

Энергоблок 1-9ГМГ разработан Инжиниринговым центром двигателестроения ТМХ на базе газопоршневого двигатель-генератора 9ГМГ газотеплового. Он предназначен для стационарных и передвижных электростанций, которые могут использоваться в качестве основных и резервных источников энергии.

Первые две установки БКЭМ Норд-ГП-900/6,3(10,5)-УХЛ1 установлены на Коломенском заводе для обеспечения предприятия электричеством и теплом. Это позволило снизить потребление электроэнергии из внешней сети, а также сократить расходы на нее. Создание новых отечественных газопоршневых электростанций способно внести существенный вклад в развитие независимого российского рынка распределенной генерации.

Газопоршневые двигатель-генераторы Коломенского завода имеют, по сравнению с зарубежными установками, ряд преимуществ. Унификация деталей и узлов 1-9ГМГ (до 70 %) с дизельными двигателями Д49 обеспечивает высокую ремонтпригодность, низкую стоимость обслуживания и запасных частей. Применяется распределенная система подачи топливного газа, которая обеспечивает

более высокие показатели приемистости по сравнению с двигателями, использующими внешнюю систему топливоподачи.

Электростанции с газопоршневыми двигатель-генераторами Коломенского завода могут работать как автономно, так и параллельно с сетью или другими электростанциями, обеспечивая потребителя переменным трехфазным током напряжением 6 300 или 10 500 В при частоте 50 Гц. Они могут использоваться в качестве основных и резервных источников электро- и теплоснабжения для промышленных и других хозяйственных объектов.

В 2023 году предприятие в г. Коломне приступило к серийному производству энергоблоков 1-9ГМГ. Первые три агрегата были направлены для модернизации энергокомплекса Южных электрических сетей Камчатки, которые работают в системе компании «РусГидро». В условиях изолированности энергосистемы региона новые энергоблоки 1-9ГМГ обеспечат существенную экономию расходов на электроэнергию.

### Развитие конструкторской и производственной базы

Коломенский завод – уникальный центр по производству среднеоборотных двигателей на базе собственных конструкторских разработок ТМХ. С 2018 года на предприятии реализуется крупномасштабная инвестиционная программа ТМХ по техническому перевооружению производства, которая в 2023 году получила дополнительную поддержку на федеральном уровне.

Общий объем инвестиций, направленных на развитие Коломенского завода, составил уже более 13 млрд рублей. В ходе реализации проекта по техническому перевооружению и модернизации предприятия было приобретено и установлено около 200 единиц современного металлообрабатывающего оборудования, обновлен парк грузоподъемного оборудования, внедрены энергосберегающие технологии на объектах энергетического комплекса, построен Инжиниринговый центр двигателестроения ТМХ, освоены новые направления деятельности – ремонт тепловозов и дизелей. Созданы новые участки производства блоков цилиндров, топливной аппаратуры, организована поточная линия сборки серийных двигателей и масштабный центр для их испытаний.

В настоящее время предприятие продолжает активно развивать производственную базу по изготовлению ключевых компонентов двигателей. До 2026 года общий объем инвестиций, направленных на обеспечение глобального технологического суверенитета в области про-



изводства среднеоборотных двигателей, составит еще около 24 млрд. рублей.

Будут организованы центры по изготовлению компонентов цилиндропоршневой группы и коленчатых валов, участки комплексных линий по изготовлению вкладышей и шатунных втулок, распределительных валов, приводов насосов и др., модернизирована структура. Продолжится разработка новых модификаций двигателей для перспективных моделей новой техники, применяемых в различных областях промышленности.

АО «Трансмашхолдинг» подписало с Фондом развития промышленности контракт на 35 млрд рублей. Проект, который реализуется в соответствии с этим договором, нацелен в первую очередь на развитие комплекса дизелестроения. Дизельное оборудование будет предназначено не только для железнодорожного транспорта (для потребностей РЖД необходимо более 300 двигателей в год), но и для судостроения, создания карьерной техники, а также для удовлетворения потребностей корпорации «Росатом». **TD**



Рис. 1.

Дизель-генератор 203ДГ500

Рис. 2.

Поточная линия сборки двигателей

# Передовые технологии обработки компании «Лазеры и аппаратура»

А. Л. Цыганцова – ООО «НПЦ «Лазеры и аппаратура ТМ»

Развитие любой отрасли техники сегодня невозможно представить без применения новых технологий, которые значительно повышают качество и сроки изготовления продукции, ремонта и восстановления деталей. Применение оборудования и технологий научно-производственного центра «Лазеры и аппаратура» позволяет заказчику решать сложные технологические задачи и выпускать передовую продукцию.

## In brief

### Advanced processing technologies of Lasers and Equipment company

The development of all branches of technology today is impossible to imagine without the use of new technologies that significantly improve the quality and timing of manufacturing, repair and restoration of parts. The use of equipment and technologies of the Scientific and Production Center of Lasers and Equipment allows the customer to solve complex technological problems and manufacture advanced products. The Lasers and Equipment company has been developing and manufacturing industrial laser processing equipment since 1998. The localization level of the enterprise is one of the highest in the laser machine tool industry – about 90%.

Компания «Лазеры и аппаратура» с 1998 года разрабатывает и производит промышленное лазерное оборудование для обработки. Уровень локализации предприятия один из самых высоких в лазерном станкостроении – около 90 %. Производство расположено в Зеленоградском АО г. Москвы и является старейшим в России предприятием на рынке лазерного станкостроения. В активе компании – промышленные лазерные станки для многокоординатной многоосевой обработки, микрообработки, 3D-выращивания из металлических порошков, резки, сварки и наплавки.

НПЦ «Лазеры и аппаратура» реализует полный «жизненный цикл» производства и сопровождения серийного и специального лазерного оборудования. Сюда входит анализ задачи заказчика, выбор технологии обработки, подготовка конструкторской документации, разработка ПО, изготовление основных узлов и частей, полное изготовление, сборка

и отладка станков, запуск оборудования у заказчика с обучением персонала, а также дальнейшее сопровождение в течение всего срока службы.

На сегодня в России и за рубежом работает более 800 станков, изготовленных НПЦ «Лазеры и аппаратура». Это более 300 предприятий-заказчиков из различных отраслей, эксплуатирующих оборудование в своем производственном цикле, включая двигателестроение, авиационно-космический комплекс, общее машиностроение, атомную энергетику, ОПК и др.

Разработку, изготовление, поставка и сопровождение оборудования обеспечивают 150 квалифицированных сотрудников. При этом важную часть деятельности составляют постоянно ведущиеся разработки: доля НИОКР составляет до 40 % объема ежегодно, а число патентов и свидетельств на сегодня – более 50 штук.

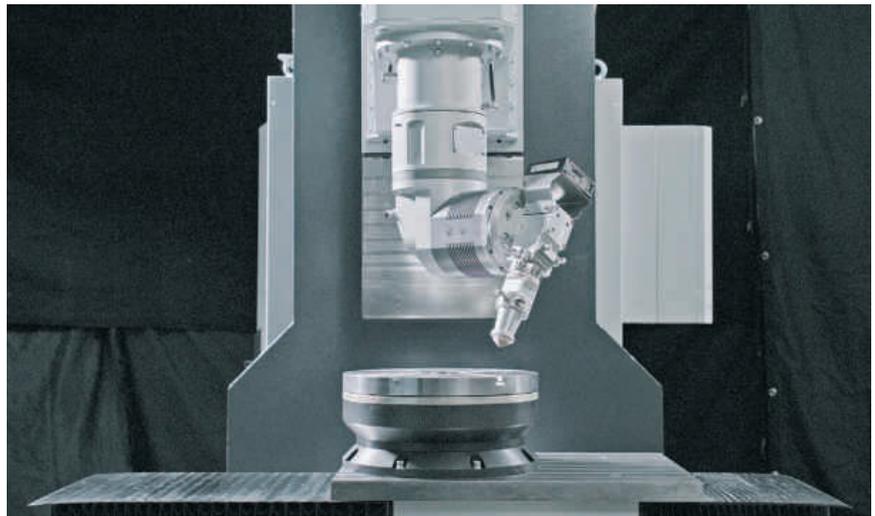
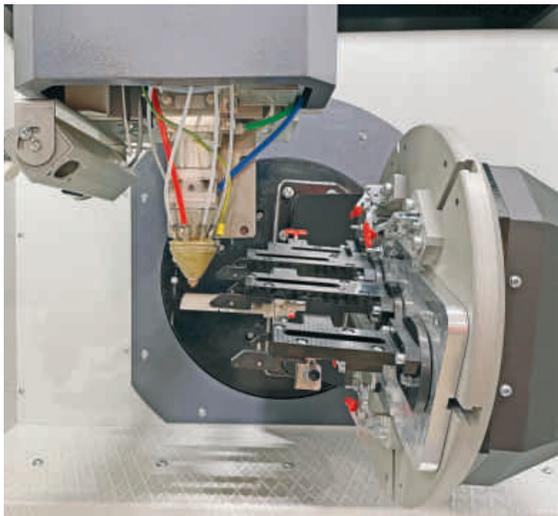
НПЦ «Лазеры и аппаратура» работает в нескольких направлениях:

- автоматизированные пятикоординатные комплексы лазерной обработки: серия решений для многоосевой обработки – многокоординатная резка, сварка, проволоочная наплавка и т.д. На этих станках обрабатываются изделия из обычных металлов, металлов с теплоизолирующими покрытиями, а также из композитных материалов;
- комплексы SLM 3D-печати металлопорошками и станки коаксиальной порошковой наплавки (LMD);
- лазерные машины для микрообработки материалов электронной промышленности. Оборудование рассчитано на работу с широким спектром токопроводящих материалов и диэлектриков, в частности, для обработки керамических тугоплавких материалов, металлов, полупроводников (кремний, галлий);
- системы прецизионной 2D-резки и сварки.



Рис. 1. Станок пятикоординатной обработки резки, просечки и абляции СЛП520





Надежность и высокое качество оборудования НПЦ «Лазеры и аппаратура» обеспечиваются наличием как штата разработчиков и лабораторий, где проводятся НИОКР и технологические исследования, выпускаются опытные образцы ключевых узлов и станков полностью, так и серийного завода, оснащенного современным оборудованием и выпускающего основные конструктивные элементы, модули и собственно лазерные станки. Кроме того, в структуре предприятия работает и сервисный центр, который осуществляет запуск и сопровождение поставляемых комплексов у заказчиков, обучение персонала, гарантийное и постгарантийное обслуживание, поставку запасных частей и расходных компонентов.

Для отрасли турбинного двигателестроения и газоперекачивающих агрегатов в линейке оборудования присутствует целый ряд базовых моделей, которые могут применяться как в цикле изготовления новых агрегатов, так и для ремонтных задач. Специфика применения такого оборудования определяет требования к результату обработки: обеспечение металлографических свойств (измененный слой, отсутствие трещин, оплавления, пор и т.д.), производительности, а также необходимость адаптировать конфигурацию оборудования под конкретное изделие.

Для решения этих задач используются станки, реализующие следующие технологии:

- пятикоординатная резка окон, пазов и отверстий в деталях различных размеров – модель СЛП520;
- перфорация отверстий в деталях сложной формы как под прямыми углами, так и под острыми и отрицательными – модели СЛП520, СЛ580;
- вскрытие отверстий, запыленных керамическими теплоизолирующими покрытиями – модель СЛП530;

- сварка изделий сложных форм – модель МЛК4-С;
- термоупрочняющая порошковая наплавка деталей двигателей – модель МЛ7;
- ремонтная наплавка металлической проволокой – модели МЛ7 и МЛК4.

Особенность этих комплексов заключается в том, что обработке подвергается не металлопрокат, а целое изделие, относительно которого нужно выполнить позиционирование. Внедрение оборудования в эту область диктует требования еще и к периферическим системам: системе машинного зрения, автоматического обмера обрабатываемой детали для последующего позиционирования и совмещения систем координат, системе контроля процесса обработки и т.д. Необходимо программное обеспечение, позволяющее осуществлять многокоординатную обработку. Требования также обусловлены большой серийностью или, наоборот, уникальностью обрабатываемых изделий. Все эти особенности и требования были учтены при создании указанного типа станков. **Т**

**Рис. 2.**  
Установка лазерной порошковой наплавки МЛ7

**Рис. 3.**  
Прецизионная резка угловым соплом

**Рис. 4.**  
Бесконтактный обмер деталей





**INNIO Jenbacher поставит газопоршневые энергоблоки для модернизации угольной электростанции в Польше.**

Контракт на поставку оборудования заключен с компанией PGE Energia Ciepła, которая заменяет выработавшие ресурс паротурбинные энергоблоки электростанции в г. Быдгощ более экологичным и эффективным оборудованием.

В рамках контракта будут поставлены пять газопоршневых установок J920 Flextra электрической мощностью по 10,4 МВт. Общая мощность станции составит 52 МВт. Энергоблоки будут работать в когенерационном цикле, на природном газе. В перспективе планируется использовать смесь водорода и природного газа в качестве топлива для электростанции.

Проект выполняется под ключ в сотрудничестве с инженерно-строительной фирмой Polimex Energetyka. Контрактом предусмотрено обучение персонала станции, техническое обслуживание и ремонт энергоблоков в течение 10 лет. Станцию планируется ввести в эксплуатацию в начале 2026 года – она будет производить электроэнергию и тепло для нужд города.

**КМЗ изготовил дизельную электростанцию для госпиталя в Архангельской области.**

Холдинг «Кингисеппский машиностроительный завод» изготовил дизельную электростанцию мощностью 630 кВт для бесперебойного электроснабжения гарнизонного госпиталя в поселке Мирный Архангельской области. Согласно дополнительным требованиям заказчика в контейнер электростанции был интегрирован главный распределительный щит (ГРЩ).

Конструкторы отдела ДЭС оперативно выполнили и согласовали с заказчиком перекомпоновку основных узлов и агрегатов электростанции. Это позволило при незначительном увеличении габаритов контейнера разместить в нем дополнительное оборудование (сохранив удобство эксплуатации и обслуживания) и тем самым расширить полезное пространство территории госпиталя.

Дизельная автоматизированная электростанция контейнерного исполнения АБКЭхАТМ-500/630 с встроенным главным распределительным щитом изготовлена и прошла заводские испытания перед отправкой на объект.

**Началась эксплуатация второго энергоблока ТЭС «Ударная»**

Компания «Технопромэкспорт» (Ростех) приступила к эксплуатации второго энергоблока ТЭС «Ударная». Станция поставляет 456 МВт на оптовый рынок электроэнергии, обеспечивает электроэнергией жилищно-коммунальный сектор и промышленные предприятия региона.

Комплексное опробование энергоблока прошло в марте. Оборудование отработало 72 часа в режиме номинальной мощности, подтвердив заявленные характеристики. Основной вид топлива для ГТУ – природный газ. Первый энергоблок на ТЭС запущен в эксплуатацию 1 марта.

Общая мощность ТЭС «Ударная» составит 560 МВт. ПГУ первой очереди созданы на базе газовых турбин MGT-70 (MAPNA Turbine Engineering & Manufacturing Co.), две паровые турбины мощностью по 80 МВт изготовлены Уральским турбинным заводом, генераторы – АО «Силовые машины». В состав генерирующего оборудования третьего энергоблока будет включена российская газовая турбина ГТЭ-110М.

**Operation of the second power unit of the Udarная TPP has begun**

*Technopromexport (Rostec) has started operation of the second power unit of the Udarная TPP. The station supplies 456 MW to the wholesale electricity market, provides electricity to the housing and communal sector and industrial enterprises of the region.*

*The comprehensive testing of the power unit took place in March. The equipment worked for 72 hours in the rated power mode and confirmed the declared characteristics. The main fuel for GTU is natural gas. The first power unit at the CHP was put into operation on March 1, 2024. The total capacity of the Udarная TPP will be 560 MW.*





### Плавающий волновой генератор-буй мощностью 850 кВт прошел испытания.

Генератор-буй компании CorPower прошел 6-месячные испытания в море. По сравнению с генераторами, использующими энергию волн, установка является более эффективной благодаря подстройке фазы колебания генератора по отношению к фазе волны.

Генератор приводят в движение колебания корпуса буя гребнем волны. Он движется линейно по направляющим, которые закреплены на дне (на подводном балласте). Система амортизаторов может ограничивать амплитуду колебаний буя на волне – она выбирает фазу колебаний в зависимости от высоты волн, а при сильном волнении блокирует движение.

Генератор модели С4 прошел испытания в шторм, высота волн достигала 18,5 м. Размеры генератора-буя составляют 19 м в высоту и 9 м в диаметре. Во время испытаний пиковая выработка С4 достигала 600 кВт электроэнергии – его мощность была искусственно ограничена. Во время штатной работы генератор сможет производить до 850 кВт энергии.

### ООО «Электросистемы» поставило две газопоршневые установки в Ярославль.

Заказчиком выступило АО «Кордиант» (Ярославский шинный завод). Основным оборудованием ГПЭС являются газопоршневые установки TCG 2032 V16 мощностью по 4 МВт производства MWM. Топливо – природный газ.

Установки контейнерного исполнения располагаются на открытой площадке рядом с котельной предприятия. Электростанция работает в базовом режиме без экспорта электроэнергии в сеть. Тепловая энергия поступает в водогрейный контур котельной.

Ярославский шинный завод – крупнейший производитель шин в Центральном регионе России. На предприятии ежегодно выпускается 3 млн шин.

### В МЭИ разработано ПО для проектирования турбодетандеров.

Ученые НИУ «МЭИ» представили новое программное обеспечение для создания турбодетандеров и определения их характеристик на нерасчетных режимах. Применение ПО упростит работу конструкторов, повысится эффективность работы агрегатов. Разработка позволяет быстро оценить мощность и КПД турбоагрегата при переходе на нерасчетный режим, без проведения длительных и дорогостоящих испытаний.

Новое ПО работает на основе входных и выходных значений ступени и может определить необходимую частоту вращения ротора, обеспечивая максимальные значения КПД и мощности для данного режима. Это упрощает работу при проектировании ГРС.

### Энергоблоки Урал-6000 поставлены для ГТЭС на месторождении им. В. С. Черномырдина.

АО «ОДК-Авиадвигатель» реализует контракт на поставку четырех энергоблоков Урал-6000 мощностью по 6 МВт для газового месторождения в Ямало-Ненецком АО. Заказчик – компания «Лукойл-Западная Сибирь». Оборудование изготовлено на предприятии, прошло цикл необходимых испытаний и отгружено заказчику.

Энергоблоки будут работать на открытой площадке в диапазоне температур окружающего воздуха от  $-52^{\circ}\text{C}$  до  $+33^{\circ}\text{C}$ . Блочная конструкция, разработанная специалистами Пермского КБ, обеспечивает максимально эффективное использование всего комплекса оборудования электростанции. В составе энергоблоков Урал-6000 применяется российское оборудование, в том числе газотурбинные установки ГТУ-6П. ГТЭС полностью обеспечит потребности инфраструктуры месторождения в электрической энергии.

Месторождение им. В.С. Черномырдина – один из самых перспективных проектов ТПП «Ямалнефтегаз». Промысел находится в между-речье Таза и Мессояхи, относится к классу крупных и имеет начальные геологические запасы порядка 300 млрд м<sup>3</sup> газа и 21 млн тонн конденсата.





## Газопоршневые установки Jichai поставлены на Черногорскую ТЭЦ

Я. Ю. Сигидов (к.т.н.), Е. Ю. Шныров (к.т.н.) – АО «Интертехэлектро»  
Сяоли Мэн – CNPC Jichai Power Company Ltd.

Электростанция мощностью 96 МВт обеспечит энергией производственные объекты горно-обогатительного комплекса на базе Черногорского месторождения медно-никелевых руд, расположенного в 15 км от г. Норильска (Красноярский край).

### In brief

**Jichai gas engine power plants have been delivered to Chernogorskaya thermal power station**

The 96 MW power station will provide energy to the production facilities of the mining and processing complex based on the Chernogorsky copper-nickel ore deposit, located 15 km from Norilsk in the Krasnoyarsk Area.

In total 24 ITE4000G gas engine power plants will be installed on the site of power station.

The plants were developed on the base of Jichai 16V26/32T gas engines, air-cooled alternators and auxiliary equipment.



Черногорская ТЭЦ – первый крупный объект в Российской Федерации, на котором будут работать газопоршневые установки Jichai единичной мощностью 4 МВт. Строительство станции ведет группа «Интертехэлектро» (ИТЭ), заказчиком выступает Черногорская горно-рудная компания (входит в группу «Русская платина»).

Всего на электростанции будут смонтированы 24 газопоршневые установки ITE4000G. В состав ГПУ входит газопоршневой двигатель Jichai 16V26/32T, генератор переменного тока воздушного охлаждения и вспомогательное оборудование. Агрегируется энергоблок на заводе группы «ИТЭ» в г. Кургане.

Двигатель 16V26/32T – 16-цилиндровый, V-образный, четырехтактный, с прямым впрыском топлива и с наддувом. Рабочий объем двигателя составляет 272 литра, запуск осуществляется от пневматического стартера. Топливом является природный газ. Электрический КПД агрегата превышает 40%. Охлаждение двигателя – жидкостное. В системе охлаждения используется горизонтальный двухконтурный радиатор, имеющий небольшой вес и высокую эффективность.

Система смазки автоматически поддерживает уровень масла в картере двигателя во время его работы. Генератор переменного

тока – трехфазный, четырехполюсный, номинальное напряжение 10,5 кВ. Частота вращения и напряжение генератора регулируются автоматически, с помощью электронной системы контроля скорости и системы возбуждения. Габариты установки (ДхШхВ) составляют 9,4х2,9х4,2 м, масса в сборе – 70 тонн.

Ввод газопоршневых установок на Черногорской ТЭЦ повысит маневренность электростанции, обеспечит более плавное распределение нагрузки и позволит выстроить оптимальный график технического обслуживания ГОКа.

В настоящее время на предприятии Jichai в г. Цзинань уже изготовлено 18 агрегатов из 24, планируемых к установке на Черногорской ТЭЦ, еще 6 находятся в производстве. Двенадцать установок доставлены на площадку ТЭЦ, ведется их монтаж. Остальные ГПУ будут поставлены на площадку строительства до конца сентября 2024 г.

Перед отправкой заказчику ГПУ проходят обязательный цикл испытаний на заводе-изготовителе. Они включают тестирование двигателя в течение 24 часов, испытания на соответствие основным техническим характеристикам, запись параметров работы двигателя под нагрузкой 0...100%, измерение уровня шума, уровня эмиссии, определение макси-

мально допустимого сопротивления выхлопной системы. Проверяются динамические характеристики набора и сброса нагрузки агрегата.

На площадке ТЭЦ завершено строительство главного корпуса, в нем установлены на фундаменты восемь агрегатов, выполняется монтаж навесного оборудования. Ведется сборка тепломеханического и электротехнического оборудования электростанции.

При строительстве Черногорской ТЭЦ широко используется практика сборки оборудования в готовые модули высокой заводской готовности, изготовленные на Курганском заводе комплексных технологий (входит в группу «Интертехэлектро»). В главном корпусе ведется монтаж модульной теплофикационной установки, идет подготовка к монтажу установки приготовления водно-гликолевого раствора и модулей системы подпитки технологического водоснабжения.

Смонтированы объекты вспомогательной инфраструктуры в модульном исполнении: насосная дизтоплива со складом масла, насосная пожарной воды, ИТП, блоки циркуляции общестанционной системы охлаждения и системы утилизации тепла, блоки ВПУ, контейнеры распределительных устройств 0,4/10 кВ, аварийная ДЭС из 8 энергоблоков ITE2000D мощностью по 2 МВт. Все крупноблочное и модульное оборудование в заводских условиях проходит пусконаладочные операции по промывкам и проверкам, а также узловым испытаниям систем.

Преимуществом модульной компоновки оборудования является высокая степень заводской готовности, что позволяет минимизировать объем строительно-монтажных работ и существенно сократить сроки сооружения энергообъекта. Кроме того, упрощается доставка оборудования в труднодоступный регион.

В главном корпусе завершены все бетонные работы, ведутся работы по устройству финишного покрытия полов, нанесению огнезащитного покрытия. Продолжается монтаж внутренних перегородок, систем вентиляции и пожаротушения. Выполнен монтаж КРУЭ 110 кВ, КРУ 10 кВ, расстановка секций ГРУ 10,5 кВ. Ведется монтаж шкафов РУСН 0,4 кВ. Всего смонтировано более 70 единиц оборудования. Произведена установка трансформаторов собственных нужд 10/0,4 кВ, монтируются кабеленесущие системы и конструкции.

Изготовление оборудования для Черногорской ТЭЦ практически завершено. Общий объем поставок оборудования и материалов на площадку строительства составляет уже более 85 %.



Рис. 1. Газопоршневой энергоблок 4000GF70-T на испытательном стенде

Инжиниринговая группа компаний «Интертехэлектро» с 2001 года участвует в реализации инвестиционных проектов по строительству и реконструкции объектов энергетики и промышленности, включая весь комплекс проектных, строительно-монтажных и пусконаладочных работ, поставку энергетического оборудования и автоматизацию технологических процессов.

В числе заказчиков АО «Интертехэлектро» крупнейшие энергетические и промышленные компании России, для которых были успешно реализованы проекты строительства и реконструкции энергообъектов, в том числе в рамках программы ДПМ. Это такие компании, как «Роснефть», «Интер РАО», «Русгидро», «Т Плюс», «Фортум», «ФСК ЕЭС» и другие.



Рис. 2. Блок подогрева дизельного топлива



Рис. 3. Модули централизованной системы охлаждения агрегатов (находятся в производстве)

С 2016 года группа «Интертехэлектро» активно развивает собственное производство энергетического оборудования. Входящий в состав группы Курганский завод комплексных технологий выпускает модульные электростанции на базе газопоршневых и дизельных двигателей, газодожимные и компрессорные станции, модульные котельные, электротехнические модули, оборудование для сортировки и утилизации ТКО и ТБО. Площадь производственных помещений завода составляет 27 000 м<sup>2</sup>, численность персонала – более двухсот человек.

Номенклатура производимой продукции включает различные типы генерирующего оборудования на базе газопоршневых и дизельных двигателей, модульные котельные и тепловые пункты, газодожимные и компрессорные станции, трансформаторные подстанции и распределительные устройства. На заводе освоено производство модульных установок для переработки и утилизации твердых коммунальных отходов.

Завод сориентирован на изготовление энергетического оборудования высокой заводской готовности, эксплуатация которого осуществляется в суровых климатических условиях Заполярья. Изделия предприятия отвечают высоким критериям надежности, конструктивной прочности, ремонтпригодности и эргономики.

Газопоршневая генераторная установка ITE4000G выходной мощностью 4 МВт будет обеспечивать потребителей трехфазным переменным током напряжением 10,5 кВ. Основные технические характеристики ITE4000G представлены в табл.

Отличительные особенности ГПУ ITE4000G:

- обеспечение горения обедненной топливовоздушной смеси;
- двойной турбонаддув, работа двигателя по циклу Миллера с низким уровнем выбросов;
- контроль давления детонации или температуры сгорания в цилиндре;
- система управления двигателем Port Injection;
- оптимизация контроля и времени забора воздуха между основной камерой сгорания и камерой предварительного сгорания;
- балансировка нагрузки (корректируется в соответствии с системой контроля температуры в цилиндре);
- применение турбокомпрессора с двухступенчатым промежуточным охлаждением.

В ГПУ используется технология самоочищающейся фильтрации масла. Масляные фильтры имеют металлический фильтрующий элемент, обеспечивающий автоматическую очистку без его замены.

Энергоблок обеспечивает номинальную мощность при стандартных условиях окружающей среды, метановый индекс – не менее 80. Противодавление выхлопа на выходе турбокомпрессора составляет не более 3 кПа, а давление воздуха на входе турбокомпрессора не менее 2 кПа.

Генераторная установка имеет систему автоматического управления 4-го уровня. Система управления оснащена автоматическим модулем режима параллельной работы генераторов между собой в автономном режиме и в режиме параллельной работы с сетью. Текущее состояние всей системы может отображаться в реальном времени, с функциями измерения и защиты



Рис. 4. Модуль питания и управления насосной станции дизельного топлива

для различных электрических параметров агрегата, а также с различными рабочими параметрами, оповещениями и журналом событий для обеспечения безопасности и надежной работы генераторной установки.

Частоту вращения и напряжение генераторной установки можно регулировать автоматически с помощью системы контроля частоты и системы возбуждения, а также посредством потенциометров. Автономный режим работы генератора может быть запущен вручную или автоматически. Генератор работает в регулируемом режиме с фиксированной частотой.

Синхронизированная и параллельная работа генератора может запускаться вручную или автоматически. Генератор работает при фиксированном значении мощности и с регулированием напряжения. Параллельная работа с другими генераторами может также запускаться вручную или автоматически. Распределение нагрузки генераторов осуществляется вручную и автоматически. Запуск и останов генератора осуществляется автоматически, в соответствии с увеличением и снижением требуемой нагрузки.

Компания «Интертехэлектро-проект» завершила разработку рабочей документации по проекту Черногорской ТЭЦ. Завершено создание полноценной 3D-модели. **Т**



В 2023 году группа «Интертехэлектро» заключила соглашение о стратегическом партнерстве и локализации производства с крупнейшим китайским производителем поршневых двигателей – CNPC Jichai.

Основным направлением деятельности китайской компании является производство двигателей внутреннего сгорания мощностью от 200 до 6300 кВт и компрессорного оборудования.

Продукция Jichai широко используется в энергетике, нефтегазовой и химической промышленности, судостроении и поставляется более чем в 60 стран мира. Номенклатура газопоршневых установок Jichai включает модели мощностью от 300 до 4200 кВт на базе среднеоборотных двигателей с частотой вращения 1000 об/мин.

**Рис. 5.**  
**Модули ВПУ**

Основные параметры	Значение
Модель ГПУ	ITE4000G
Модель двигателя	16V26/32T
Рабочий объем одного цилиндра, л	17
Номинальная мощность ГПУ (базовый режим), кВт/кВА	4000/5000
Давление подачи газа, МПа	1,0..1,2
Расход газа при низшей теплотворной способности 32400 кДж/м <sup>3</sup> , кДж/кВт·ч	≤8500
Температура выхлопных газов (за турбокомпрессором), °С	450
Метод запуска	Пневмостартер
Частота вращения вала двигателя, об/мин	1000
Уровень выбросов NO <sub>x</sub> , мг/м <sup>3</sup>	500
Уровень шума при номинальной мощности, дБА	120
Тип охлаждения	Водяное
Электрогенератор переменного тока	По проекту
Класс изоляции	H
Уровень защиты	IP 44
Номинальный КПД, %	≤95
Допустимый ток короткого замыкания	300% за 2 с
Коэффициент нелинейных искажений, %	≤5
Коэффициент телефонных гармоник, %	≤3
Тип соединения генератора с двигателем	Эластичная муфта
Габаритные размеры ГПУ (ДхШхВ), не более, м	9,4х2,9х4,2
Масса ГПУ, сухая, т	70

**Табл.**  
**Основные технические характеристики ГПУ ITE4000G**

# Собственная генерация – повышение надежности электроснабжения и сокращение расходов на электроэнергию

В. С. Абрамов, И. Э. Магдиев, А. И. Семенов – ООО «Меридиан Энерго»

Неотъемлемой частью многих современных предприятий, тепличных и производственных комплексов является потребность в электроэнергии. Собственная генерация обеспечивает энергетическую независимость предприятия, позволяет существенно улучшить экономику проекта и повысить надежность электроснабжения.

## In brief

**The creation of on-site power stations is a modern way to increase the reliability of power supply and reduce energy costs**

*One of the modern ways to increase the reliability of power supply to industrial enterprises and reduce electricity costs is to create on-site power generating facilities. Own generation makes it possible to ensure both uninterrupted power supply to consumers' electrical installations in case of emergency disturbances in the power system associated with disconnection of power lines or frequency changes in the power system (in case of system-wide accidents) and reduction of electricity consumption costs from the external network. As a rule, the main reason for creating on-site power generating facilities is the forwardness to get an economic effect (benefit).*



Одним из современных способов повышения надежности электроснабжения промышленных предприятий и сокращения расходов на оплату электроэнергии является создание объектов собственной генерации. Собственная генерация позволяет обеспечить как бесперебойное электроснабжение электроустановок потребителей при аварийных возмущениях в энергосистеме, связанных с отключением питающих ЛЭП или изменением частоты в энергосистеме (при общесистемных авариях), так и сокращение расходов на потребление электроэнергии из внешней сети.

Как правило, главной целью создания объектов собственной генерации является желание получить экономический эффект (выгоду). В зависимости от специфики деятельности предприятия он достигается благодаря следующим факторам:

- сокращение расходов на электроэнергию;
- повышение надежности электроснабжения.

Сокращение расходов на электроэнергию наиболее актуально для тех предприятий, в производственном цикле которых не используются электроустановки, чрезмерно чувствительные к качеству электрической энергии и кратковременным перерывам в электроснабжении. Таким предприятиям целесообразно создавать объекты собственной генерации, позволяющие закрыть свои потребности в электроэнергии с минимальными капиталовложениями. Создание автономных источников генерации в этом случае характеризуется достаточно простыми решениями в части РЗА, минимально необходимым строительством распределительной сети предприятия, минимальным или полным отсутствием резервной генерации для покрытия собственного потребления в случае аварийного ремонта генерирующего оборудования.

Повышение надежности электроснабжения наиболее актуально для предприятий, в производственном цикле которых используется

современное, в том числе иностранное, электрооборудование, чувствительное к качеству электрической энергии и перерывам в электроснабжении, а сбой в его работе приводит к браку или снижению качества выпускаемой продукции, убыток от чего существенно превышает затраты на электроэнергию.

Таким предприятиям целесообразно создавать объекты собственной генерации, позволяющие не только закрыть собственные потребности, но и обеспечить требуемое качество электроэнергии в течение всей продолжительности производственного цикла, а при внезапных перерывах в электроснабжении – безаварийную остановку производства, исключающую появление брака и снижение качества выпускаемой продукции. В этом случае потребуются более сложные решения в части РЗА, в том числе с применением устройств режимной и противоаварийной автоматики, строительство разветвленной распределительной сети и достаточное количество резервной генерации, полностью покрывающее собственное потребление даже с учетом длительных ремонтов генерирующего оборудования.

Таким образом, при создании объектов собственной генерации необходимо определить фактор, дающий наибольший экономический эффект (или оптимальное соотношение факторов), и разработать соответствующие технические решения.

В свете инициативы ПАО «Россети» о запрете бесплатного перехода промышленных компаний на собственную генерацию электроэнергии, а также о переводе через тариф на потребителей специальных надбавок к цене на мощность еще более усиливаются экономические предпосылки к созданию объектов собственной генерации. При планируемом расширении производства и ожидаемом увеличении потребления электрической энергии необходимо будет выбрать наиболее экономически выгодный и техноло-

гически эффективный способ электро-снабжения.

ООО «Меридиан Энерго» более 10 лет занимается проектированием схем выдачи мощности (СВМ) как крупных электростанций, так и объектов собственной (малой) генерации промышленных предприятий. Выполнены работы не только для объектов традиционной генерации, но и для электрических станций с использованием возобновляемых источников энергии (ВИЭ). Компания также разрабатывает схемы внешнего электроснабжения (СВЭ), включая разработку решений по созданию объектов собственной генерации на существующих и новых производственных площадках.

Один из основных принципов, которым ООО «Меридиан Энерго» руководствуется при проектировании, – учет особенностей каждого объекта, конкретного назначения источника собственной генерации и ожидаемого экономического эффекта, стремление полностью удовлетворить потребности заказчика. В то же время проектирование выполняется с соблюдением актуальных требований, устанавливаемых нормативными правовыми актами и техническими документами в сфере энергетики.

### **Создание объектов собственной генерации с целью сокращения расходов на электроэнергию**

Рассмотрим технические решения для случаев, когда основным ожидаемым экономическим эффектом от создания объектов собственной генерации является сокращение расходов на электроэнергию.

Для наиболее быстрой окупаемости при создании таких объектов капиталовложения должны быть минимальными. Поэтому в электрической сети предприятия необходимо сохранить по возможности существующее первичное оборудование. Установка дополнительных устройств режимной и противоаварийной автоматики, релейной защиты и сетевой автоматики, а также замена существующих устройств должны быть минимальными.

Возможность сохранения существующего первичного оборудования определяется результатами расчетов электроэнергетических режимов и токов короткого замыкания. Если по результатам расчетов необходима замена существующего оборудования, то разрабатываются решения по ограничению или исключению режимов работы, при которых требуется замена данного оборудования. В этом случае рекомендуется:

- отказ от совмещения ремонтов оборудования, приводящих к созданию схем, в которых существующее оборудование требует замены;
- ограничение мощности объектов собственной генерации в отдельных ремонтных схемах.

Если по результатам расчетов токов короткого замыкания выявлено превышение отключающей способности существующих выключателей или нарушение термической стойкости кабельных линий электропередачи (КЛ), то разрабатываются технические решения по сохранению существующих выключателей, КЛ и, как следствие, сокращению капитальных затрат. В этом случае предлагаются следующие решения:

- уменьшение мощности источников собственной генерации, планируемых к вводу, до величины, при которой отключающая способность существующих выключателей и термическая стойкость КЛ в распределительной сети соответствуют токам короткого замыкания;
- установка автоматики опережающего деления сети (АОДС), предназначенной для опережающего (до действия защит на отключение выключателей, отключающая способность которых не соответствует токам КЗ) деления сети или отключения вновь вводимых генераторов;
- оснащение вновь вводимых генераторов неселективными устройствами релейной защиты, обеспечивающими отключение при коротких замыканиях в электрической сети предприятия до срабатывания защит в этой сети, с целью снижения токов КЗ

 Рис.

Газопоршневая электростанция надежно обеспечивает электрической и тепловой энергией топливный комплекс



до значений, на которые было рассчитано оборудование до ввода новых генераторов. Каждое из предложенных решений, направленных на сохранение существующего оборудования, по результатам расчетов электроэнергетических режимов и токов КЗ является эффективным с экономической точки зрения, но вынужденным с технической стороны. В связи с этим нужно отметить следующие недостатки:

- отказ от совмещения ремонтов оборудования усложняет их планирование, может приводить к необходимости сокращения сроков ремонта оборудования;
- ограничение мощности собственной генерации в ремонтных схемах или уменьшение присоединяемой мощности генерирующих источников увеличивает потребление электроэнергии из внешней сети, а значит, сокращает экономию на ее покупку;
- при использовании АОДС требуются дополнительные затраты на установку ее терминалов, организацию каналов передачи сигналов отключения от нее к точкам деления сети (к отключаемым выключателям или генераторам), если место установки АОДС удалено от выключателей, на отключение которых она действует;
- оснащение генераторов неселективными устройствами релейной защиты может приводить к их излишнему отключению при коротких замыканиях на других присоединениях в электрической сети предприятия, кроме тех, отключающая способность выключателей которых не соответствует токам КЗ.

Однако если характер нагрузки и особенности производственного цикла предприятия позволяют сделать вывод, что указанные недостатки с учетом ожидаемого экономического эффекта от сокращения расходов на электроэнергию не являются критичными, то создание собственного источника генерации будет эффективным.

Необходимость в установке дополнительных устройств режимной и противоаварийной автоматики определяется по результатам расчетов электроэнергетических режимов и расчетов устойчивости, которые проводятся для проверки выполнения требований к обеспечению надежности электроэнергетических систем, надежности и безопасности объектов электроэнергетики и энергопринимающих установок.

В настоящее время основным нормативным документом, устанавливающим вышеуказанные требования и определяющим объемы проводимых расчетов устойчивости, являются

Методические указания по устойчивости энергосистем, утвержденные приказом Минэнерго России № 630 от 03.08.2018. В соответствии с данным документом, расчеты выполняются для нормативных возмущений в сети 110 кВ и выше.

Таким образом, для минимизации количества устанавливаемых устройств режимной и противоаварийной автоматики необходимо выполнить расчеты устойчивости лишь в соответствии с Методическими указаниями, не расширяя их требования на возмущения в сети 35 кВ и ниже.

Следует отметить, что объекты собственной генерации часто подключаются к электрической сети среднего напряжения (3...35 кВ). Учитывая особенности построения таких сетей и систем РЗА в них, при аварийных возмущениях в сетях 3...35 кВ могут возникать более тяжелые условия для сохранения устойчивости генерирующего оборудования по сравнению с нормативными возмущениями в сети 110 кВ и выше. Поэтому если основной целью создания объектов собственной генерации является повышение надежности электроснабжения, то целесообразно выполнять дополнительные расчеты устойчивости при аварийных возмущениях в сетях 3...35 кВ.

Для установки дополнительных или замены существующих устройств релейной защиты и сетевой автоматики необходимы:

- проектные решения по оснащению такими устройствами вновь вводимого первичного оборудования в соответствии с требованиями актуальных нормативных документов;
- результаты анализа соответствия технических характеристик и функциональных возможностей существующих устройств релейной защиты и сетевой автоматики требованиям актуальных нормативных документов.

Снижение затрат на установку дополнительных или замену существующих устройств релейной защиты и сетевой автоматики достигается путем выбора наиболее экономически выгодного решения из нескольких вариантов построения системы РЗА, удовлетворяющих требованиям нормативных документов.

*Вопросы создания объектов собственной генерации с целью повышения надежности электроснабжения предприятий будут рассмотрены в следующей статье. **ТД***

**Подробнее о компании «Меридиан Энерго»  
на сайте: <https://m-energo.com>**



**Освоено производство важного элемента камеры сгорания ГТУ Т32.**

Предприятия «Невский завод» и «Ротор» (филиал АО «Газэнергосервис») в рамках кооперации завершили освоение производства жаровых труб — одного из элементов камеры сгорания газотурбинной установки Т32, входящей в состав газоперекачивающего агрегата ГПА-32 «Ладога».

Для подготовки производства специалисты инженерного центра Невского завода разработали комплект конструкторской документации жаровых труб с полной заменой на отечественные материалы, включая материалы термобарьерного и износостойкого покрытия. Конструкторская документация была адаптирована под технологические возможности завода «Ротор».

Технология изготовления жаровых труб включает сложную механическую обработку тонкотелого изделия с соблюдением необходимой точности по овальности и толщине стенки. Для этого требуются специалисты высокой квалификации и соответствующее оборудование.

Назначение жаровых труб — ограничение зоны горения газозоудной смеси и дальнейшее ее направление в газосборник. Жаровые трубы работают при температуре свыше 1000 °С. При пуске газотурбинной установки или смене режима работы именно в жаровых трубах происходит наибольший перепад температуры, что приводит к появлению повышенных напряжений в структуре металла. От надежности и долговечности жаровых труб зависят ресурс и характеристики камеры сгорания, а также всей газотурбинной установки.

Для подтверждения эксплуатационных характеристик жаровые трубы в составе камеры сгорания полностью российского изготовления пройдут ресурсные испытания продолжительностью не менее 5000 часов на штатной газотурбинной установке одной из компрессорных станций ПАО «Газпром».

**В Передовой инженерной школе СПбПУ совместно с ОДК открыли научно-образовательный центр и демонстрационный стенд.**

Передовая инженерная школа «Цифровой инжиниринг» СПбПУ совместно с ОДК 19 марта открыли образовательный центр «Передовые цифровые технологии в двигателестроении» и демонстрационный стенд «Авиационный двигатель с системой контроля». Они рассчитаны на проектную работу студентов и сотрудников СПбПУ совместно с инженерами ОДК.

В центре оборудовано 7 рабочих и 12 учебных мест для подготовки инженеров по проектированию ГТД с применением цифровых технологий. Также здесь планируется переподготовка специалистов ОДК по направлению «Цифровизация в двигателестроении».

«Двигателестроение — драйвер всех высокотехнологичных отраслей промышленности, а ГТД относятся к числу самых сложных конструкций в мире, — отметил А.И. Боровков, проректор СПбПУ, руководитель ПИШ СПбПУ «Цифровой инжиниринг». — Мы очень рады, что наше сотрудничество с ОДК развивается по целому ряду направлений».

Демонстрационный стенд «Авиационный двигатель с системой контроля» установили в лаборатории турбиностроения им. И.И. Кириллова. Также здесь разместили современное лабораторное оборудование, закупленное для учебного процесса при обучении студентов по программам магистратуры «Передовые цифровые технологии в двигателестроении» и «Авиационные двигатели и энергетические установки».

На стенде планируется разрабатывать математические модели элементов газотурбинной установки и системы САУ, проводить исследования беспроводной передачи данных системы автоматического регулирования и контроля авиационного двигателя, верификацию создаваемых в центре цифровых двойников, а также решать перспективные задачи по созданию гибридного газотурбинного двигателя с характеристиками, превышающими мировой уровень.

**A scientific and educational center and a demonstration stand were opened in the Advanced Engineering School of St. Petersburg Polytechnic University in cooperation with the UEC.**

Digital Engineering advanced engineering school of SPbPU together with the UEC opened Advanced Digital Technologies in Engine Building educational center and Aircraft Engine with Control System demonstration stand on March 19. They are designed for the project work of students and staff of St. Petersburg Polytechnic University together with engineers of the UEC.



# Сжигание низкоуглеродных и безуглеродных топлив

## в газопоршневых и газотурбинных установках

**Б. А. Рыбаков<sup>1</sup>, к.т.н. – главный технолог, boris.rybakov@gmail.com**

**М. А. Савитенко<sup>1</sup> – директор, ms@sk-trade-c.ru**

**О. А. Сиделев<sup>2</sup> – руководитель департамента, oleg.sidelev@h-xgroup.com**

**А. И. Счастливцев<sup>3</sup>, к.т.н. – ведущий научный сотрудник, schastlivtsev.a.i@mail.ru**

**<sup>1</sup>АНО «Водородные технологические решения»**

**<sup>2</sup>ООО «Хуасюнь Групп Ру»**

**<sup>3</sup>ФГБУН Объединенный институт высоких температур РАН**

### Ключевые слова:

газопоршневая установка, газотурбинная установка, метан, пропан, бутан, СПГ, водород, аммиак, этанол, метанол, дизельное топливо, выбросы CO, CO<sub>2</sub>, выбросы NO<sub>x</sub>

### Аннотация

В статье рассматривается опыт сжигания низкоуглеродных и безуглеродных топлив на транспорте и в судовых энергоустановках с целью определения возможности применения отработанных решений в малой энергетике.

Проведен обзор статей, посвященных сжиганию смеси метана и водорода, а также смеси водорода и аммиака в газопоршневых и газотурбинных установках малой мощности.

При анализе публикаций был сделан акцент на определение параметров, которые приводят к снижению CO<sub>2</sub>, CO и NO<sub>x</sub>. Приведено сравнение удельных массовых выбросов CO<sub>2</sub>

на тонну дизельного топлива, пропана, бутана, СПГ, этанола и метанола, а также сравнение отношения массы CO<sub>2</sub> перечисленных выше топлив к массе CO<sub>2</sub>, образующегося при сжигании эквивалентной массы метана.

Описаны особенности процесса сжигания водорода, аммиака, смесей метана и водорода, а также смеси водорода и аммиака.

Анализ приведенных результатов показывает, что в контексте программы по снижению выбросов в атмосферу парниковых газов и вредных веществ век генераторных установок на базе ДВС и ГТУ не закончен.

# Combustion of low-carbon and carbon-free fuels

## in gas engine and gas turbine plants

**B. A. Rybakov<sup>1</sup>, PhD of Engineering – Chief Technologist, boris.rybakov@gmail.com**

**M. A. Savitenko<sup>1</sup> – Director, ms@sk-trade-c.ru**

**O. A. Sidelev<sup>2</sup> – Head of Department, oleg.sidelev@h-xgroup.com**

**A. I. Schastlivtsev<sup>3</sup>, PhD of Engineering – Lead Researcher, schastlivtsev.a.i@mail.ru**

**<sup>1</sup>Hydrogen Technology Solutions, ANO**

**<sup>2</sup>Huaxun Group Ru LLC**

**<sup>3</sup>Joint Institute for High Temperatures of the Russian Academy of Sciences (JIHT RAS)**

### Key words:

gas engine plant, gas turbine plant, methane, propane, butane, LNG, hydrogen, ammonia, ethanol, methanol, diesel fuel, CO, CO<sub>2</sub> emissions, NO<sub>x</sub> emissions

### Abstract

The article examines the experience of burning low-carbon and carbon-free fuels in transport and marine power plants in order to determine the possibility of using proven solutions in small-scale power engineering.

A review of articles devoted to the combustion of a mixture of methane and hydrogen, as well as a mixture of hydrogen and ammonia in small gas engine and gas turbine plants is carried out. In the analysis of publications, emphasis was placed on determining the parameters that lead to a decrease in CO<sub>2</sub>, CO and NO<sub>x</sub>.

The specific mass emissions of CO<sub>2</sub> per ton of diesel fuel, propane, butane, LNG, ethanol

and methanol are compared, as well as the ratio of the CO<sub>2</sub> mass of the above fuels to the mass of CO<sub>2</sub> generated by burning an equivalent mass of methane.

The features of the combustion process of hydrogen, ammonia, mixtures of methane and hydrogen, as well as mixtures of hydrogen and ammonia are described.

The analysis of the results shows that in the context of the program to reduce emissions of greenhouse gases and harmful substances into the atmosphere, the century of generator sets based on internal combustion engines and gas turbine plants is not over.

Быстрое истощение запасов ископаемого топлива из-за растущего спроса на энергию приводит к росту цен на нефтяное топливо. Кроме того, строгие нормы выбросов в целях энергоэффективности и экологические требования увеличивают количество исследований по использованию альтернативных видов топлива. Согласно отчету комиссии Европейского союза «Белая книга», в 2050 г. планируется сократить на 60 % выбросы парниковых газов, образующихся при транспортировке, по сравнению с 1990 г. Установленные нормативными актами пределы выбросов постоянно снижаются по мере развития технологий, но выбросы твердых частиц увеличились.

Параллельно с этим процессом продолжают исследования альтернативных, экологически чистых видов топлива в автомобильной промышленности. Из-за низкой плотности энергии в аккумуляторах и инфраструктурных проблем электромобили пока не получили широкого распространения, поэтому зависимость от автомобилей с ДВС в ближайшем будущем сохранится.

В последнее время исследователи склоняются к альтернативным видам топлива, таким как водород, метан, биогаз, этанол и метанол. Использование газообразного топлива стимулируется разработкой легких баллонов для хранения его под высоким давлением и низкой стоимостью. Выбросы CO, твердых частиц, а также CO<sub>2</sub> значительно сокращаются благодаря низкому соотношению углерода и водорода. Выбросы NO<sub>x</sub> снижаются благодаря более низкой температуре в цилиндрах.

Свойства метана делают его пригодным для использования в двигателях с искровым зажиганием. Он обладает высоким октановым числом, а следовательно, высокой температурой самовоспламенения и антидетонационными свойствами. Кроме того, двигатели с искровым зажиганием, работающие на метане, могут работать с более высокой степенью сжатия, обеспечивая таким образом более высокую тепловую эффективность. Медленную скорость горения метана можно улучшить путем смешивания метана с водородом [1, 2], скорость горения которого в семь раз выше, чем у метана в стехиометрических условиях [3, 4]. Его широкие пределы воспламеняемости и низкий зазор тушения способствуют увеличению предела бережливой эксплуатации двигателя, повышая тепловую эффективность [5, 6].

Водород – это безуглеродное альтернативное топливо, которое после сгорания выде-

ляет только водяной пар. Водород может быть получен из ископаемого топлива или путем преобразования биомассы, электролизом или прямым термохимическим преобразованием солнечной энергии [7]. Кроме того, он является чрезвычайно чистым и безвредным для окружающей среды топливом, когда производится из возобновляемых источников энергии, его также можно использовать в качестве носителя вторичной энергии, например электрической.

В работе [3] процессы внутри цилиндра, происходящие в малотоннажном двигателе GDI, были охарактеризованы с помощью комбинированного анализа оптических и расчетных данных, таких как давление в цилиндре и скорость тепловыделения. Также были измерены нормативные выбросы выхлопных газов, проведены экспериментальные исследования для изучения влияния водорода на процесс сгорания. Двигатель заправлялся чистым метаном и смесями с 20 и 40 % объемным содержанием водорода в метане и работал при стехиометрических условиях. Был проведен комплексный анализ сгорания метана и водородно-метановых смесей. Экспериментальные исследования проводились на малолитражном двигателе с прозрачными стенками цилиндра, с непосредственным впрыском топлива и искровым зажиганием. Двигатель работал при частоте вращения 2000 об/мин (широко открытая дроссельная заслонка).

В процессе сгорания измерялось давление в цилиндре и проводилась высокоскоростная съемка 2D-цифровых изображений, которые позволяют отслеживать развитие струи и распространение пламени в камере сгорания с высоким временным разрешением. Выбросы выхлопных газов измерялись с помощью обычных газоанализаторов. При увеличении содержания водорода возрастает максимальное давление в цилиндре, а продолжительность горения сокращается. Эти результаты свидетельствуют о том, что добавление водорода приводит к увеличению скорости пламени, повышая эффективность двигателя. Оптические методы дают возможность лучше понять влияние водорода на сгорание метана. В частности, данные хемилюминесцентной 2D-цифровой визуализации показали, что скорость распространения пламени увеличивается с увеличением содержания водорода и что распространение фронта пламени более равномерное во всех направлениях. Лучшая гомогенизация смеси наблюдается в камере сгорания, когда в топливе присутствует водород, – это обусловлено более высокой диффузионной способностью этого газа по отношению к метану. В частности, при заправке

метаном камера сгорания характеризуется зоной с богатой или обедненной смесью, что замедляет распространение фронта пламени.

С другой стороны, водородно-метановая смесь при сгорании более однородна и оказывает более эффективное влияние на скорость распространения пламени. Дальнейшего улучшения тепловой эффективности можно добиться за счет оптимизации момента опережения зажигания. Этот анализ подчеркивает, что прямой впрыск смесей метан/водород позволяет добиться более эффективного сгорания, а затем и снижения выбросов загрязняющих веществ, по сравнению с метаном и бензином, благодаря свойствам водорода, усиливающим образование смеси и повышающим скорость распространения фронта пламени.

В работе [5], основываясь на высокой степени сжатия, были проведены фундаментальные эксперименты по изучению роли непосредственного впрыска водорода в условиях сгорания от стехиометрических до обедненных. Были проведены синхронные измерения давления в цилиндре и оптическая визуализация пламени для анализа изменений от цикла к циклу тепловой эффективности и эволюции пламени. Результаты свидетельствуют, что по мере добавления водорода колебания от цикла к циклу уменьшаются и тепловая эффективность повышается за счет сокращенной продолжительности горения. Изображение горения показывает, что значительное положительное влияние оказывает непосредственный впрыск водорода, который способствует первоначальному образованию ядра пламени и раннему распространению пламени. Следует отметить, что увеличение доли водорода также приводит к снижению образования выбросов  $\text{NO}_x$  при объемном содержании водорода в метане менее 60 %.

При использовании водорода в газовых турбинах выбросы  $\text{NO}_x$  наоборот увеличиваются из-за повышенных температур сгорания [8, 9] и статической и динамической нестабильности пламени [10, 11]. Эти проблемы требуют модификации камер сгорания газовых турбин, предназначенных для использования углеводородного топлива. В нескольких работах исследовались эффекты добавления водорода на уровне компонентов. Одну из первых работ выполнил Жюсте [9], где к керосину добавлялось небольшое количество водорода (до 4 % по объему) для исследования выбросов  $\text{NO}_x$  и  $\text{CO}$ . Было обнаружено, что при впрыске водорода в зону первичного сгорания в камере сгорания уровень  $\text{CO}$  снижается, в то время как концентрации  $\text{NO}_x$  остаются

примерно постоянными. В работе [12] исследовалось, как влияет добавление водорода (до 100 % по объему) к природному газу на выбросы  $\text{NO}_x$  в камере сгорания без предварительного смешивания в турбине мощностью 10 МВт. Используя экспериментально полученные данные о концентрации  $\text{NO}_x$ , авторы разработали эмпирическую модель для ее точного прогнозирования при различных давлениях на входе в камеру сгорания и температурах на выходе.

В работе [13] авторы исследовали различные концентрации синтез-газа ( $\text{H}_2$  и  $\text{CO}$ ) в камере сгорания. Во время эксперимента произошел серьезный обратный эффект, когда концентрация водорода в топливной смеси превысила 60 % и камера сгорания была повреждена, что подчеркивает необходимость исследования ее конструкции для обеспечения стабильной работы при сжигании топлива с высокой концентрацией водорода.

В работе [14], где исследовалась производительность простой рекуперативной газовой турбины мощностью 50 МВт, работающей на природном газе и водороде, отмечено различие в термическом и эксергетическом КПД в сторону их увеличения при использовании водорода. Кроме того, подчеркнуто различие в производстве и потреблении электроэнергии турбиной и компрессором соответственно, исследовано влияние давления на входе турбины на выбросы и производительность системы. К сожалению, в этом исследовании рассматривались только чистые виды топлива ( $\text{H}_2$  и  $\text{CH}_4$ ) и не уделялось внимания смешиванию водорода и природного газа, что является ключевой темой работ в этой области.

### **Транспортная энергетика**

Мировая экономика продолжает расти, что вызывает рост мировой торговли и усиливает влияние транспортной системы и, главным образом, ее основной компоненты – транспортировки грузов морем. Согласно отчету United Nations Conference on Trade and Development (UNCTAD), свыше 70 % стоимости мировой торговли перевозится на борту судов [15]. Повышение эффективности использования потенциала энергоносителей в совокупности с минимизацией ущерба окружающей среде – стандарт проектирования энергетического оборудования в современном мире.

В связи с этим требования законодательных актов ИМО (International Maritime Organization) жестко регламентируют выбросы вредных веществ от объектов судоходства. Согласно резолюциям ИМО, для каждого ново-

го судна валовой вместимостью  $\leq 400$  тонн необходимо определять требуемый (Required) и достижимый (Attained) конструктивный индекс энергетической эффективности судна EEDI (Energy Efficiency Design Index), а также операционный индекс EEOI (Energy Efficiency Operational Index) при проектировании, постройке и эксплуатации судна [16]. EEDI вычисляется в зависимости от типа судна и дедвейта с учетом поправочного коэффициента, который постепенно будет ужесточаться вплоть до 2025 г. Достижимый EEDI вычисляется в соответствии с методикой ИМО и должен быть больше или равен требуемому. Физический смысл индексов идентичен и представляет собой отношение массы произведенного энергетической установкой судна парникового газа  $\text{CO}_2$  к величине транспортной работы судна,  $\text{г CO}_2/\text{т-миль}$ :

$$\text{EDI} = \text{CO}_2\text{emission} / \text{Transport work} = (1) \\ = \text{Engine power} \times \text{SFC} \times \text{CF} / (\text{DWT} \times \text{speed}).$$

Требования ИМО непосредственно связаны с повышением эффективности использования энергии топлива в судовой энергетике и применением альтернативных топлив. Это формирует запрос практики на адаптацию энергосберегающих технологий в судовую энергетику, разработку перспективных схем транспортных энергокомплексов, а также на исследование процессов в судовом энергетическом оборудовании. Современные малооборотные дизельные двигатели (МОД) являются основой судовой энергетики. Большая агрегатная мощность и КПД, превышающий 50 %, позволяют применять такие двигатели на большинстве типов морских транспортных судов [17]. Достаточно широко в судовой энергетике представлены и среднеоборотные (СОД) дизельные двигатели с механической или электрической передачей мощности на движитель. Некоторое распространение на коммерческом флоте получили турбинные уста-

новки, в том числе с газотурбинными двигателями (ГТД). Так, только компания GE, основной производитель морской газотурбинной техники (43 % рынка), поставила 86 ГТД для 47 газотурбинных и комбинированных установок коммерческих судов.

Утилизация вторичных энергоресурсов тепловых двигателей позволяет повысить эффективность использования энергии топлива в судовой пропульсивной установке. Анализ перспективных путей повышения энергоэффективности выявил термохимические технологии, предусматривающие конверсию углеводородных и альтернативных топлив, преобразование энергии в металлгидридных утилизационных установках, а также использование плазмохимических систем горения [18]. К этой группе относятся энергоустановки с термохимической конверсией углеводородных топлив за счет вторичных энергоресурсов тепловых двигателей. Физическую основу таких установок формирует совокупность процессов, в результате которых под влиянием тепла вторичных энергоресурсов, отбираемого от них в утилизационном устройстве, осуществляются реакции химического преобразования топлива с образованием синтез-газа. При этом уменьшается расход топлива и снижаются выбросы парниковых газов [17]. Исследования о применимости таких технологий проводятся достаточно широко, но в большей мере касаются стационарной энергетики и наземного транспорта.

Для большинства транспортных судов основная составляющая выбросов  $\text{CO}_2$  производится двигателем. Как видно из анализа формулы (1), сокращение выбросов  $\text{CO}_2$  может быть достигнуто как уменьшением расхода топлива ( $\text{Engine power} \times \text{SFC}$ ), так и применением топлива с низким содержанием углерода (учитывается индексом CF). В условиях допущения, что мощность силовой установки, дедвейт и скорость судна могут быть приняты постоянными, влиять на кон-

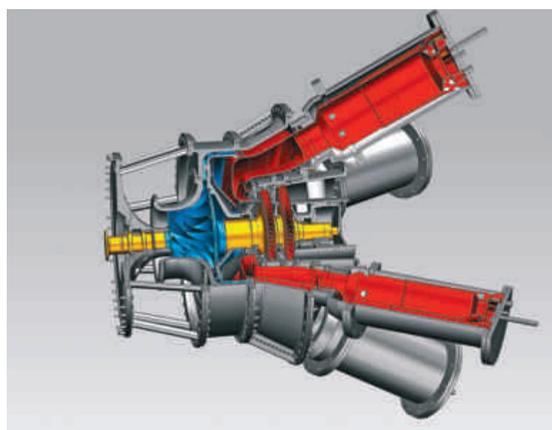
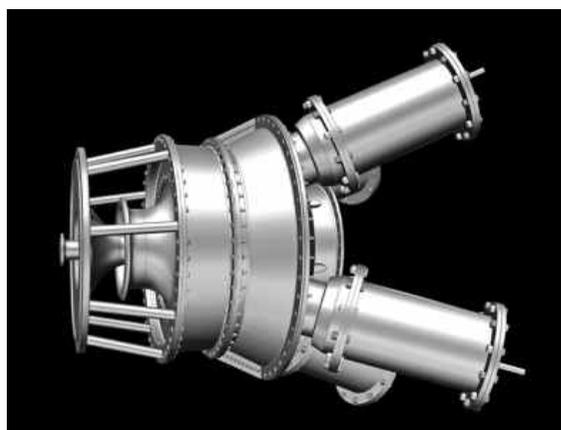


Рис. 1.  
Камера сгорания

Тип топлива	Содержание углерода	С <sub>F</sub> , т CO <sub>2</sub> /т топлива	Низшая теплота сгорания, МДж/кг	т CO <sub>2</sub> топлива/т CO <sub>2</sub> метана
Дизельное	0,87	3,2	42,7	1,36
Пропан	0,82	3,0	46,3	1,18
Бутан	0,83	3,0	45,7	1,19
СПГ	0,75	2,75	48,0	1,04
Метанол	0,38	1,38	22,7	1,10
Этанол	0,52	1,91	26,8	1,30

Табл. 1.  
Характеристики основных судовых топлив

структивный индекс энергетической эффективности судна EEDI может только удельный расход топлива SFC и коэффициент содержания углерода в топливе CF:

$$EEDI = K \times SFC \times CF,$$

где K = мощность двигателя / DWT × скорость, кВт/т-миль.

Удельный расход топлива обратно пропорционально зависит от низшей теплотворной способности топлива LCV (Lower Calorific Value). Таким образом, при принятых допущениях индекс EEDI является функцией от характеристик топлива:

$$EEDI = f(CF / LCV).$$

Наиболее широко в качестве топлива для судовых двигателей представлено тяжелое топливо HFO. С учетом того, что нормативные требования ИМО к эмиссии CO<sub>2</sub> ужесточаются на каждом новом этапе, применение топлива HFO на этапах II (2020–2024 г.) и III (с 2025 г.) без дополнительного громоздкого оборудования и дорогостоящих мероприятий представляется бесперспективным. В настоящее время ведущие производители судовых дизельных двигателей адаптировали свою продукцию для работы на метане и других альтернативных видах топлива. Характеристики основных судовых видов топлива представлены в табл. 1.

Представляет интерес сопоставление характеристик, влияющих на индекс энергетической эффективности судна, для основного и альтернативных судовых видов топлива. Применение газообразных топлив СУГ (LPG) и СПГ (LNG) позволяет, при прочих равных

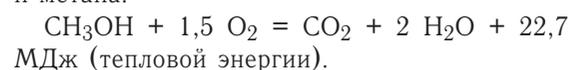
Тип ГТУ	Мощность ГТУ, кВт	Концентрация NO <sub>x</sub> в выхлопных газах, ppm
E135R	116	≤ 25
E150R-R	126	≤ 25
E135	135	≤ 25
E150R	150	≤ 25
E390R	335	≤ 25
E390	403	≤ 25
E2100R	1800	≤ 20
E2100	2100	≤ 20

Табл. 2.  
Концентрация оксидов азота в выхлопных газах ГТУ при сжигании природного газа

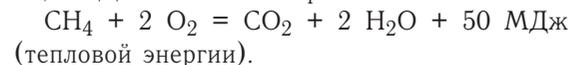
условиях, снизить индекс EEDI на 15...17 % (пропан, бутан) и 26 % соответственно, по сравнению с использованием HFO. При работе двухтопливных малооборотных дизельных двигателей на газообразном топливе около 3...5 % приходится на запальную дозу жидкого топлива («пилотное» топливо), которым является дизельное топливо. Газообразное топливо подается в двигатель под высоким давлением. Затраты мощности на привод компрессорной установки подачи газообразного топлива могут составлять до 2,8...3,0 % мощности двигателя [18]. С учетом этих факторов применение в качестве судового топлива бутана, вместо традиционного HFO, обеспечивает снижение индекса EEDI на 13 %, пропана – на 15 %, а сжиженного природного газа – на 24 %.

Несмотря на то что метанол и этанол является топливами с низким содержанием углерода, их применение сдерживает малая низшая теплотворная способность.

Ниже приведено сравнение удельных выбросов CO<sub>2</sub> и H<sub>2</sub>O при сжигании метанола и метана:



При сжигании 1 кг метанола образуется 1,375 кг CO<sub>2</sub> и 1,125 кг H<sub>2</sub>O и выделяется 19,9 МДж тепловой энергии.



При сжигании 1 кг метана образуется 2,75 кг CO<sub>2</sub> и 2,25 кг H<sub>2</sub>O и выделяется 50 МДж тепловой энергии.

Для получения 50 МДж тепловой энергии потребуется 2,2 кг метанола. Соответственно, при сжигании 2,2 кг метанола образуется 3 кг CO<sub>2</sub> и 2,5 кг H<sub>2</sub>O, что превышает удельные выбросы CO<sub>2</sub> и H<sub>2</sub>O, образующиеся при сжигании метана, на 10 %.

#### Сжигание низкоуглеродных и безуглеродных видов топлива в ГТУ малой мощности

ГТУ малой мощности испытаны на различных видах топлива, включая биогаз, коксовый, фосфорный и цинковый газ, попутный нефтяной газ, мазут, природный газ, смесь метана и водорода, а также смесь водорода и аммиака.

Ниже представлены результаты испытаний ГТУ на смеси метана и водорода, а также на смеси водорода и аммиака.

В табл. 2 приведены значения мощностей ГТУ и концентраций оксидов азота в выхлопных газах при сжигании природного газа. Камера сгорания предварительного смешения с «сухим» подавлением оксидов азота.

ГТУ имеют увеличенную длину жаровой трубы, а также увеличенные диаметры отверстий для подвода основного топлива с целью улучшения качества смешения.

При базовой нагрузке ГТУ выбросы  $\text{NO}_x$ , приведенные к концентрации кислорода 15 %, не превышают значений, указанных в табл. 2, а выбросы CO не превышают 10 ppm.

В новой камере сгорания на испытательном стенде при сжигании природного газа достигнута концентрация оксидов азота 9,4 ppm при 15 % содержания  $\text{O}_2$ .

### Сжигание смеси природного газа и водорода

В табл. 3 приведено сравнение свойств водорода и метана (природный газ это не чистый метан, там его может быть до 86 %).

### Характеристики смеси водорода и метана

При увеличении доли водорода в топливной смеси возрастают: скорость пламени, время реакции, время задержки самовоспламенения, толщина ламинарного пламени, адиабатическая температура пламени.

При определенных значениях концентрации водорода в смеси могут произойти: проскок пламени, термоакустические пульсации пламени, самовоспламенение, увеличение выбросов  $\text{NO}_x$ .

### Исследования по сжиганию метано-водородных смесей

В табл. 4 приведены значения оксидов азота ( $\text{NO}_x$ ), монооксида углерода (CO), несгоревших углеводородов (УНС) и кислорода ( $\text{O}_2$ ) в процессе сжигания смеси природного газа и водорода при долях водорода 40 и 60 % (об.)

При добавлении водорода к метану увеличивается скорость распространения пламени. Закалка в ступени предварительного смешения приводит к перегреву или даже уничтожению вращения факела.

Закалки можно избежать путем увеличения скорости потока в ступени предварительного смешения и уменьшением коэффициента избытка воздуха.

Подмешивание водорода к метану приводит к расширению фронта пламени и ускорению процесса сжигания. Длина факела уменьшается, и центр выделения тепла смещается вверх по потоку.

### Особенности сжигания аммиака

При сжигании аммиака нужно отметить следующие особенности:

- медленное распространение пламени;
- низкая температура сжигания;
- низкая эффективность сжигания, легко тушится, легко хранится и транспортируется;

	Водород ( $\text{H}_2$ )- воздух	Метан ( $\text{CH}_4$ )- воздух
Максимальная ламинарная скорость распространения пламени, м/с	2,80	0,35
Границы воспламеняемости, %	4...75	5...15
Адиабатическая температура пламени, К	2390	2226
Минимальная энергия воспламенения, мДж	0,02	0,28

- плохо горит в воздухе;
- ламинарная скорость распространения пламени намного ниже, чем у обычных топлив;
- обычно используются методы диффузионного горения;
- при сжигании аммиака ( $\text{NH}_3$ ) образуются токсичные  $\text{NO}_x$ , поскольку в аммиаке много азота (N).

Табл. 3.  
Сравнение свойств водорода и метана

### Сжигание смеси аммиака и водорода

Еще в 70-х годах прошлого века были попытки сжигания аммиака в ГТУ, но из-за плохих результатов это направление исследований было остановлено. Недавно, в связи с разработками, связанными по углеродной нейтральности, эти работы были возобновлены. Интерес к аммиаку в качестве топлива возник потому, что он является носителем водорода.

При добавлении водорода к аммиаку ламинарная скорость распространения пламени возрастает по экспоненте от доли водорода в смеси. Также существенно увеличивается интенсивность горения. Водород решает проблему низкой интенсивности горения и узкого диапазона границ воспламенения газообразного аммиака, уменьшает длину факела и снижает недожог аммиака.

Водород и аммиак в смеси хорошо дополняют друг друга, что сокращает расходы на разработку специализированной камеры сгорания ГТУ.

В табл. 5 приведены значения объемной и массовой теплоты сгорания природного газа, водорода, аммиака и смеси водорода и аммиака.

Скорость распространения пламени смеси 35 %  $\text{NH}_3$  и 65 %  $\text{H}_2$  на 10...20 % выше, чем скорость распространения пламени природного газа.

При одинаковом коэффициенте избытка воздуха адиабатическая температура пламени

Табл. 4.  
Значения оксидов азота ( $\text{NO}_x$ ), монооксида углерода (CO), несгоревших углеводородов (УНС) и кислорода ( $\text{O}_2$ ) сжигания смеси природного газа и водорода при долях водорода в смеси 40 и 60 %

Доля $\text{H}_2$ , %	Доля $\text{CH}_4$ , %	$\text{NO}_x$ , ppm	CO, ppm	УНС, ppm	$\text{O}_2$ , %
40	60	75,7	5	629	12,7
40	60	28,7	5	509	14,8
60	40	14,2	96	0	14,8
60	40	17,8	20	0	14,4
60	40	31,9	4	0	13,05
60	40	42	3	0	12,9

Показатель	Единица измерения	Природный газ	Водород	Аммиак	35% NH <sub>3</sub> + 65% H <sub>2</sub>	50% NH <sub>3</sub> + 50% H <sub>2</sub>
Низшая теплота сгорания	МДж/м <sup>3</sup>	34	10,79	14,14	11,96	12,46
	МДж/кг	48	120	18,6	36,87	29,33

Табл. 5. Значения объемной и массовой теплоты сгорания природного газа, водорода, аммиака и смеси водорода и аммиака

смеси 35 % NH<sub>3</sub> и 65 % H<sub>2</sub> на 150 К выше, чем адиабатическая температура пламени природного газа.

При таком соотношении водорода и аммиака достигается низкая интенсивность горения, а срыв пламени и неполное сгорание топлива – маловероятны.

Основные технические характеристики ГТУ приведены в табл. 6.

### Выводы

Анализ приведенных выше результатов показывает, что в контексте программы по снижению выбросов в атмосферу парниковых газов век генераторных установок на базе двигателей внутреннего сгорания (ДВС) и газотурбинных установок (ГТУ) не закончен.

Требуется проведение интенсивных исследований по сжиганию низкоуглеродных и безуглеродных видов топлива в ДВС и ГТУ.

#### Список использованных источников

1. Karagoez Y. Effects of hydrogen and methane addition on combustion characteristics, emissions, and performance of a CI engine / Y. Karagoez, I. Gueler, T. Sandalcı [et al.] // International Journal of Hydrogen Energy. – 2016. – Т. 41, № 2. – С. 1313-1325.

Табл. 6. Основные технические характеристики ГТУ

Характеристики	E135R	E150R-R	E135	E150R	E390R	E390	E2100R	E2100
Электрическая мощность, кВт	116	126	135	150	335	403	1839	2049
КПД, %	25	27,5	15	17	28	17	31,1	20,5
Температура выхлопных газов, °С	305	303	624	629	306	609	322	607
Расход выхлопных газов, кг/с	1,16	1,16	1,19	1,19	2,92	2,96	11,9	12,1
Выбросы NO <sub>x</sub> , мг/м <sup>3</sup>	≤50 (15% O <sub>2</sub> )	6...8	6...8					
Шум на расстоянии 1 м от ГТУ, дБ(А)	75...85	75...85	75...85	75...85	≤50 (15% O <sub>2</sub> )			
Габариты, м	5,3x2,2x3,4	5,3x1,5x2,1	3,2x2,2x3,4	3,0x1,5x2,1	7,8x2,4x3,0	5,7x2,4x3,0	8,0x2,4x3,0	8,0x2,4x3,0
Масса, т	8,1	4,8	7,4	4	15,9	14,6	40	30
Напряжение на клеммах генератора, В	400	400	400	400	-	-	-	-
Минимальная температура наружного воздуха, °С	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40

2. Navid A. Combustion analysis of methane-hydrogen port injection combined with OMEp/Diesel spray injection in an RCCI engine / A. Navid, K. Ghadamkheir, A. Hasche [et al.] // International Journal of Hydrogen Energy. – 2024. – Т. 54. – С. 1319-1328.

3. Di Iorio S. Analysis of combustion of methane and hydrogen-methane blends in small DI SI (direct injection spark ignition) engine using advanced diagnostics / S. Di Iorio, P. Sementa, B.M. Vaglieco // Energy. – 2016. – Т. 108. – С. 99-107.

4. Di Iorio S. Experimental investigation on the combustion process in a spark ignition optically accessible engine fueled with methane/hydrogen blends / S. Di Iorio, P. Sementa, B.M. Vaglieco // International Journal of Hydrogen Energy. – 2014. – Т. 39, № 18. – С. 9809-9823.

5. Yoon W. Parametric study on combustion characteristics of virtual HCCI engine fueled with methane-hydrogen blends under low load conditions / W. Yoon, J. Park // International Journal of Hydrogen Energy. – 2019. – Т. 44, № 29. – С. 15511-15522.

6. Catapano F. A comprehensive analysis of the effect of ethanol, methane and methane-hydrogen blend on the combustion process in a PFI (port fuel injection) engine / F. Catapano, S. Di Iorio, A. Magno [et al.] // Energy. – 2015. – Т. 88. – С. 101-110.

7. Dawood F. Hydrogen production for energy: An overview / F. Dawood, M. Anda, G.M. Shafiullah // International Journal of Hydrogen Energy. – 2020. – Т. 45, № 7. – С. 3847-3869.

8. Chiesa P. Using Hydrogen as Gas Turbine Fuel / P. Chiesa, G. Lozza, L. Mazzocchi // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. – 2005. – Т. 127, № 1. – С. 73-80.

ст. Juste G. L. Hydrogen injection as additional fuel in gas turbine combustor. Evaluation of effects // *International Journal of Hydrogen Energy*. – 2006. – Т. 31, № 14. – С. 2112-2121.

10. Taamallah S. Fuel flexibility, stability and emissions in premixed hydrogen-rich gas turbine combustion: Technology, fundamentals, and numerical simulations / S. Taamallah, K. Vogiatzaki, F. M. Alzahrani [et al.] // *Applied Energy*. – 2015. – Т. 154. – С. 1020-1047.

11. Nemitallah M. A. Stratified and Hydrogen Combustion Techniques for Higher Turndown and Lower Emissions in Gas Turbines / M. A. Nemitallah, M. A. Haque, M. Hussain [et al.] // *Journal of Energy Resources Technology*. – 2021. – Т. 144, № 2.

12. Park S. Combustion characteristics of syngas on scaled gas turbine combustor in pressurized condition: Pressure, H<sub>2</sub>/CO ratio, and N<sub>2</sub> dilution of fuel / S. Park, G. Choi, M. Tanahashi // *Fuel Processing Technology*. – 2018. – Т. 175. – С. 104-112.

13. Koc Y. Analysing the performance, fuel cost and emission parameters of the 50 MW simple and recuperative gas turbine cycles using natural gas and hydrogen as fuel / Y. Koc, H. Yaglı, A. Gorgulu, A. Koc // *International Journal of Hydrogen Energy*. – 2020. – Т. 45, № 41. – С. 22138-22147.

14. BP Energy Outlook: 2019 edition. Available at: (<https://www.bp.com/content/dam/bp/businesssites/en/global/corporate/pdfs/energyeconomics/energy-outlook/bp-energy-outlook2019.pdf>) (accessed 01.04.2019)

15. UNCTAD/RMT/2017. Available at: [https://unctad.org/en/PublicationsLibrary/rmt2017\\_en.pdf](https://unctad.org/en/PublicationsLibrary/rmt2017_en.pdf) (accessed 01.04.2019).

16. IMO Train the Trainer (TTT) Course on Energy Efficient Ship Operation. Module 2 – Ship Energy Efficiency Regulations and Related Guidelines. 2016. Available at: <http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Pages/IMOTrain-the-Trainer-Course.aspx> (accessed 01.04.2019).

17. LNG Carriers with ME-GI Engine and – High Pressure Gas Supply System. MAN Diesel & Turbo. 5510-0026-04ppr Sep 2014. – Available at: <https://marine.mandieselturbo.com/docs/libraries/provider6/technical-papers/lng-carriers-with-high-pressure-gas-supply-system.pdf?sfvrsn=16> (accessed 01.04.2019).

18. Poran A. Energy efficiency of a direct injection internal combustion engine with high-pressure methanol steam reforming / A. Poran, L. Tartakovsky // *Energy*. – 2015. – Vol. 88. – pp. 506-514.

## Коломенский завод поставил резервную ДГУ для Курской АЭС-2.

Для резервного энергоснабжения одного из энергоблоков Курской АЭС Коломенский завод («ТМХ Энергетические решения») отгрузил дизель-генератор 20ЭДГ500 из состава установки ДГУ6300 мощностью 6,3 МВт.

20ЭДГ500 – самый мощный дизельный двигатель, выпущенный на предприятии. Его разработчиком является Инжиниринговый центр двигателестроения «ТМХ». Технико-экономические характеристики, заложенные в конструкцию двигателя, полностью соответствуют требованиям заказчика – госкорпорации «Росатом». Двигатель Коломенского завода сопоставим с передовыми зарубежными аналогами по расходу топлива и масла, ресурсу, приемистости.

Испытания дизель-генератора для нужд Курской АЭС-2 проводились с участием представителей заказчика (АО «АЭС»), эксплуатирующей и специализированной организацией (АО ВО «Безопасность», АО ВПО «ЗАЭС»), уполномоченных контролировать качество изготовления продукции для атомной промышленности.

Компании «ТМХ» и «Росатом» заинтересованы в совместной работе по обеспечению АЭС дизель-генераторными установками отечественного производства. Основой для их взаимодействия в этой области стало подписанное в прошлом году на полях XII Международного форума «Атомэкспо» соглашение о долгосрочном сотрудничестве в области поставок ДГУ.

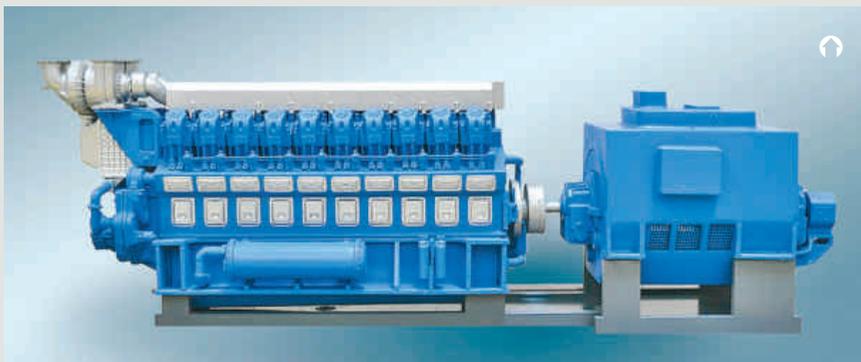
Коломенский завод является единственным в России производителем двигателей, которые могут применяться в составе резервных ДГУ атомных электростанций. Предприятие производит резервные дизель-генераторные установки для АЭС с 2003 года – они используются, в частности, на Белоярской АЭС.

«Росатом» разместил на предприятии большой объем отраслевых заказов на дизель-генераторные установки для строящихся атомных электростанций как в России, так и за рубежом. ДГУ используется в качестве резервного источника электроснабжения потребителей собственных нужд в случае возникновения нештатных ситуаций на электростанции. В настоящее время Коломенский завод изготавливает ДГУ для энергоблоков ст. № 3 и ст. № 4 Белоярской АЭС.

### **Kolomensky Zavod supplied a backup diesel power plant for Kursk NPP-2**

*For backup power supply of one of the power units of the Kursk NPP Kolomensky Zavod (TMH Energy Solutions) delivered the 20EDG500 diesel generator.*

*The 20EDG500 is the most powerful diesel engine produced at the enterprise. Its developer is the TMH Engine Engineering Center. The technical and economic characteristics embedded in the engine design fully comply with the requirements of the customer – Rosatom State Corporation.*



## Аналитический обзор характеристик и особенностей конструкции

### современных паровых и газовых турбин

**Н. А. Забелин, д.т.н. – профессор, [zabelin\\_na@spbstu.ru](mailto:zabelin_na@spbstu.ru)**

**Е. Ю. Семакина, д.т.н. – профессор, [semakina\\_eyu@spbstu.ru](mailto:semakina_eyu@spbstu.ru)**

**М. Ю. Боршош – студент, [borshosh.m@list.ru](mailto:borshosh.m@list.ru)**

**Н. А. Курилец – студент, [nekitaKur@yandex.ru](mailto:nekitaKur@yandex.ru)**

**ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»**

#### Ключевые слова:

газотурбинные  
установки,  
паротурбинные  
установки,  
суперсверх-  
критические  
параметры,  
ССКП

#### Аннотация

Обеспечение эффективности электростанций путем использования новых технологий, соответствующих высоким запросам энергетической отрасли, является одним из важных приоритетов в области развития электроэнергетики. Исследование параметров проектируемых турбин важно для определения потенциала в сфере улучшения энергоустановок, разработки и внедрения инновационных решений в данной области. Отвечая высоким требованиям к характеристикам энергетических агрегатов, ведущие мировые компании активно разрабатывают новые технологии и работают над более продуктивным применением уже имеющихся. Каждый проект имеет особенности, которые зависят от условий эксплуатации, исходных ограни-

чений по схемным, компоновочным и конструктивным решениям.

В статье представлены современные инженерные решения и характеристики установок в области паро- и газотурбиностроения на примере ведущих зарубежных компаний. Проведено сравнение параметров энергетических установок большой мощности, представлен аналитический обзор самых эффективных из них. Рассмотрены причины целесообразности развития паротурбиностроения с использованием ССКП, также рассмотрена отечественная паровая турбина на суперсверхкритических параметрах пара, исследованы параметры проектируемых турбин на ультрасверхкритических параметрах.

## Analytical review of the characteristics and design features

### of modern steam and gas turbines

**N. A. Zabelin, Doctor of Engineering Science – Professor, [zabelin\\_na@spbstu.ru](mailto:zabelin_na@spbstu.ru)**

**E. Yu. Semakina, Doctor of Engineering Science – Professor, [semakina\\_eyu@spbstu.ru](mailto:semakina_eyu@spbstu.ru)**

**M. Yu. Borshosh – Student, [borshosh.m@list.ru](mailto:borshosh.m@list.ru)**

**N. A. Kurilets – Student, [nekitaKur@yandex.ru](mailto:nekitaKur@yandex.ru)**

**Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (SPbPU)**

#### Key words:

gas turbine plants,  
steam turbine plants,  
ultra-supercritical parameters,  
USCPs

#### Abstract

Ensuring the efficiency of power plants through the use of new technologies that meet the high demands of the energy industry is one of the important priorities in the field of electric power industry development. The study of the parameters of the designed turbines is important for determining the potential in the field of improving power plants, developing and implementing innovative solutions in this area. Meeting the high requirements for the characteristics of energy units, the world's leading companies are actively working on the development of new technologies and more productive use of existing ones. Each of the projects has features that depend on the operating condi-

tions, initial limitations on circuit, layout and design solutions. This article describes modern engineering solutions and characteristics of plants in the field of steam and gas turbine engineering on the example of leading foreign companies. It compares the parameters of high-power power plants, provides an analytical overview of the most effective of them. The reasons for the expediency of developing steam turbine engineering using ultra-supercritical steam parameters are considered, a brief overview of the domestic steam turbine with ultra-supercritical steam parameters is also presented, the parameters of the designed turbines with ultra-supercritical parameters are investigated.

В настоящее время производство электроэнергии с использованием органического топлива (уголь, газ, мазут и др.) на тепловых электростанциях остается базовым направлением развития мировой энергетики. Доля производства электроэнергии на органическом топливе составляет более 60 %. В свою очередь, основным оборудованием для производства электроэнергии с использованием органического топлива являются паротурбинные, газотурбинные (парогазовые) установки и работающие в их составе паровые и газовые турбины.

По данным Международного энергетического агентства (МЭА), в 2020 году доля производимой ПТУ электроэнергии составляет около 41 %; на долю ГТУ приходится 25 %, а на ПГУ – примерно 25...30 % от общего объема произведенной электроэнергии. В России, по данным на 2021 год, тепловыми электростанциями производится около 59 % от общего количества энергии; газовыми турбинами и парогазовыми установками – примерно 21 %.

Одним из ключевых направлений развития паротурбинных технологий является проектирование и применение установок на суперсверхкритических параметрах пара (ССКП). Увеличение входных параметров и ввод второго промперегрева значительно повышает экономию топлива, а также способствует уменьшению тепловых выбросов в атмосферу, что является значимым фактором на пути решения проблемы глобального потепления. Повышение температуры свежего пара и пара после промежуточного перегрева на каждые десять градусов позволяет увеличить экономичность на 0,5 %, а увеличение давления на 1 МПа – на 0,2 %. Также стоит отметить, что переход к ССКП позволяет достичь значительного повышения эффективности не только в работе стандартного паросилового цикла, но и при комбинированном цикле ПГУ. В настоящее время только ограниченный ряд стран обладает технологиями проектирования и производства паровых котлов и турбин данного типа (Китай, Япония, США, Россия, Германия, Южная Корея). В табл. 1 представлены современные паровые турбины на суперсверхкритические параметры пара [6, 8, 9].

### Конструкция паровой турбины на ССКП на примере турбин SST-6000 фирмы Siemens

Турбины данной серии представляют собой агрегат с промежуточным перегревом пара номинальной мощностью от 300 до 1200 МВт. Парк установленного оборудования паровых турбин типа SST-6000 включает более 500 единиц.



Рис. 1.  
3D-модель турбины Siemens SST-6000

Установка может иметь до 10 нерегулируемых отборов пара для предварительного подогрева питательной воды, технологического пара и централизованного теплоснабжения. Начальные параметры пара: давление 33 МПа, температура 610 °С. Максимальный КПД паротурбинной установки достигает 53,7 % [5]. Выходная мощность в случае проектирования турбины с двумя промежуточными перегревами достигает от 1000 до 1350 МВт, КПД при этом повышается до 54,4 %.

Паровая турбина типа SST-6000 (рис. 1) представляет собой одновальную установку, которая может включать в себя до пяти цилиндров (ЦВД+ЦСД+ЦНД (1, 2, 3)). ЦВД турбины является однопоточным, цилиндры среднего и низкого давления – двухпоточные.

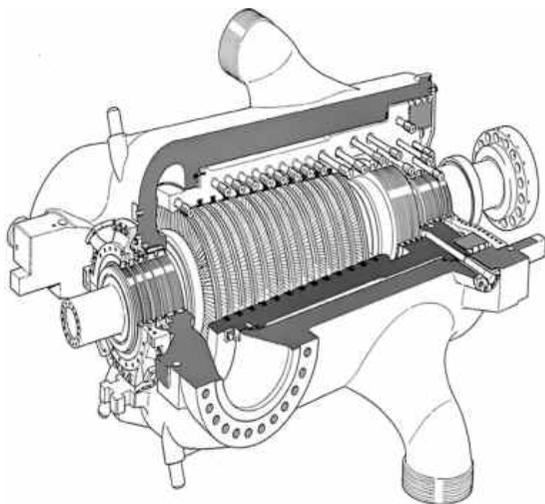
Корпуса всех цилиндров выполнены двустенными – это позволяет избежать перемещения и деформации внутреннего корпуса, таким образом, вибрации корпусов не передаются друг другу, что уменьшает коробление металла, обеспечивает минимальные радиальные зазоры и максимальную эффективность. В ЦВД это дает возможность снизить разность давлений на каждый из его корпусов (внутренний и внешний), уменьшая толщину стенок, а также облегчает затяжку фланцевых соединений.

Наружный корпус цилиндра высокого давления (рис. 2) имеет цилиндрическую форму, обеспечивающую более плавный и контролируе-

Табл. 1.  
Примеры паровых турбин на суперсверхкритические параметры пара

Параметр	Siemens	GE	Mitsubishi	Doosan
Тип паровой турбины	SST-6000	STF-D2250	Four Casing Turbine	DST-S30
Номинальная мощность, МВт	300...1200	600...1200	1000...1200	200...1100
Частота вращения, об/мин	3000/3600			
КПД ПТУ, %	53,7 (54,4)	≥ 53	-	-
Давление пара, МПа	33	33	28	30
Температура пара, °С	610	620	600	630
Конфигурация цилиндров	ЦВД+ЦСД+ до 3×ЦНД	ЦВД+ЦСД+ до 3×ЦНД	ЦВД+ЦСД+ до 2×ЦНД	ЦВД+ЦСД+ЦНД
Температура пара после перегрева, °С	630	630	630	-
Длина лопатки последней ступени ЦНД, мм	0,66...1,42	0,69...1,27	1,02...1,22	1,27...1,52

➤ Рис. 2.  
Конструкция однопоточного цилиндра высокого давления компании Siemens



➤ Рис. 3.  
Рабочие лопатки компании Siemens умеренной веерности, выполненные с пространственным профилированием



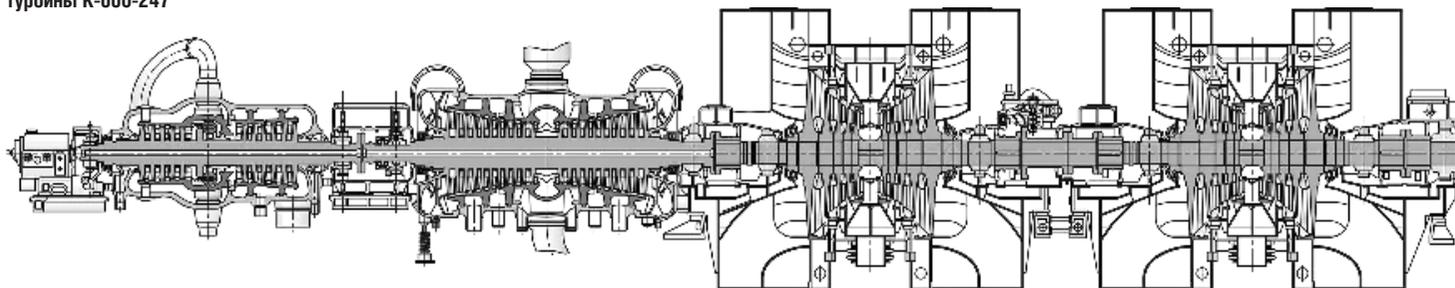
➤ Табл. 2.  
Характеристики проектируемых установок К-1000-36 и К-2000-32

Параметры	К-1000-36	К-2000-32
Номинальная мощность, МВт	1000	2000
Начальное давление пара, МПа	36	32
Начальная температура пара, °С	710	760
Давление пара после промпрегрева, МПа	7,2	5,5
Температура пара после промпрегрева, °С	720	760
Число регенеративных отборов	10	9
Расход пара, кг/с	692,5	1312,5
Конфигурация цилиндров	ЦВД+ЦСД+ 2хЦНД	ЦВД+ЦСД+ 3хЦНД
Расчетный КПД, %	53	52,6
Длина лопатки последней ступени ЦНД, мм	1,2	1,2

мый поток пара внутри турбины, тем самым сводя к минимуму турбулентность и падение давления на ступенях цилиндра. Так как при данной конструкции не предусмотрен горизонтальный разъем, то внутренний корпус вставляется во внешний и на конце устанавливается резьбовая заглушка. Внутренний корпус разделен вертикально и скрепляется болтовым соединением [10].

Внешний корпус ЦНД приварен непосредственно к конденсатору, расположенному под ним. В соответствии с конкретными требованиями проекта, внутренний корпус цилиндра

➤ Рис. 4.  
Продольный разрез турбины К-660-247



НД может быть выполнен сварным или литым. Для улучшения эрозионной стойкости в конструкции ЦНД предусмотрено наличие всасывающих отверстий во внутреннем корпусе и в подогреваемых направляющих лопатках. Длина лопатки последней ступени ЦНД зависит от мощности, максимальный размер составляет 1,42 м.

Упорный подшипник валопровода расположен между цилиндрами высокого и среднего давления, что способствует стабильности и снижению вибраций при работе турбины.

Сопловые лопатки всех цилиндров имеют саблевидную форму; их корневые сечения наклонены в окружном направлении в сторону вращения рабочего колеса, а сечения на периферии – навстречу потоку. Использование такой технологии позволяет, по разным оценкам, повысить эффективность ступени на 1,5...2,5%. Этот рост возможен вследствие уменьшения доли пара, который протекает через корневую и периферийную зоны, где обтекание ступени несколько хуже.

При создании рабочих лопаток первых двух цилиндров (ЦВД и ЦСД) Siemens использует передовую технологию трехмерных лопаток (3DS technology – three-dimensional blades), которые помимо учета центробежных сил также учитывают и вязкость (рис. 3).

Для оценки эффективности данного решения компанией были проведены исследования на экспериментальном стенде 4-ступенчатой турбины, в ходе которых установлено, что использование пространственного профилирования

позволяет поднять КПД цилиндра от 1 до 2 %. В результате данная конструкция лопаток применяется для всех турбин большой мощности.

Отечественное энергомашиностроение также обладает успешным опытом разработки паровых турбин на ССКП. Три паровые турбины К-660-247 (рис. 4) производства Ленинградского металлического завода введены эксплуатацию на ТЭС «Сипат» в 2019 году. За время эксплуатации турбины показали себя как надежные экономичные агрегаты.

Турбина спроектирована на давление свежего пара 25 МПа, температуру 537 °С, давление промперегрева 4,86 МПа, температуру промперегрева 574 °С, расход пара 2024 т/ч [11].

Конструкция турбины включает в себя четыре цилиндра: ЦВД, ЦСД и два ЦНД. В цилиндре высокого давления используется петлевая схема движения пара, где поток поворачивается на 180° после прохождения левого отсека цилиндра во внутреннем корпусе. После этого поток пара проходит по области между внутренним и внешним корпусами и направляется в правый отсек цилиндра. Это способствует уменьшению температурных напряжений в корпусе и стабилизации осевых усилий в пределах цилиндра. Пар после прохождения ЦВД отводится для промежуточного перегрева в котельный аппарат, откуда переходит в двухпоточный ЦСД. Несмотря на то что в российском машиностроении в основном используются активные ступени, облопачивание ЦВД К-660-247 выполнено реактивным. Такое решение позволяет улучшить обтекаемость в рабочих решетках и снизить выходные потери, в результате чего можно достигнуть необходимой мощности и экономичности при различных режимах работы.

Цилиндр низкого давления также двухпоточный и имеет два корпуса; в конденсатор идут 4 выхлопных патрубка. Длина пера лопатки последней ступени составляет 1000 мм.

Конструкцией турбины предусмотрено девять нерегулируемых отборов пара, восемь из которых отводят пар для подогрева питательной воды и основного конденсата в группе подогревателей низкого давления, деаэротора и группе подогревателей высокого давления. Подогреватели ВД имеют спирально-коллекторную конструкцию и спроектированы таким образом, чтобы обеспечивать необходимую температуру питательной воды. Подогреватели низкого давления – поверхностные, камерные.

В данной установке в отсеке высокого давления регулирующая ступень выполнена с уменьшенным тепловым перепадом. Также как и в описанной выше турбине Siemens, корпуса ЦВД и ЦСД имеют цилиндрическую форму.

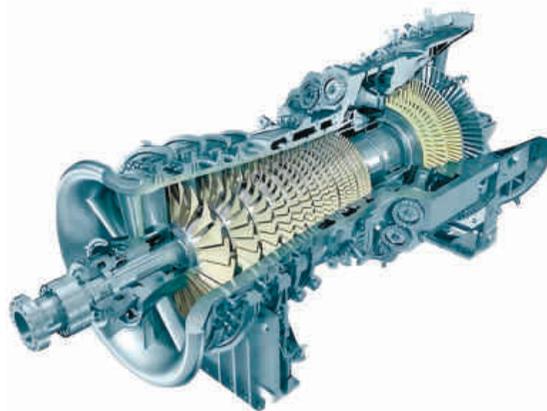


Рис. 5.  
Газовая турбина M701JAC  
производства  
Mitsubishi Heavy Industries

Так, в паровой камере за счет такой формы профиля обеспечиваются минимальные потери и равномерность давления в сопловом аппарате, позволяя достичь высокого уровня экономичности.

При проектировании ЦСД была усовершенствована система паропровода; отвод пара осуществляется только в нижней части, что позволяет избежать фланцевых соединений, имеющих низкую устойчивость к перепадам температур и давлений. Для ЦНД также был спроектирован паропровод только в нижней части, кроме того, обновлено устройство концевых уплотнений, что позволяет заменять кольца концевых уплотнений без вскрытия крышки.

Для улучшения защиты РЛ последних ступеней от влияния влажности применена «пассивная» защита: повышена прочность входных и выходных кромок и бандажей за счет метода ионной имплантации с осаждением нитрида титана. Для увеличения показателей экономичности последней ступени НД, а также для уменьшения влияния эрозионного износа на РЛ применена технология удаления пленочной влаги из потока.

Табл. 3.  
Примеры газовых турбин  
большой мощности

Параметр	Siemens	GE	Mitsubishi	Doosan
Тип ГТУ	SGT5-9000HL	9HA.02	M701JAC	DGT6-300H.S2
Полезная мощность, МВт	593	510	574	380
Изменение мощности, МВт/мин	85	88	66	55
Частота вращения, об/мин	3000			
КПД, %	>43	41,8	>43	>43
Степень повышения давления	24	21,8	25	-
Кол-во ступеней в компрессоре	12	16	15	-
Кол-во ступеней в турбине	4	4	4	4
Массовый расход воздуха, кг/с	1050	1065	1024	870
Масса, тонн	497	953	550	330
Габариты Д×Ш×В, м	13,0×5,3×5,5	33,2×6,1×6,4	16,7×6,5×6,9	-

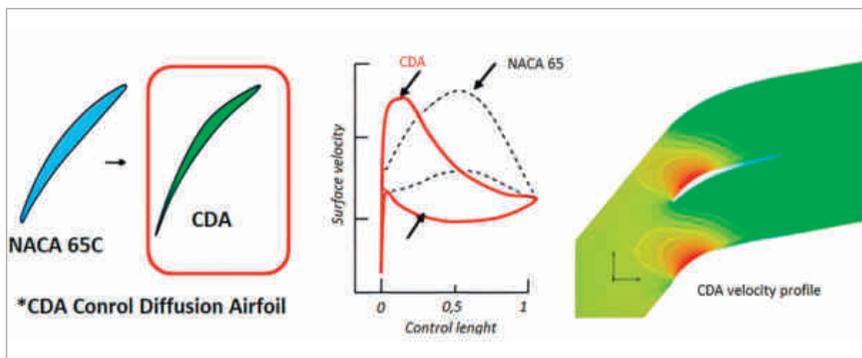


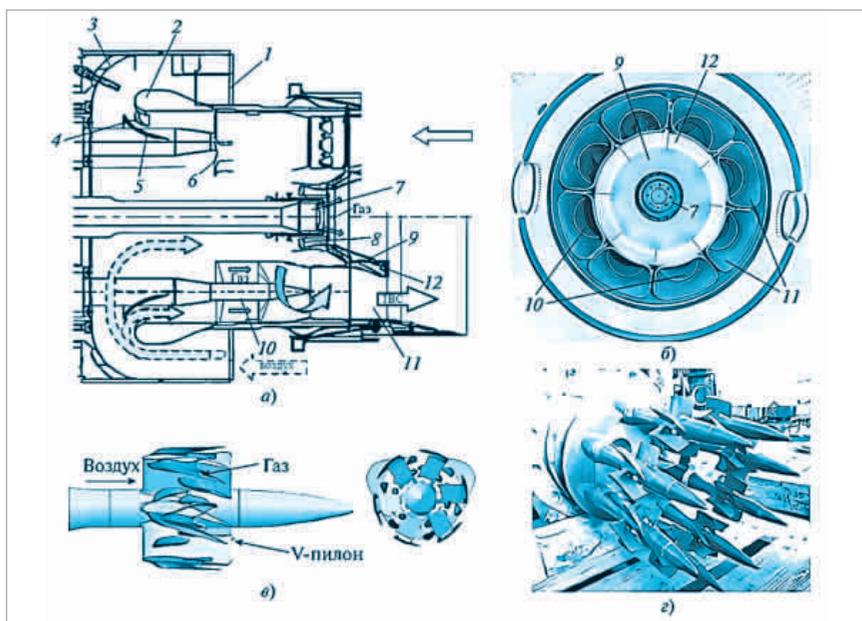
Рис. 6.  
Сравнение профилей  
NACA и CDA

Доля удаленной влаги в диафрагме последней ступени достигает до 25 %. Для направляющих лопаток применена высокоэкономичная форма профилей с переменным тангенциальным наклоном.

В качестве материалов для сопловых лопаток использована жаропрочная высоколегированная сталь 18X11МФБ и 15X11МФ. Материалы для РЛ ЦВД и ЦНД, наружного корпуса ВД, СД – 15X11МФ, также для рабочих лопаток цилиндра низкого давления используется 20X13. Валы цилиндров высокого и среднего давлений изготавливаются из сплава Cr11MoNiVNbN, низкого давления – 26XНЗМ2ФА, внутренние корпуса ЦВД и ЦСД выполнены из сплава GX12CrMoVNbN9-1 [16].

Так как одним из источников потерь пара являются зазоры между штоками и буксами

Рис. 7.  
Устройство МЭКС ГТУ  
производства Mitsubishi:  
а) упрощенная схема ГТУ;  
б) фото ГУ, вид по стрелке;  
в) модель одного пилона ОГ  
с подачей топлива на лопатки  
завихрителя, вид сбоку  
и спереди;  
г) фото разобранной ОГ  
с восемью пилонами [5, 6];



- 1) входные перфорированные опоры;
- 2) обтекатель;
- 3) задняя стенка;
- 4) тангенциальные вырезы в обтекателе для распределения воздуха в зоне предварительного смешения (8 шт.);
- 5) разделительная лопатка;
- 6) вход в зону предварительного смешения;
- 7) ПГ;
- 8) осевой завихритель ПГ;
- 9) конус ПГ;
- 10) V-образный пилон ОГ;
- 11) выходной канал пилонов ОГ сложной формы (8 шт.);
- 12) основание конуса ПГ

в клапанах высокого и среднего давления, то для снижения данных показателей применяются жидкометаллические уплотнения.

На данный момент в МЭИ разработано несколько проектов по созданию конденсационных паровых турбин на ультрасверхкритические параметры пара. Основные характеристики проектируемых установок представлены в табл. 2 [12].

С появлением новых жаропрочных сплавов и развитием технологий машиностроения, в частности технологий сложного литья с направленной кристаллизацией, газотурбинные установки вплотную приблизились к паротурбинным по показателям единичной мощности и эффективности. Характеристики наиболее мощных на сегодня ГТУ представлены в табл. 3.

### Применяемые технологии на примере ГТУ M701JAC и SGT5-9000HL, 9HA.02.

Компания Mitsubishi Heavy Industries (MHI) сегодня удерживает позиции ведущего мирового производителя современных ГТУ, последовательно работая над повышением их энергоэффективности и совершенствуя конструкцию. Локальной целью компании является достижение температуры после камеры сгорания 1700 °С. Последней в серии высокоэффективных турбин стала M701JAC (рис. 5) с температурой после камеры сгорания 1600 °С, после увеличения температуры с 1500 °С в турбинах серии G [13].

Как и многие производители газовых турбин, MHI последовательно внедряет новые технологии в свой продукт. В M701JAC, по сравнению с предыдущими моделями, повышена температура после камеры сгорания, применена охлаждаемая камера сгорания без подмешивания охлаждающего воздуха в рабочее тело, улучшена аэродинамика компрессора, улучшено термобарьерное покрытие лопаток турбины, изменена конструкция сопел горелки. Рассмотрим подробнее технологические решения.

В компрессоре используется технология трехмерного проектирования лопаток. Применен регулируемый входной направляющий аппарат, и первые три ступени компрессора имеют направляющий аппарат с изменяемым углом установки, что обеспечивает более эффективную работу при частичной нагрузке. Лопатки последних ступеней выполнены по технологии CDA (управление диффузионным профилем), заменив лопатки профиля NACA, что дало лучшие показатели по распределению скорости по поверхности лопатки и повысило эффективность (рис. 6). Эти решения позволяют достичь степени повышения давления 25:1 [14].

В ГТУ применена малоэмиссионная камера сгорания (МЭКС). Каждая жаровая труба имеет пусковые горелки диффузионного сгорания для поддержания факела и основные горелки предварительного смешивания (DLE), что обеспечивает низкое содержание оксидов азота на выхлопе (рис. 7).

Повышение температуры горения в камере сгорания до 1600 °С приводит к увеличению выбросов оксидов азота. Для уменьшения количества выбросов в камере сгорания изменили конструкцию сопел в сравнении с предыдущими агрегатами. Применено новое V-образное сопло для получения более однородной смеси топлива и воздуха и снижения температуры пламени в зоне горения, за счет этого концентрация выбросов NO<sub>x</sub> сопоставима с турбинами серии G – порядка 25 ppm [15].

Охлаждение жаровых труб – воздушное, конвекционное. Охлаждающий воздух не смешивается с продуктами сгорания и не разбавляет их, что позволяет поддерживать высокую температуру пламени. В отличие от серии J, где применяется паровое охлаждение камеры сгорания, турбины серии JAC не зависят от источников пара, в результате сокращается время пуска и поддерживается стабильная работа на переменных режимах.

Детали горячего тракта подвержены воздействию горячих продуктов сгорания температурой до 1700 °С. Первая ступень турбины имеет термобарьерное покрытие (ТВС) и высокоэффективное пленочное охлаждение, обеспечивающее защиту металла лопаток от высокотемпературной коррозии и требуемый ресурс эксплуатации.

Охлаждение лопаток происходит за счет отбора воздуха от компрессора для поддержания температуры лопаток в пределах допустимых значений и повышения расчетного срока службы. Для повышения экономичности и производительности турбин необходимо уменьшить расход охлаждающего воздуха без снижения работоспособности. С этой целью разработано высокоэффективное пленочное охлаждение, при котором набегающий поток газа на поверхности лопатки перекрывается охлажденным воздухом для снижения температуры поверхности лопатки. Форма выходных охлаждающих отверстий была оптимизирована для покрытия большей площади поверхности лезвия при одинаковом расходе воздуха в пленке, оптимизируя общее количество охлаждающего воздуха. Схема охлаждения лопатки представлена на рис. 8 [14].

Применение передовых технологий в ТВС на 50 % обеспечило возможность увеличить температуру перед турбиной. Тепловыделение



Рис. 8. Устройство охлаждения лопаток турбины

от высокотемпературного газа к лопаткам турбины снижается за счет усовершенствованного ТВС, обладающего более высоким теплозащитным эффектом и долговечностью по сравнению с обычными материалами покрытия. Это способствует снижению расхода охлаждающего воздуха для поддержания температуры металла лезвия на уровне ниже предельного значения. Долговечность усовершенствованного покрытия была подтверждена лазерным термическим циклом испытаний перед нанесением на настоящие лопатки.

Компания Siemens разработала модельный ряд турбин HL-класса. Турбина SGT-9000HL (рис. 9) является самой мощной и эффективной в настоящее время с полезной мощностью 593 МВт и КПД более 43 % для версии SGT5. Она изготавливается как для рынка с частотой сети 50 Гц, так и для сети 60 Гц – SGT5-9000HL и SGT6-9000HL соответственно. Эти две машины имеют ряд взаимозаменяемых компонентов для облегчения и удешевления производства.

В двигателях HL-класса сочетаются преимущества двигателей H-класса и новые технологии, которые затрагивают практически все части двигателя. И, что наиболее важно, накопленный при этом технологический опыт в будущем будет использоваться во всей продукции Siemens [2].

Данная ГТУ представляет собой 4-ступенчатую турбину с воздушным охлаждением, в ней применен ряд технологических решений. Для стандартизации производства и возможности последовательного совершенствования

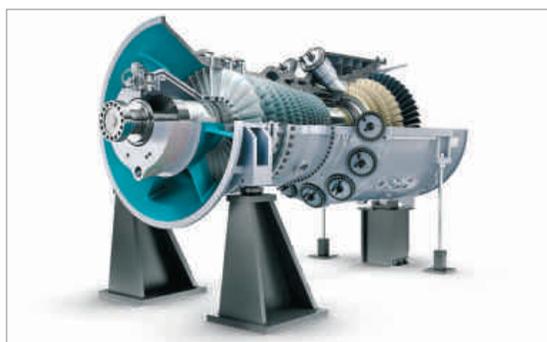


Рис. 9. Газовая турбина SGT5-9000HL производства Siemens



Рис. 10.  
Усовершенствованная  
конструкция лопаток  
компрессора



Рис. 11.  
Газовая турбина  
GE Vernova 9HA.02.

компанией введена модульная система разработки и изготовления компонентов.

В компрессоре используется технология трехмерного проектирования лопаток компрессора, усовершенствованы периферийные части лопаток для лучшей аэродинамики (рис. 10). Применяется регулируемый входной направляющий аппарат, и первые две ступени компрессора имеют направляющий аппарат с изменяемым углом установки, что позволяет более эффективно работать при частичной нагрузке. Также применены консольно закрепленные лопатки направляющего аппарата. Эти решения позволяют достичь степени повышения давления 24:1 [3, 4].

В модуле средней рамы установлена усовершенствованная система сгорания класса HL с высокой эффективностью (ACE), обеспечивающая как низкие выбросы, так и высокую эффективность благодаря инновационным камерам сгорания со стабилизированной струей и увеличенному количеству топливных форсунок (25 против 8 в Н-классе) предварительного смешивания. Более высокая эффективность и снижение выбросов  $\text{NO}_x$  являются результатом улучшенного предварительного смешивания топливного воздуха, а также конструкции, требующей меньшего количества охлаждающего воздуха даже при более высоких температурах сжигания.

Турбинный модуль объединяет различные ключевые технологии. Применено сверхэффективное внутреннее охлаждение. Функции охлаждения основаны на фирменной геометрии литейного сердечника Siemens Energy. Используются усовершенствованные модульные теплозащитные покрытия, керамический материал с лазерной гравировкой. Термоизоляционное покрытие тонко нарезается квадратами, чтобы снизить термические напряжения и избежать отслоения [1, 4].

На лопатки первой ступени нанесен защитный слой, который выгорает в первые 200 часов, это покрытие защищает лопатки от частиц, оставшихся в турбине после монтажа.

В 4-й ступени применена охлаждаемая консольная лопатка. Стойки выходного диффузора охлаждаются атмосферным воздухом, что снижает расход воздуха от компрессора, затраченный на охлаждение. Это повышает возможную температуру выхлопных газов, позволяя достичь большей эффективности в парогазовом цикле [1].

Ротор турбины изготавливается из дисков с хвостовыми соединениями и центрального стяжного болта. Внутри предусмотрены каналы охлаждения. Такая конструкция ротора позволяет производить демонтаж на месте. Для обеспечения быстрых пусков турбины и уменьшения потерь от протечек применена технология оптимизации гидравлического зазора в подшипниках.

В разработке энергетических турбин большой единичной мощности высоких успехов достигла и компания GE Vernova (GE). Самой мощной машиной GE является ГТУ 9HA.02 (рис. 11) мощностью 571 МВт и КПД до 44 %.

Газовая турбина GE 9HA является одним из лидеров отрасли среди предложений Н-класса. В ее состав входит 14-ступенчатый компрессор, трубчатая камера сгорания, 4-ступенчатая турбина с воздушным охлаждением. Турбины одного класса схожи по конструкции, но каждая компания в конкурентной борьбе за единичную мощность и КПД внедряет свои технологии в отдельные узлы и агрегаты. Рассмотрим некоторые технологические особенности машины GE 9HA.02.

Одной из отличительных особенностей установки GE Vernova являются применяемые технологии в камере сгорания. Используется уникальная система сгорания DLN 2.6e. Она имеет более быстрый пуск, улучшенное охлаждение, улучшенное предварительное смешивание топлива и воздуха, что обеспечивает уменьшение выбросов вредных веществ и высокую эффективность установки. Для подводов продуктов сгорания в турбину применяется система 3100F, которая представляет собой сочетание камеры сгорания и направляющей лопатки первой ступени как единый модуль. Такая компоновка помогает уменьшить потери на утечки, сформировать равномерное поле температур на входе в турбину и улучшить металлоемкость всей конструкции.

Также GE использует модульную схему вспомогательных систем. Она представляет собой предварительно сконфигурированные, собранные на заводе и протестированные модули, разработанные для уменьшения количества соединений на площадке заказчика. Такой подход упрощает и ускоряет монтаж и уменьшает

риски, связанные с качеством монтажа. Применение модульной схемы сокращает время монтажа всего оборудования на 10 000 часов по сравнению с установками предыдущего класса, что позволило вводить машину в эксплуатацию за 26 недель [17].

В последние годы в отечественном газотурбостроении также наметились положительные тенденции развития отрасли. В 2019 году ПАО «ОДК–Сатурн» завершило испытания газовой турбины ГТЭ-110, ввод головного образца в промышленную эксплуатацию на ТЭС «Ударная» планируется до конца 2024 года. Компания «Силовые машины» закончила изготовление первой серийной газовой турбины большой мощности ГТЭ-170 для Нижнекамской ТЭС. Параллельно предприятие работает над созданием газовой турбины ГТЭ-65 [7].

Успешная реализация этих проектов будет серьезным заделом для создания современных турбин собственного производства мощностью более 300 МВт.

## Выводы

1. Представлен обзор современных паровых и газовых турбин, разработанных ведущими зарубежными компаниями – Mitsubishi, Siemens, General Electric.

2. Описана установка К-660-247 производства АО «Силовые машины».

3. Показано, что КПД современных ПТУ может достигать более 53 %, ГТУ – более 43 %.

4. Отмечено, что современные отечественные энергомашиностроительные предприятия обладают потенциалом как для развития паровых турбин на ССКП, так и для проектирования газовых турбин мощностью более 300 МВт. **□**

### Список использованных источников

1. Roberta P. A New Class of Gas Turbines / R. Prandi // *Power Progress* – 2017.

2. Siemens Energy A Decade in the making – Siemens Energy HL-class now delivers power to the grid / Siemens Energy // Siemens Energy. – 2020.

3. Siemens Energy Testing the big one SGT 9000HL 20 months on grid / Siemens Energy // *Offshore Energy Conference*, 2021. – 2021.

4. Siemens Energy Siemens Energy HL class gas turbine / Siemens Energy // *Gas turbine world*. – 2021.

5. Siemens Energy SST-6000 Steam Turbine Package / Siemens Energy // Siemens. – 2017.

6. Doosan STG Delivering cutting-edge turbine and generator technologies / Doosan STG // Doosan.

7. Силовые машины, Газовые турбины средней и большой мощности / Силовые машины [Электрон. ресурс] // Силовые машины : [сайт]. – URL: <https://power-m.ru/customers/thermal-power/gas-turbines>.

8. Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. Steam Power Plants / Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. // Mitsubishi Power. – 2021.

9. GE Vernova STF-D1250 and STF-D2250 a USC reheat steam turbines / GE Vernova [Электрон. ресурс] // [сайт]. – URL: <https://www.gevernova.com/steam-power/products/steam-turbines/stf-d1250-d2250>.

10. Chaplin R.A. Steam turbine components and systems / R.A. Chaplin // *Encyclopedia of Life Support Systems (EOLSS)*.

11. Мезенцева В.С. Проект Демидовской ТЭС 1320 МВт : специальность 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника» : бакалаврская работа. – Сибирский Федеральный университет. – Красноярск, 2023. – 118 с.

12. Комаров И. И. Разработка методических основ и моделей оценки влияния уровня развития паротурбинных технологий на технико-экономические показатели эксплуатации высокотемпературных угольных энергоблоков, специальность 05.14.01. «Энергетические системы и комплексы» : дисс. к.т.н. – Национальный исследовательский университет «МЭИ». – Москва, 2016. – 223 с.

13. Maekawa A. Evolution and Future Trend of Large Frame Gas Turbine for Power Generation / A. Maekawa // *Journal of Power and Energy Systems*. – 2011. – № 2.

14. Toshigae A. Development of the High Efficiency and Flexible Gas Turbine M701F5 by Applying J Class Gas Turbine Technologies / A. Toshigae, M. Junichiro, I. Eisaku // *Mitsubishi Heavy Industries Technical Review*. – 2014. – № 51.

15. Булысова Л. А. Опыт создания малоэмиссионных камер сгорания для наземных газотурбинных установок большой мощности: продукция фирмы Mitsubishi / Л. А. Булысова, В.Д. Васильев, А.Л. Берне [и др.] // *Теплоэнергетика*. – 2018. – № 5. – С. 50-58.

16. Лисянский А.С. Новые продукты АО «Силовые машины» / А.С. Лисянский [Электрон. ресурс] // Силовые машины: [сайт]. – URL: <http://www.myshared.ru/slide/1314499>, дата обращения:

17. Hughes M.J. Advanced Multi-Tube Mixer Combustion for 65% Efficiency: DE-FE0023965 [Текст] / M.J. Hughes, J.D. Berry // DoE 2019 UTSR Workshop.



**ООО «ИНГК» поставит  
ГПА-8 «Иртыш» для Бованенковского месторождения.**

ООО «ИНГК» заканчивает производство двух газоперекачивающих агрегатов ГПА-8 собственной разработки серии «Иртыш» для строящейся дожимной компрессорной станции. Оба ГПА созданы на базе газотурбинного двигателя НК-14СТ мощностью 8 МВт (ОДК-Кузнецов) и центробежного компрессора НЦ-8ДКС (НПО «Искра»). Заказчик – ООО «Газпромнефть–Заполярье».

В апреле на предприятии «ИНГК» в г. Перми завершены работы по изготовлению блоков воздушного обогрева систем выхлопа и маслообеспечения, на стадии производства – блоки центробежного компрессора и управления. Модульное исполнение агрегатов значительно сократит сроки и стоимость строительно-монтажных работ ГПА-8 серии «Иртыш» на площадке заказчика.

Газ с месторождения будет поставляться в магистральный трубопровод Бованенково – Ухта. Жидкие углеводороды: стабильный газовый конденсат и сжиженный углеводородный газ – будут транспортироваться по железной дороге через отгрузочный терминал, который строится на месторождении.

ООО «Газпромнефть–Заполярье» ведет разработку неоком-юрских залежей Бованенковского и Харасавэйского месторождений. Геологические запасы месторождений составляют 1,8 трлн м<sup>3</sup> газа и 222 млн тонн конденсата.



Система дополненной реальности, оснащенная камерами и экранами для обработки лопаток

**Продолжается разработка технологий  
ремонта ГТУ методом  
аддитивного наращивания.**

Федеральный институт исследований и испытаний материалов (ВИАМ) в Германии продолжает работы по технологиям ремонта газовых турбин. Проект MRO 2.0 направлен на оптимизацию работ, создаются автоматизированные технологические цепочки. Новые методы испытаний предназначены для определения остаточной толщины стенок и оценки поверхностных повреждений. Также разрабатывается технология проволочной дуги, при которой дополнительный материал наносится целевым способом.

Ученые создают цифровые двойники процесса. С помощью алгоритмов ИИ они анализируют данные об условиях эксплуатации и состоянии лопаток, что позволяет прогнозировать остаточный срок службы компонентов, планировать мероприятия по техобслуживанию, сокращать время простоя. В проекте участвуют десять партнеров, в том числе Siemens Energy, институты Фраунгофера и Берлинский технический университет.

Проект НТА 2.0 направлен на разработку процессов и оборудования для изготовления деталей турбин большой мощности. Исследуются и автоматизируются методы обработки компонентов для замены ручных и трудоемких этапов обработки, которые необходимы сегодня. Уделяется внимание повторному использованию исходных материалов, сокращению отходов. Разрабатываются технологии утилизации использованного порошка и материала из отходов.

В текущем проекте основное внимание уделяется разработке современных, эффективных технологий производства. Процессы АМ оцениваются в контексте разработки продукта для обеспечения экономичных и перспективных решений для изготовления высокотемпературных компонентов газовых турбин.

Будут снижены материальные затраты, а также загрязнение окружающей среды. Комплексный анализ жизненного цикла изделия позволяет оценить экономические и экологические результаты. ВИАМ использует опыт своих специалистов в области определения характеристик материалов, аддитивного производства, мониторинга процессов, контроля компонентов и поведения материалов при высоких температурах.

**ГПЭС обеспечивает энергией месторождение на Ставрополье.**

Компания «Ролт Инжиниринг» изготовила и поставила два газопоршневых энергоблока контейнерного исполнения для нефтегазоконденсатного месторождения в Октябрьском районе Ставропольского края. В состав ГПЭС простого цикла входят установки PSG 2700 электрической мощностью по 2158 кВт на базе двигателей J616 GS (INNIO Jenbacher). Топливо – попутный газ.

Специалисты ООО «Ролт Инжиниринг» провели полный комплекс работ по вводу электростанции в эксплуатацию, включая проектирование, строительство и пусконаладочные работы с проведением 72-часовых испытаний. Заказчик проекта – ООО «ЦГК Холдинг».

**Компания Suzlon построит ветропарк мощностью 642 МВт в Индии.**

Suzlon Group поставит 214 ветротурбин S144-140m мощностью по 3 МВт, выполнит на ВЭС строительные-монтажные и пусконаладочные работы. После ввода ветропарка компания будет осуществлять его эксплуатацию, ремонт и техническое обслуживание.

Контракт заключен с компанией Evren – совместным предприятием Brookfield и Axis Energy в Индии. Новый ветропарк построят в штате Андхра-Прадеш. Ветрогенераторы будут установлены на гибридных решетчато-трубных опорах.

Все ВЭУ оснастят асинхронными генераторами двойного питания, которые обеспечивают оптимальное включение ветрогенераторов в энергосистему в соответствии с существующими требованиями к качеству электроэнергии.

Оборудование будет изготовлено на предприятиях компании в Индии.



**Турбины и Дизели**

КАТАЛОГ  
ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО  
ОБОРУДОВАНИЯ

## Ядерный реактор ВВЭР-1000 как источник энергии для производства водорода на основе высокотемпературного парового электролиза

Садеги Хашаяр, к.т.н. – доцент, [sadegi\\_h@spbstu.ru](mailto:sadegi_h@spbstu.ru)

Газаи Сейед Хади, к.т.н. – доцент, [h.ghazaie@yandex.ru](mailto:h.ghazaie@yandex.ru)

Е. А. Соколова, к.т.н. – старший преподаватель, [sokolenergo@mail.ru](mailto:sokolenergo@mail.ru)

К. А. Найпак – аспирант, [naipak.ru@mail.ru](mailto:naipak.ru@mail.ru)

ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»

### Ключевые слова:

ядерное производство водорода, ядерная когенерация, высокотемпературный паровой электролиз, минимизация коэффициента потерь мощности, приведенная стоимость

### Аннотация

Высокотемпературный паровой электролиз (ВТПЭ) – одно из немногих решений, которое может внести свой вклад в смягчение глобальных последствий изменения климата, особенно в сочетании с атомной электростанцией (АЭС).

При соответствующей комбинации совместной генерации на основе легководных реакторов с оптимизированной системой рекуперации энергии можно обеспечить требования к установкам для производства водорода на основе ВТПЭ и АЭС.

Основным преимуществом интеграции системы ВТПЭ в легководный реактор является использование небольшой части генерируемого тепла в ядерном реакторе для превращения питательной воды водорода в пар.

В данной работе с помощью программы Aspen HYSYS проведено детальное моделирование ядерной когенерационной установки, включающей реактор ВВЭР-1000, промежуточный контур и модульную установку ВТПЭ. Необходимый пар для ВТПЭ отбирается сразу после парогенератора. Разработана новая программа для экономической оценки производства ядерного водорода. Установлено, что стоимость производимого водорода варьируется от 4,1 до 4,168 \$/кг для крупных и малых установок. Кроме того, общий КПД АЭС увеличивается на 5 % для крупномасштабной установки ВТПЭ.

Рисунки в настоящей статье (1–6) и таблицы (1, 2) иллюстрируют результаты проведенных исследований.

## VVER-1000 nuclear reactor as an energy source for hydrogen production based on high-temperature steam electrolysis

Sadeghi Hashayar, PhD in Engineering – Associate Professor, [sadegi\\_h@spbstu.ru](mailto:sadegi_h@spbstu.ru)

Ghazaie Seyed Hadi, PhD in Engineering – Associate Professor, [h.ghazaie@yandex.ru](mailto:h.ghazaie@yandex.ru)

E. A. Sokolova, PhD in Engineering – Senior Lecturer, [sokolenergo@mail.ru](mailto:sokolenergo@mail.ru)

K. A. Naipak – Postgraduate, [naipak.ru@mail.ru](mailto:naipak.ru@mail.ru)

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (SPbPU)

### Key words:

nuclear hydrogen production, nuclear cogeneration, high-temperature steam electrolysis, power loss factor minimization, levelized cost

### Abstract

High temperature steam electrolysis (HTSE) is one of the few options that can make a significant contribution to climate change mitigation on a large scale, especially when combined with a nuclear power plant (NPP).

Implementation of a proper cogeneration configuration based on light water reactors, as well as an optimized energy recovery system, can meet the requirements for hydrogen production plants based on HTSE and nuclear power plants.

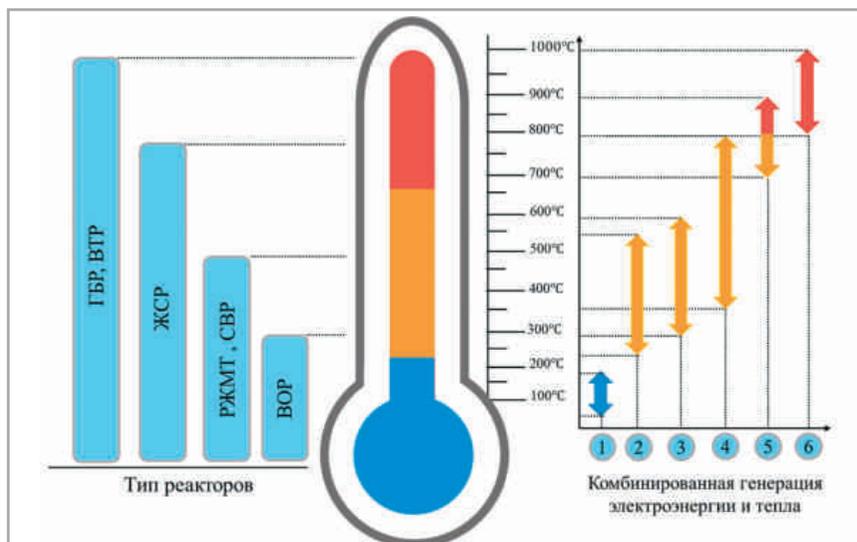
The main advantage of integrating an HTSE system into a light water reactor is the use of a small portion of the generated heat in a nuclear reactor to convert hydrogen feedwater into steam.

In this work, using the Aspen HYSYS program, a detailed modeling of a nuclear cogeneration plant was carried out, including a VVER-1000 reactor, an intermediate loop and a modular HTSE plant. A new program has been developed for the economic assessment of nuclear hydrogen production. The cost of hydrogen produced is found to vary from 4.1 to 4.168 \$/kg for large and small plants. In addition, it is found that the overall efficiency of a nuclear power plant increases by 5 % for a large-scale HTSE plant.

The figures (1–6) in the article and tables (1, 2) illustrate the results of the conducted research.

Согласно прогнозам, устойчивый рост спроса на водород и внедрение более чистых технологий его производства, применение топлива на его основе позволят избежать до 60 Гт выбросов CO<sub>2</sub> в 2021–2050 годах, что составляет 6 % от общего сокращения выбросов [1]. Водород можно перевозить на большие расстояния, использовать в сталелитейной и других отраслях тяжелой промышленности, а также в грузоперевозках, судоходстве и авиации. Энергия, содержащаяся в килограмме водорода, эквивалентна энергии, содержащейся в 3,8 литрах дизельного топлива. Таким образом, водород может использоваться как в качестве аккумулятора для накопления и хранения энергии, так и в качестве ее непосредственного источника. Однако этот элемент не встречается в природе в чистом виде и существует только в сочетании с другими химическими элементами, такими как кислород, образующий воду, или углерод, образующий органические соединения [2].

Одним из главных преимуществ водородной энергетики является широкое разнообразие методов получения водорода. Типичная установка по производству водорода (УПВ) состоит из трех основных частей: входящие потоки, выходящие продукты и ядро установки. Ядро УПВ включает ряд оборудования и устройств, в которых происходят химические реакции и выделение водорода за счет подвода определенного количества энергии. Энергия в ядре УПВ может потребляться в тепловой, электрической или обеих формах в зависимости от применяемого метода. Необходимая энергия для УПВ потенциально может быть получена из любого энергоисточника – это электростанции, работающие на ископаемом топливе, возобновляемые



источники энергии или ядерная энергия. Правильный выбор источника энергии играет важную роль в вариантах декарбонизации.

Кроме того, поскольку технологии производства водорода являются чрезвычайно энергоемкими процессами, затраты на энергию являются основным компонентом при расчете приведенной стоимости водорода (ПСВ). Таким образом, использование относительно чистого, дешевого и устойчивого источника энергии в УПВ приводит к снижению общего объема выбросов, получению более экологически чистого водорода и удешевлению конечного продукта.

Ядерная энергия – практически неограниченный ресурс дешевой и надежной энергии, наименее воздействующий на окружающую среду по сравнению с использованием ископаемых видов топлива для производства электричества, тепла и водорода. Производимая на электростанциях электроэнергия может использоваться в традиционном процессе электролиза для разделения воды на водород

Рис. 1.

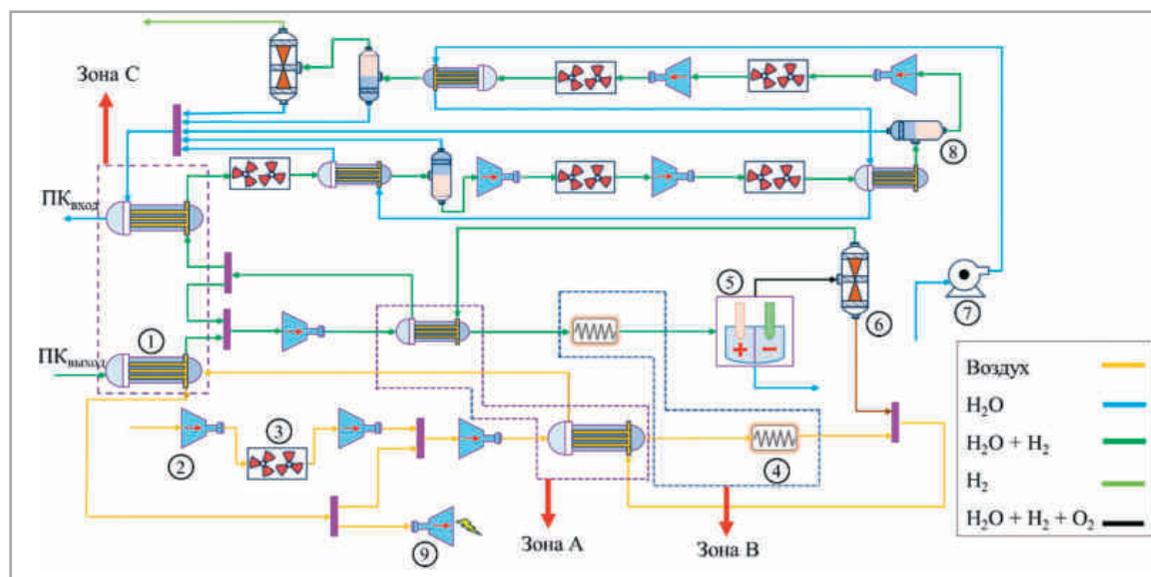
Потенциальные области применения когенерации для различных типов реакторов:

- 1) опреснение морской воды, централизованное отопление;
- 2) переработка нефти;
- 3) нефтяные пески и битум;
- 4) производство электроэнергии и пара;
- 5) производство водорода (паровой риформинг природного газа);
- 6) производство водорода (термохимическое, ВТПЭ)

Рис. 2.

Общая схема одного модуля установки ВТПЭ:

- 1) теплообменник;
  - 2) компрессор;
  - 3) охладитель;
  - 4) электронагреватель;
  - 5) электролизер;
  - 6) разделитель;
  - 7) насос;
  - 8) сепаратор;
  - 9) турбина рекуперации давления;
- ПК вход – входная жидкость в промежуточный контур (ПК);  
ПК выход – выходная жидкость из ПК;
- А) зона высокотемпературной рекуперации;  
В) зона подогревателей;  
С) зона низкотемпературной рекуперации



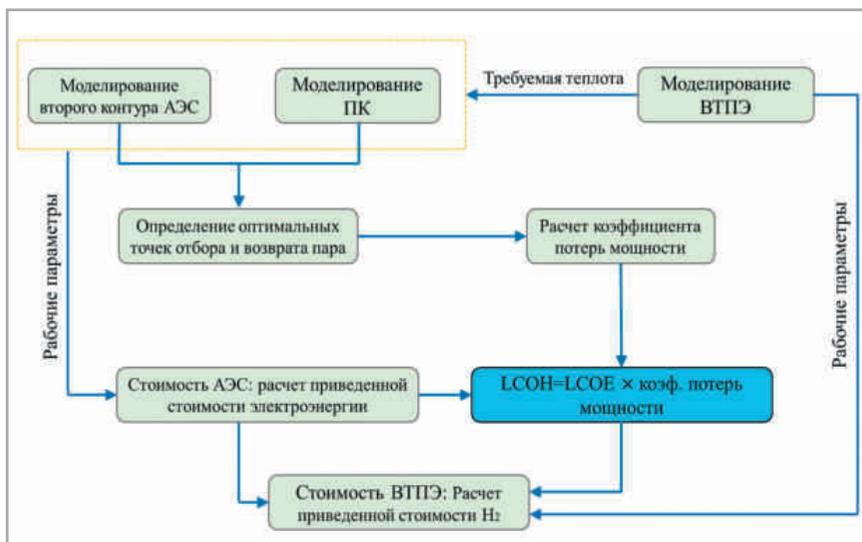


Рис. 3. Схема технико-экономической оценки установки ВТПЭ, интегрированной в ВВЭР-1000

и кислород. Если электролиз осуществляется с использованием высокотемпературного пара, то производимая ядерным реактором тепловая энергия может заменить часть необходимого электричества, и чистая эффективность гибридной системы значительно возрастет. Термохимические циклы расщепления воды, в которых вода расщепляется на кислород и водород в ходе сложных химических реакций, протекающих под действием тепловой энергии, способны утилизировать все тепло, получаемое в ядерных реакторах, с эффективностью около 50 %.

Среди перечисленных ядерных методов получения водорода высокотемпературный паровой электролиз на основе твердооксидных мембран в последнее время привлекает внимание по многим причинам, например, из-за своей более высокой эффективности по сравнению с традиционными технологиями электролиза. Основным преимуществом ядерных водородных когенерационных установок является использование тепла АЭС для производства высокотемпературного пара. Этот процесс может быть осуществлен двумя различными способами. Первый способ – это использование тепла АЭС для превращения воды из жидкого состояния в пар (фазовый

переход) и последующее повышение температуры пара до более высоких значений («разумное» тепло) за счет тепла АЭС. Этот вариант может быть реализован только в реакторах нового поколения, таких как высокотемпературный ядерный реактор (ВТР), поскольку температура на выходе из него достаточно высока для повышения температуры пара до 800 °С. Однако существует ряд ограничений, в частности, связанных с конструкционными материалами при использовании реакторов IV поколения [3].

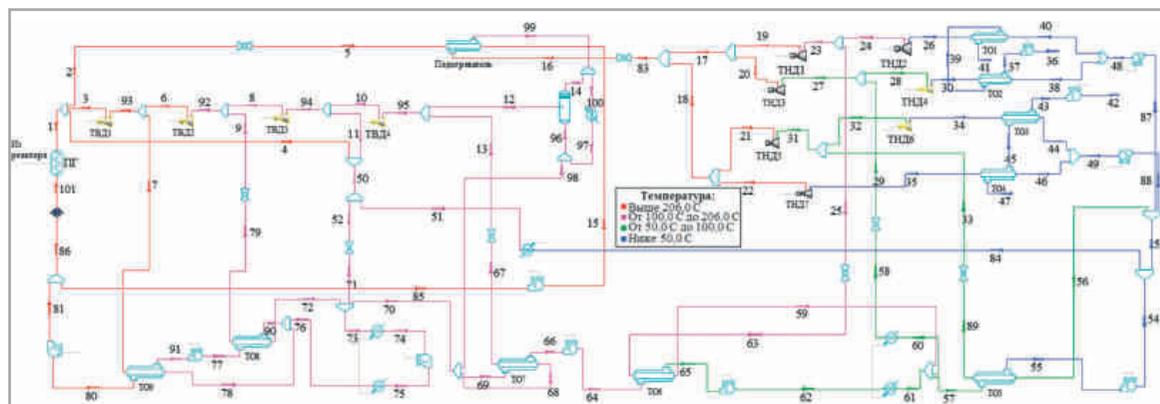
С другой стороны, наиболее популярными для коммерческих крупных АЭС являются легководные реакторы типа ВВЭР (водо-водяной энергетический реактор). Согласно опубликованному докладу Международного агентства по атомной энергии (МАГАТЭ), 90 % общей чистой ядерной электрической мощности производится на легководных реакторах, в то время как доля газоохлаждаемых реакторов по состоянию на 12.11.2023 года составляет около 1 % [4]. Поэтому анализ производства ядерного водорода на базе типичных ядерных реакторов является приоритетным в вариантах с нулевыми выбросами.

В типичной системе ВТПЭ огромное количество энергии должно быть затрачено на генерацию пара перед ячейкой. Таким образом, основное преимущество интеграции ВТПЭ в легководный реактор заключается в том, что для превращения воды в пар и последующего повышения температуры пара примерно до 800 °С потребуется небольшая часть генерируемого в реакторе тепла, если использовать вспомогательный котел, небольшую солнечную электростанцию или электрический нагреватель.

Существуют различные схемы объединения атомных электростанций с системами ВТПЭ, основанные на точках отбора пара с АЭС.

Основной целью данного исследования является проведение технико-экономического анализа интеграции модульной системы ВТПЭ в реактор ВВЭР-1000. Все моделирование в данном исследовании выполнено с

Рис. 4. Схема технологического процесса автономной БАЭС, смоделированная в HYSYS



использованием Aspen HYSYS – современного симулятора стационарных химических процессов. Кроме того, разработана новая компьютерная программа для технико-экономической оценки модульной установки ВТПЭ с ядерными реакторами (независимо от типа реактора) на языке программирования Fortran.

### Основа атомной когенерационной установки для производства водорода

Тепло, получаемое от атомной электростанции, может использоваться для производственных и бытовых нужд: ГВС и централизованное отопление, опреснение морской воды и т.д. Вспомогательный продукт ядерной когенерационной установки в основном зависит от конструкции ядерного реактора и температуры теплоносителя на выходе из реактора. Соответственно, области применения атомных когенерационных установок можно классифицировать в зависимости от требуемой температуры пара для вспомогательной системы: а) низкотемпературные; б) промежуточные; в) высокотемпературные. Как видно из рис. 1, водоохлаждаемые реакторы (ВОР), такие как ВВЭР, подходят для низкотемпературных применений, в то время как ВТР потенциально могут использоваться для установок ВТПЭ в качестве высокотемпературной когенерационной установки [5].

Следует заключить, что, используя соответствующую комбинацию когенерации на основе легководных реакторов, а также оптимизированную систему рекуперации энергии, можно обеспечить требования к установкам для производства ядерного водорода по методу ВТПЭ. Но при этом возникает очень важный вопрос, связанный с большой разницей между максимальной температурой отбираемого пара с когенерационной установки ВОР (около 275 °С) и требуемой температурой пара для установки ВТПЭ (около 800 °С).

Нужно отметить, что основная доля энергопотребления в установке ВТПЭ используется для фазового перехода питательной воды в пар. Эту энергию, называемую скрытым теплом, можно легко получить с помощью типичной установки ВОР при более низких температурах, чем 800 °С. Оставшаяся энергия для повышения температуры пара до 800 °С (ощутимое тепло) может быть получена различными способами, например, с помощью вспомогательного котла (что не рекомендуется из-за высокого уровня выбросов), возобновляемого источника энергии или электрического нагревателя. Теоретически инженерная технология для такой комбинации доступна.

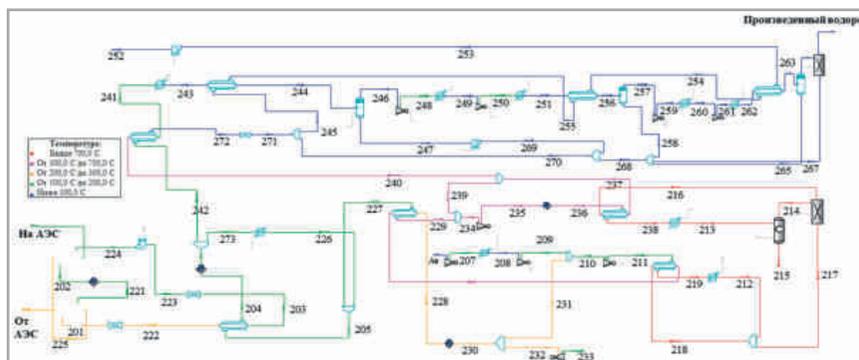
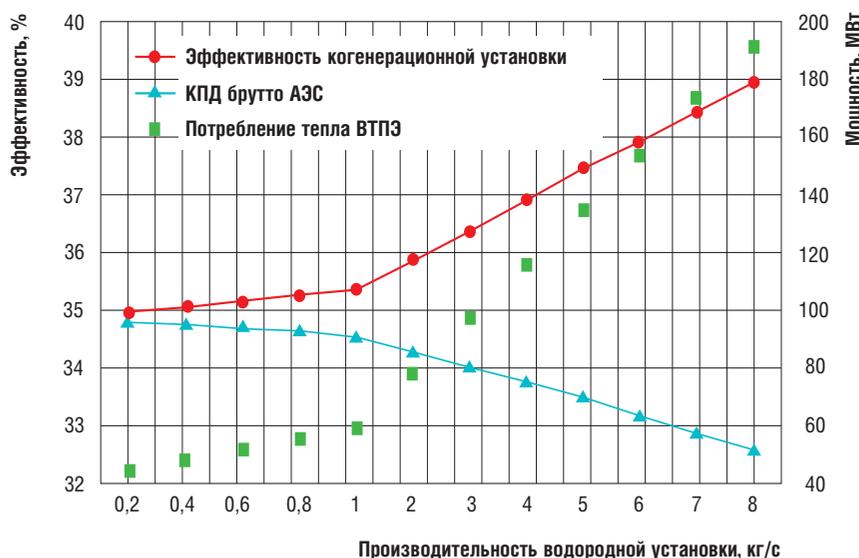


Рис. 5. Технологическая схема одного модуля ВТПЭ



### Модульная установка ВТПЭ

В настоящее время технология ВТПЭ стремительно развивается благодаря ряду ее преимуществ по сравнению с низкотемпературным или традиционным электролизом. ВТПЭ обладает более высоким КПД, меньшим энергопотреблением и низкой стоимостью энергии, особенно в сочетании с атомной электростанцией. Основными термодинамическими параметрами, связанными с ВТПЭ, являются изменение энтальпии реакции ( $\Delta H$ ) и энтропии реакции ( $\Delta S$ ), изменение свободной энергии Гиббса реакции ( $\Delta G$ ), которые связаны между собой следующим образом [6]:

Рис. 6. Сравнение эффективности использования электроэнергии и эффективности совместной генерации системы при различных значениях извлеченного тепла, потребление электроэнергии ВТПЭ – 819,13 МВт с 40 модулями ВТПЭ

Параметр	Значение
Тепловая энергия от реактора, МВт	3012
Электроэнергия, МВт	1045,4
Потери при продувке парогенератора, МВт·ч	8
Температура на входе в парогенератор, °С	221,16
Давление от подогревателя 1 до подогревателя 6, МПа	0,0234; 0,084; 0,1337; 0,841; 1,431; 2,239
Давление в деаэраторе, МПа	0,552
Давление на входе/выходе парогенератора, МПа	6,2775,884
Массовый расход на входе в парогенератор, т/ч	5921,03
Массовый расход свежего пара в подогревателе, т/ч	497,65
Температура морской воды, °С	28
Давление в конденсаторе, МПа	0,0071

Табл. 1. Основные входные параметры для моделирования автономной установки ВВЭР-1000

Номер потока	Давление, кПа	Температура, °С	Массовый расход, т/ч	Степень сухости	Номер потока	Давление, кПа	Температура, °С	Массовый расход, т/ч	Степень сухости
1	5880	274,32	5920	0,995	51	914	176,01	73,9	0,867
2	5880	274,32	498	0,995	52	914	176,01	218	0,867
3	5880	274,32	5420	0,995	53	23,4	40,26	3270	0,000
4	5880	274,32	5,5	0,995	54	23,4	40,00	3350	0,000
5	5590	271,01	498	0,993	55	60	40,00	3350	0,000
6	2240	218,16	5110	0,914	56	23,4	63,49	135	0,000
7	2240	218,16	304	0,914	57	60	61,57	3350	0,000
8	1520	198,99	4870	0,887	58	58,4	85,24	135	0,987
9	1520	198,99	246	0,887	59	134	107,93	139	0,000
10	914	176,01	4580	0,864	60	58,4	85,24	135	0,000
11	914	176,01	286	0,864	61	58,4	64,23	3620	0,000
12	588	158,04	4160	0,849	62	58,4	84,32	3620	0,000
13	588	158,04	417	0,849	63	134	135,42	139	1,000
14	579	157,44	3540	1,000	64	200	105,20	3620	0,000
15	5590	271,01	498	0,000	65	200	84,34	3620	0,000
16	571	255,53	3550	1,000	66	550	105,25	3620	0,000
17	571	255,53	1840	1,000	67	552	155,60	417	0,851
18	571	255,53	1710	1,000	68	552	155,60	417	0,000
19	571	255,53	922	1,000	69	550	153,40	3620	0,000
20	571	255,53	919	1,000	70	550	154,13	4660	0,000
21	571	255,53	921	1,000	71	841	172,50	218	0,869
22	571	255,53	786	1,000	72	1030	181,10	246	0,000
23	142	135,78	922	1,000	73	550	155,46	5120	0,038
24	142	135,78	783	1,000	74	535	154,40	5120	0,000
25	142	135,78	139	1,000	75	1500	154,59	5120	0,000
26	7,1	39,26	783	0,912	76	1500	173,75	5120	0,000
27	62,1	86,81	919	0,986	77	1500	194,01	5420	0,000
28	62,1	86,81	784	0,986	78	2240	204,10	304	0,000
29	62,1	86,81	135	0,986	79	1430	196,07	246	0,889
30	5,7	35,23	784	0,915	80	2220	216,06	5420	0,000
31	24,9	64,87	921	0,953	81	6270	216,84	5420	0,000
32	24,9	64,87	787	0,953	82	571	255,53	3550	1,000
33	24,9	64,87	135	0,953	83	914	28,00	73,9	0,000
34	5,7	35,23	787	0,915	84	6270	271,24	498	0,000
35	7,1	39,26	786	0,919	85	6270	221,63	5920	0,000
36	100	28,00	100000	0,000	86	24,9	39,27	1570	0,000
37	200	28,01	100000	0,000	87	24,9	39,27	1570	0,000
38	7,1	39,26	784	0,000	88	23,4	63,49	135	0,954
39	150	32,14	100000	0,000	89	1500	175,48	5420	0,000
40	7,1	39,26	783	0,000	90	2220	194,13	5420	0,000
41	100	36,27	100000	0,000	91	1520	198,99	5110	0,887
42	100	28,00	100000	0,000	92	2240	218,16	5420	0,914
43	200	28,01	100000	0,000	93	914	176,01	4870	0,864
44	7,1	39,26	787	0,000	94	588	158,04	4580	0,849
45	150	32,15	100000	0,000	95	579	157,44	628	0,000
46	7,1	39,26	786	0,000	96	579	157,44	11,9	0,000
47	100	36,32	100000	0,000	97	579	157,44	616	0,000
48	7,1	39,26	1570	0,000	98	579	157,44	3550	0,997
49	7,1	39,26	1570	0,000	99	579	157,44	11,9	0,000
50	914	176,01	291	0,867	100	6270	221,62	5920	0,000

Табл. 2.

Термодинамические характеристики потоков автономной атомной электростанции Бушер со значениями для БАЭС [8]

$$\Delta H = \Delta G + T\Delta S, \quad (1)$$

где  $\Delta H$  – общая необходимая энергия для электролиза;  $\Delta G$  – теоретически необходимое электричество для расщепления воды;  $T\Delta S$  – необходимое тепло.

Можно показать, что при повышении температуры исходной воды  $\Delta G$  уменьшается, в то время как  $T\Delta S$  и скорость реакции увеличиваются, что приводит к снижению затрат на процесс. Типичные легководные ядерные реакторы дают пар с температурой до 300 °С, который может использоваться для испарения

питательной воды установки ВТПЭ. Необходимое разумное тепло для повышения температуры пара до 800 °С может быть обеспечено системами рекуперации и догрева. Стоимость материалов, используемых в ВТПЭ при высоких температурах, относительно дороже тех, что применяются в обычных системах электролиза. Настоятельно рекомендуется использовать нержавеющую сталь для изготовления различных частей установки ВТПЭ [7].

В литературе описано множество схем ВТПЭ, интегрированных в типичную электростанцию [8]. Однако наиболее совместимую с основной идеей данного исследования схему интеграции ВТПЭ в легководный ядерный реактор можно найти в готовящихся отчетах энергетического отдела Национальной лаборатории Айдахо [9]. В данном отчете детальная схема установки ВТПЭ описана и смоделирована в Aspen HYSYS v12.1 (39.0.0.116). Таким образом, структура ВТПЭ в нашем исследовании взята из [8]. На рис. 2 показана типовая схема одного модуля установки ВТПЭ.

Технически в атомных когенерационных установках может использоваться любой тип ядерного реактора. В данной работе в качестве движущего источника энергии для установки ВТПЭ используется крупномасштабный коммерческий водоохлаждаемый реактор ВВЭР-1000. Атомные электростанции с ВВЭР обычно состоят из двух основных контуров.

В первый контур входят корпус под давлением, первичные насосы, парогенераторы, нагнетатель и другие инженерные сооружения, которые находятся в защитной оболочке. Хотя первый контур имеет наибольшее значение с точки зрения производства энергии и безопасности, второй контур играет самую важную роль в системах совместной генерации, поскольку прямое подключение вторичной установки к ядерному реактору крайне опасно и неэффективно. Второй контур АЭС ВВЭР включает турбины высокого и низкого давления, сепаратор, перегреватель, подогреватели, насосы, конденсатор и генератор.

### Себестоимость производства водорода на основе ядерных технологий и ВТПЭ

В данном исследовании методология экономической оценки системы ВТПЭ и атомной когенерационной установки взята из работ [9] и [10] соответственно. На языке программирования Fortran разработана новая компьютерная программа «Технико-экономический анализ атомной теплоэлектростанции ВТПЭ» (TEAHNCO). На рис. 3 представлена общая схема технико-экономической оценки.

Параметр	Значение	Параметр	Значение
Рабочая температура ячейки, °С	800	Рабочее давление в ячейке, МПа	0,5
Состав на входе в ячейку Н <sub>2</sub> О, % моль	90	Утилизация пара, %	80
Потребляемая мощность ячейки, МВт	25	Система очистки воздуха	Воздух
Коэффициент давления компрессора на каждой ступени	1,5	Чистота продукта, Н <sub>2</sub>	99,9
Давление продукта Н <sub>2</sub> , МПа	20	Температура охлаждающей воды, °С	20

Табл. 4. Основные рабочие свойства и условия для моделирования модульной установки ВТПЭ

## Результат

В данном разделе выполнены все этапы моделирования и технико-экономической оценки ядерной системы производства водорода ВТПЭ. В качестве примера рассматривается второй блок АЭС «Бушер» в Иране. Моделирование автономной АЭС и установки ВТПЭ выполнено с помощью программы Aspen HYSYS v12.1. По полученным результатам рассчитана приведенная стоимость водорода.

Основные входные параметры для моделирования этой установки приведены в табл. 1 [11]. Типовая схема второго блока БАЭС представлена на рис. 4, рабочие параметры процесса и характеристики потоков – в табл. 2. Для оценки точности полученных результатов моделирования в HYSYS рассчитаны относительные погрешности для температуры различных точек, которые приведены в табл. 3. Как видно из таблицы, абсолютная относительная погрешность для перечисленных параметров достаточно мала и приемлема.

Типовая схема предлагаемой установки ВТПЭ представлена на рис. 5, основные характеристики условий эксплуатации для моделирования этой схемы – в табл. 4. Следует отметить, что на рис. 5 смоделирован только один модуль, что соответствует производительности по водороду 0,2 кг/с. При увеличении производительности количество модулей увеличивается без изменения конструкции каждого из них. Термодинамические свойства каждого потока на рис. 5 приведены в табл. 5.

Одним из наиболее значимых результатов технического анализа является КПД энергосистемы. На рис. 6 показан электрический КПД АЭС после извлечения определенного количества тепла и проведено сравнение с общим КПД когенерационной установки. Как видно, хотя электрический КПД АЭС снижается при увеличении водородной мощности, общая эффективность когенерации (утилизация тепловой энергии) возрастает. Например, при извлечении 188 МВт тепла для производ-

Параметр	Референтное значение	Расчетное значение	Абс. относительная погрешность (%)
Качество пара после парогенератора (ПГ)	0,9950	0,9949	0,1
Качество пара после ЦВД1, ЦВД2, ЦВД3	0,9140; 0,8873; 0,8643	0,9154; 0,8966; 0,8676	0,1529; 1,0372; 0,3803
Температура выходящей жидкой влаги	157,48	157,4	0,05
Качество выходящей паробразной влаги	0,997	0,9966	0,04
Температура пара на выходе из промежуточного нагревателя	255,38	255,5	0,047
Температура на входе в парогенератор	221,16	221,62	0,207
Температура питательной воды после конденсатора	39,16	40	2,1450

Табл. 3.

Сравнение полученных результатов из HYSYS с референтными значениями для БАЭС [8]

Название потока	Давление, кПа	Температура, °С	Массовый расход, т/ч	Степень сухости	Название потока	Давление, кПа	Температура, °С	Массовый расход, т/ч	Степень сухости
201	400	242,39	4410	0,000	240	490	343,80	2,17	1,000
202	450	186,00	4410	0,000	241	464	110,51	2,17	1,000
203	316,7	169,74	4410	0,000	242	590	152,50	7,97	0,003
204	590	152,50	319	0,003	243	454,7	70,38	2,17	0,882
205	540	154,81	319	1,000	244	428,7	60,00	2,17	0,860
Воздух	101,3	20,00	16,5	1,000	245	987,6	61,86	6,53	0,000
207	219	109,82	16,5	1,000	246	428,7	60,00	1,05	1,000
208	214,6	50,00	16,5	1,000	247	428,7	60,00	1,11	0,000
209	464	147,63	16,5	1,000	248	649,5	113,12	1,05	1,000
210	464	167,18	21	1,000	249	636,5	68,73	1,05	1,000
211	520,6	183,78	21	1,000	250	964,2	122,97	1,05	1,000
212	500	800,00	21	1,000	251	944,9	64,00	1,05	0,978
213	500	800,00	8,27	1,000	252	517,1	10,00	6,53	0,000
214	500	800,00	8,27	1,000	254	1088	20,43	6,53	0,000
215	500	800,00	0	0,000	255	1038	41,03	6,53	0,000
216	500	800,00	2,47	1,000	256	918,9	40,00	1,05	0,961
217	500	800,00	5,8	1,000	257	918,9	40,00	0,786	1,000
218	500	800,00	26,8	1,000	258	918,9	40,00	0,268	0,000
219	510,2	785,00	21	1,000	259	1392	90,40	0,786	1,000
220	490	331,78	26,8	1,000	260	1364	47,47	0,786	1,000
221	450	186,00	4410	0,000	261	2066	98,76	0,786	1,000
222	342,7	242,41	4410	0,000	262	2025	37,79	0,786	0,995
223	260,6	169,77	4410	0,000	263	1995	15,00	0,786	0,993
224	500	169,84	4410	0,000	264	1995	15,00	0,737	1,000
225	5821	264,30	333	0,000	265	1995	15,00	0,0483	0,000
226	540	154,81	311	1,000	Водород	1995	15,00	0,731	1,000
227	540	154,81	7,97	1,000	267	1995	15,00	0,00629	0,356
228	464	239,36	26,8	1,000	268	918,9	35,72	0,323	0,010
229	490	315,70	7,97	1,000	269	918,9	60,06	1,11	0,000
230	464	239,37	26,8	1,000	270	918,9	54,56	1,44	0,002
231	464	239,37	4,52	1,000	271	918,9	60,56	7,97	0,000
232	464	239,37	22,3	1,000	272	640	60,61	7,97	0,000
233	101,3	106,40	22,3	1,000	273	590	152,50	311	0,003
234	490	318,37	8,27	1,000	274	590	152,50	319	0,003
235	520,6	331,72	8,27	1,000	От АЭС	5884	274,32	333	0,984
236	520,6	331,72	8,27	1,000	На АЭС	5759	170,89	333	0,000
237	490	343,80	2,47	1,000	253	1138	10,05	6,53	0,000
238	510,2	710,41	8,27	1,000					
239	490	343,80	0,3	0,000	240	490	10,05	2,17	1,000

Табл. 5. Термодинамические характеристики потоков в одномодульном высокотемпературном паровом электролизе

Производительность H <sub>2</sub> , кг/с	Капитальные затраты, М\$	Ежегодные затраты на ТО, М\$	Стоимость вывода из эксплуатации, М\$	ПСВ
0,2	26,711	18,592	2,069	4,168
0,4	52,873	36,909	4,096	4,136
0,6	78,728	55,174	6,098	4,120
0,8	104,369	73,420	8,084	4,110
1	129,848	92,116	10,058	4,122
2	255,640	183,861	19,802	4,109
3	379,734	275,649	29,414	4,103
4	502,738	368,165	38,942	4,107
5	624,941	461,669	48,408	4,116
6	746,514	551,969	57,824	4,101
7	867,568	644,445	67,201	4,102
8	988,180	737,295	76,544	4,105

Табл. 6.  
Экономические показатели  
установки ВТПЭ,  
приводимой в действие БАЗС

ства водорода при производительности 8 кг/с эффективность гибридной системы достигает 39 %, что примерно на 13 % больше, чем эффективность автономной АЭС.

Результаты экономической оценки установки ВТПЭ с ВВЭР-1000 для различных мощностей по водороду приведены в табл. 6. Приведенная стоимость состоит из трех основных компонентов, представленных в этой таблице. Как видно, максимальную долю в ПСВ занимают затраты на техническое обслуживание (ТО).

### Заключение

Данная работа началась с технического анализа и моделирования компонентов гибридной системы. Из технического анализа можно сделать вывод, что АЭС ВВЭР-1000 потенциально может быть интегрирована в ВТПЭ. Отбор пара из АЭС для высокотемпературного электролиза снижает электрический КПД АЭС и температуру на входе в ПГ, но повышает общий КПД ТЭЦ до 5 % для крупномасштабной ВТПЭ установки.

Проведена экономическая оценка с использованием новой разработанной программы. Экономический результат, полученный в ходе работы, заключается в том, что стоимость ТО для ВТПЭ атомной станции имеет максимальную долю среди всех составляющих затрат из-за высокого уровня потребления электроэнергии ячейками. Примерно 5 % стоимости эксплуатации и технического обслуживания приходится на стоимость тепла, получаемого при отборе пара.

Несмотря на то что в данной работе была рассмотрена технико-экономическая оценка ВТПЭ, интегрированных в ВВЭР-1000, перед проектированием крупномасштабных ВТПЭ атомных станций необходимо провести дополнительные исследования по изучению характеристик промежуточного контура и анализу влияния ядерных аварий на работу атомных

электростанций. Основываясь на многообещающих результатах, представленных в данной статье, работа над остальными вопросами продолжается. **Т**

#### Список использованных источников

1. Pleshivtseva Y. Comparative analysis of global trends in low carbon hydrogen production towards the decarbonization pathway / Y. Pleshivtseva [et al.] // International Journal of Hydrogen Energy, 2023. – 48(83). – p. 32191-32240.
2. Pleshivtseva Y. Comprehensive review of low carbon hydrogen projects towards the decarbonization pathway / Y. Pleshivtseva [et al.] // International Journal of Hydrogen Energy, 2023. – 48(10). – p. 3703-3724.
3. Miroslav K. Limitations of application of structural materials for generation IV. reactors – MSR and VHTR // AIP Conference Proceedings, 2018. – 2047(1).
4. Nuclear Power Reactors in the World. – International Atomic Energy Agency. – Vienna, 2023.
5. Opportunities for Cogeneration with Nuclear Energy. – International Atomic Energy Agency. – Vienna, 2017.
6. Mingyi L. Thermodynamic analysis of the efficiency of high-temperature steam electrolysis system for hydrogen production / L. Mingyi [et al.] // Journal of Power Sources, 2008. – 177(2). – p. 493-499.
7. Fallah Vostakola M. Recent Advances in High-Temperature Steam Electrolysis with Solid Oxide Electrolysers for Green Hydrogen Production / M. Fallah Vostakola [et al.] // Energies, 2023. – 16(8). – p. 3327.
8. Frick K. Technoeconomic assessment of hydrogen cogeneration via high temperature steam electrolysis with a light-water reactor / K. Frick [et al.] // Applied Energy, 2022. – 306. – p. 118044.
9. Wendt D.S. High Temperature Steam Electrolysis Process Performance and Cost Estimates / D.S. Wendt, L.T. Knighton, R.D. Boardman // Idaho National Lab.(INL), Idaho Falls, ID (United States), 2022.
10. Sadeghi K. Comprehensive techno-economic analysis of integrated nuclear power plant equipped with various hybrid desalination systems / K. Sadeghi [et al.] // Desalination, 2020. – 493. – p. 114623.
11. Sadeghi K. Thermo-economic Assessment of the Possible Desalination Processes for the Second Block of Bushehr Nuclear Power Plant / K. Sadeghi [et al.] // E3S Web Conf., 2019. – 140.

Исследование выполнено при поддержке гранта Российского научного фонда (проект №23-29-00135) для ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого».



**На Южно-Сахалинской ТЭЦ-1 приступили к монтажу газотурбинных энергоблоков ГТЭС-25ПА.**

На ТЭЦ-1 (Сахалинэнерго) ведется монтаж двух энергетических агрегатов общей мощностью 50 МВт. Это повысит надежность энергоснабжения изолированной энергосистемы Сахалина.

Газотурбинные агрегаты ЭГЭС-25ПА мощностью по 25 МВт изготовлены предприятием «ОДК-Авиадвигатель». ГТЭС имеют блочное исполнение, что позволит выполнить монтаж в максимально сжатые сроки. Все работы планируется завершить до конца 2024 года.

Энергоблоки будут эксплуатироваться на открытой площадке, производимая электроэнергия будет использоваться для покрытия пиковых нагрузок в энергосистеме Сахалина. Топливо – природный газ.

*ТЭЦ-1 – крупнейшая электростанция в Сахалинской области: ее мощность составляет 455 МВт. Ввод новых ГТУ увеличит резерв высокоманевренной мощности энергосистемы региона.*

**В Ставропольском крае ввели вторую очередь Труновской ВЭС.**

В ветропарке компании «Новавинд» (Росатом) мощностью 95 МВт начали работать 38 энергетических установок. Высота ВЭУ вместе с ротором составляет 150 м, длина лопастей – 50 м, масса каждой установки – 8,6 т. Турбины L100 мощностью 2,5 МВт изготавливаются АО «Новавинд».

В Ставропольском крае в настоящее время работают 7 ветропарков. Они расположены в Андроповском, Кочубеевском, Новоалександровском, Петровском и Труновском округах. Ветроэлектростанция в Труновском округе – девятый ветропарк компании «Новавинд». С вводом станции в эксплуатацию суммарная установленная мощность реализованных проектов превысила 1 ГВт.

**Правительство Азербайджана привлечет инвестора для строительства ГТЭС мощностью 500 МВт.**

Правительство республики пригласило частных инвесторов построить газотурбинную электростанцию парогазового цикла мощностью 500 МВт недалеко от столицы Азербайджана. Она будет расположена на территории поселка Яшма, в 40 км от Баку.

Интерес к проекту проявили компании Nobel Energy Group (Neqsol), Cengiz Enerji (Турция), CCN Holding и Consortium. Их предложения в настоящее время анализирует консалтинговая компания KPMG. Она также представила в Министерство энергетики первоначальные варианты контракта на куплю-продажу электроэнергии для будущей электростанции, инвестиционное соглашение и договор на аренду земли. В настоящее время по этим вопросам ведутся соответствующие обсуждения. Планируется начать строительство ПГУ «Яшма» после 2025 года.

**Azerbaijan government will attract private investor for construction of a 500 MW gas turbine power plant**

*The Government of the Republic has invited private investors to build a 500 MW combined cycle gas turbine power plant near the capital of Azerbaijan. It will be located on the territory of the village of Jasper, 40 km from Baku.*

**КАК СНИЗИТЬ ЗАТРАТЫ РАБОТЫ ГАЗОВЫХ ТУРБИН?**

**Системы фильтрации воздуха ООО «НПП «ФОЛТЕР» с увеличенным сроком службы до 2-х - 3-х лет**

- Низкое сопротивление фильтров
- Увеличенная площадь фильтрации

**Как результат Долгий срок службы**

Представительства:  
 Екатеринбург: (343) 284-23-54  
 Санкт-Петербург: (999) 231-32-33  
 Невинномысск: (86554) 34-754

Офис в Москве:  
 127238, г. Москва, Дмитровское ш., д. 46, корп. 2, стр. 2  
 тел. +7 (499) 519-13-99, +7 (495) 287-17-99  
 e-mail: folter@folter.ru; www.folter.ru

## Проблемы вибрации центробежных компрессорных машин

**В. К. Юн, д.т.н – генеральный конструктор, V.Yun@reph.ru**  
**Н. М. Иванов, к.т.н. – ведущий конструктор, N.Ivanov@reph.ru**  
**АО «НЗЛ»**

### Ключевые слова:

компрессор,  
вибрация,  
ротор,  
муфта,  
подшипники  
скольжения,  
демпфирование,  
циркуляционные  
силы,  
устойчивость  
колебаний

### Аннотация

В статье приведены данные исследований по влиянию соединительных зубчатых и гибких пластинчатых муфт на вибрацию роторов ЦКМ. Показано, что пластинчатые муфты могут вызывать дополнительную вибрацию из-за погрешностей в изготовлении и сборке. Представлены новые зависимости для оценки дополнительного демпфирования в сегментных подшипниках скольжения, связанные с движением сегментов при прецессии ротора. Приведены экспериментальные и расчетные данные по амплитудам колебаний цапф натурального агрегата, полученные с учетом дополнительного демпфирования в подшипниках. Полученные результаты позволяют более точно рассчитать уровень вибрации ротора при малой отстройке от критических частот. Даны рекомендации по назначению оптимальных зазоров в сегментных подшипниках.

Рассмотрена особенность колебаний осевого компрессора с повышенной податливостью

статорных элементов. Даны предложения по подходу к анализу и выявлению возможных причин повышенной вибрации.

Приведены зависимости для оценки циркуляционных газодинамических сил, которые действуют в проточной части центробежного компрессора и способны вызвать автоколебания роторов. Представлены результаты экспериментального исследования автоколебаний ротора высокооборотного компрессора с высокими значениями давления и плотности перекачиваемого газа. В спектре вибрации с повышенным уровнем преобладала составляющая с близкой к первой критической скорости частотой. Даны рекомендации по повышению области устойчивой работы роторов. В частности, устранение автоколебаний ротора достигнуто снижением закрутки газового потока на входе в усиковые уплотнения и применением на думмисе сотовых уплотнений.

## Vibration problems of centrifugal compressor machines

**V. K. Yun, Doctor of Engineering Science – General Designer, V.Yun@reph.ru**  
**N. M. Ivanov, PhD in Engineering – Leading Designer, N.Ivanov@reph.ru**  
**Nevsky Zavod JSC**

### Key words:

compressor,  
vibration,  
rotor,  
clutch,  
sliding bearings,  
damping,  
circulating forces,  
vibration stability

### Abstract

The article presents research data on the effect of connecting toothed and flexible plate couplings on the vibration of CCM rotors. It is shown that plate couplings can cause additional vibration due to manufacturing and assembly errors. New dependences for estimating additional damping in segment sliding bearings related to the movement of segments during rotor precession are presented. Experimental and calculated data on the oscillation amplitudes of the trunnions of the full-scale unit, obtained taking into account additional damping in the bearings, are presented. The results obtained make it possible to more accurately calculate the vibration level of the rotor with a small detuning from critical frequencies. Recommendations are given on the assignment of optimal clearances in segment bearings.

The feature of oscillations of an axial compressor with increased compliance of the stator ele-

ments is considered. Suggestions are given on the approach to the analysis and identification of possible causes of increased vibration.

Dependences are given to evaluate the circulating gas-dynamic forces that act in the flow part of a centrifugal compressor and are capable of causing self-oscillation of the rotors. The results of an experimental study of self-oscillation of the rotor of a high-speed compressor with high values of pressure and density of the pumped gas are presented. In the spectrum of vibration with an increased level, a component with a frequency close to the first critical velocity prevailed. Recommendations are given to improve the area of stable operation of the rotors. In particular, the elimination of self-oscillation of the rotor was achieved by reducing the twist of the gas stream at the entrance to the tendril seals and the use of honeycomb seals on the dummies.

Обеспечение вибрационной надежности компрессорных машин – актуальная задача как при разработке новых ЦКМ, так и в условиях эксплуатации работающих агрегатов. При создании новых машин проводится ряд расчетов, основным из которых является расчет критических частот роторов с целью отстройки от рабочего диапазона частоты вращения. При несоответствии отстройки нормам выполняется расчет амплитуд вынужденных колебаний и сравнение с допустимыми значениями.

В связи с наличием в системе ЦКМ циркуляционных сил от масляного слоя подшипников и газового потока необходимо определить область устойчивости колебаний ротора.

Если при определении критических частот удается получить расчетные значения близкие к экспериментальным, то при расчетах вынужденных колебаний и области устойчивой работы наблюдаются значительные расхождения в силу недостаточной изученности действующих в системе возмущающих и дефлирующих сил.

Практика систематического обследования ЦКМ показывает, что среди основных причин повышения вибрации – дисбаланс, расцентровка, увеличенные зазоры в подшипниках, потеря устойчивости колебаний ротора. Обеспечение минимального дисбаланса роторов достигается точностью изготовления, применением многоплоскостной и поэлементной балансировки, использованием современных программ и балансировочных станков. Однако хорошо отбалансированный на заводе отдельный ротор ЦКМ в составе агрегата может показывать повышенную вибрацию. Как правило, основным возбудителем такой вибрации является муфта, которая может иметь повышенный дисбаланс, технологические неточности изготовления и сборки или недостаточную способность компенсировать эксплуатационные расцентровки.

Соединение роторов в системе агрегата в основном осуществляется зубчатыми или гибкими (пластинчатыми или мембранными) муфтами [5, 6] (рис. 1).

В условиях эксплуатации влияние дисбаланса пластинчатых или мембранных муфт на ротор машины может быть устранено подбалансировкой в сечении фланца со стороны компрессора. Дисбаланс зубчатых муфт устраняется балансировкой отдельно муфты. Установка корректирующего груза на муфте, как правило, не дает эффекта из-за подвижности зубчатого соединения в пределах зазора между зубьями.

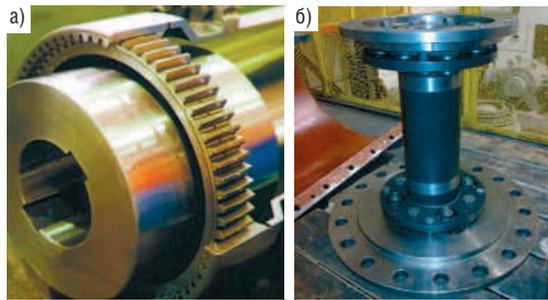


Рис. 1. Вид зубчатых и пластинчатых муфт: а) зубчатая муфта; б) пластинчатая муфта

Значительное влияние на вибрационное состояние агрегатов оказывает расцентровка. В последнее время, в связи с внедрением в практику компрессоростроения магнитных подшипников, в агрегатах исключается смазочная система. При отсутствии смазки применение зубчатых муфт проблематично – для таких агрегатов разрабатываются и внедряются гибкие «сухие» муфты, в основном мембранные или пластинчатые (рис. 1б). Гибкие муфты вместо зубчатых начинают также широко внедряться и в агрегатах, у которых есть смазочная система.

При применении пластинчатых муфт имеются некоторые особенности их динамического «поведения». Даже в случае идеальной балансировки пластинчатой муфты неточности в ее изготовлении и сборке в сочетании с расцентровкой могут существенно повлиять на вибрацию агрегата [7]. Пластинчатые муфты, по сравнению с зубчатыми, обладают также меньшей демпфирующей способностью.

В простейшем случае смещения фланцев муфты относительно фланцев ротора вследствие погрешностей изготовления и сборки (рис. 2) можно записать уравнение движения муфты в виде

$$m\ddot{R}_{03} + c(R_{02} - R_{01}) = 0, \quad (1)$$

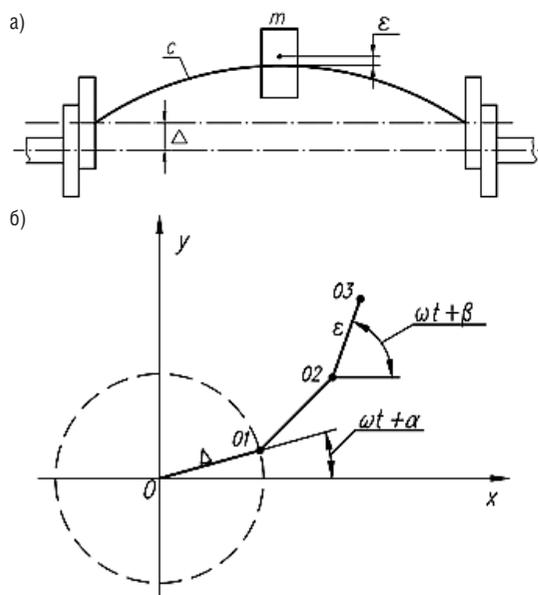


Рис. 2. Соединение роторов в системе агрегата а) схема соединения муфты; б) система отсчета

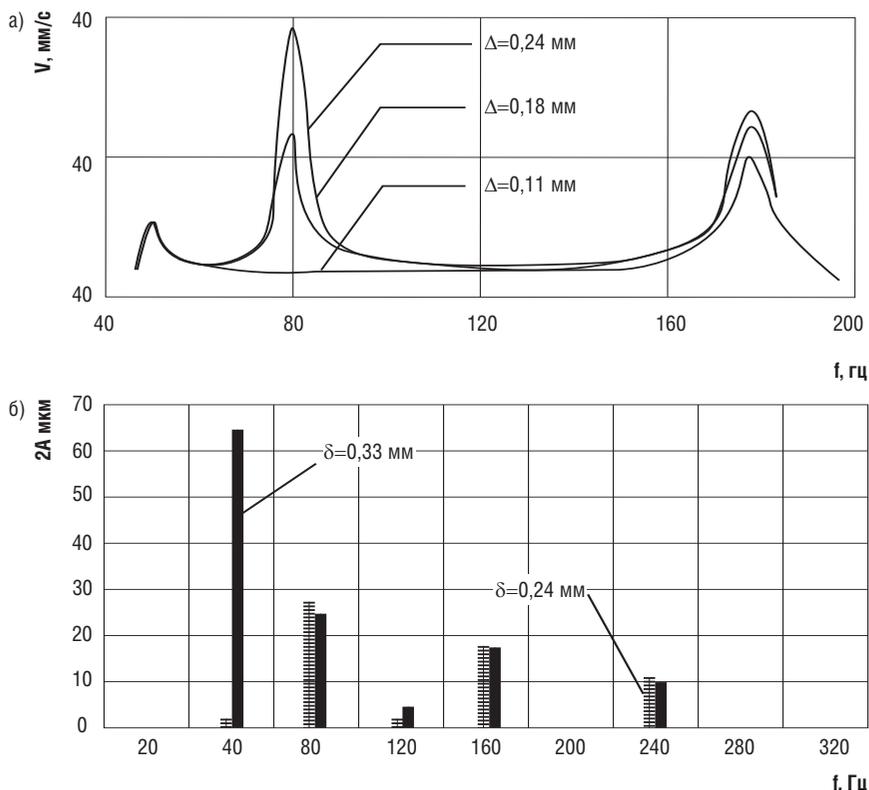


Рис. 3.  
Изменение вибрации при изменении зазора:  
а) изменение вибрации гибкого ротора;  
б) изменение вибрации жесткого ротора

где

$$R_{01} = \Lambda c^{i(\omega t + \alpha)}; \quad (2)$$

$$R_{03} = R_{02} + \varepsilon \varepsilon e^{i(\omega t + \beta)} \quad (3)$$

$\Delta$  – смещение фланцев;  $\varepsilon$  – эксцентриситет массы;  $c$  – жесткость вала ротора;  $m$  – масса муфты.

При  $c/m = p^2$  с учетом (2), (3) уравнение движения примет вид

$$\ddot{R}_{02} + p^2 R_{02} = p^2 \Delta e^{i(\omega t + \alpha)} + \omega^2 \varepsilon e^{i(\omega t + \beta)}. \quad (4)$$

Из полученного выражения видно, что при смещении фланцев в месте установки муфты в уравнении движения появляется добавочный член, связанный с расцентровкой. Даже в случае идеальной балансировки ( $\varepsilon=0$ ) расцентровка приводит к возбуждению колебаний:

$$R_{02} = \frac{\Lambda}{1 - \left(\frac{\omega}{p}\right)^2} c^{i(\omega t + \alpha)}. \quad (5)$$

Рассмотренный элементарный случай показывает, что отклонения в изготовлении и сборке пластинчатых муфт могут заметно влиять на вибрационное состояние агрегата.

Необходимо отметить, что радиальное смещение и угловой перекося соединяемых валов может (в пластинчатых муфтах с несущими нагрузку болтами) генерировать также синусоидальное возбуждение приложенного крутящего момента [6]. Нежелательно применять пластинчатые муфты в мощных электродвигателях с подшипниками скольжения из-за наблюдающихся значительных осевых перемещений ротора в магнитном поле.

Рис. 4.  
Пятилопастный сегментный подшипник

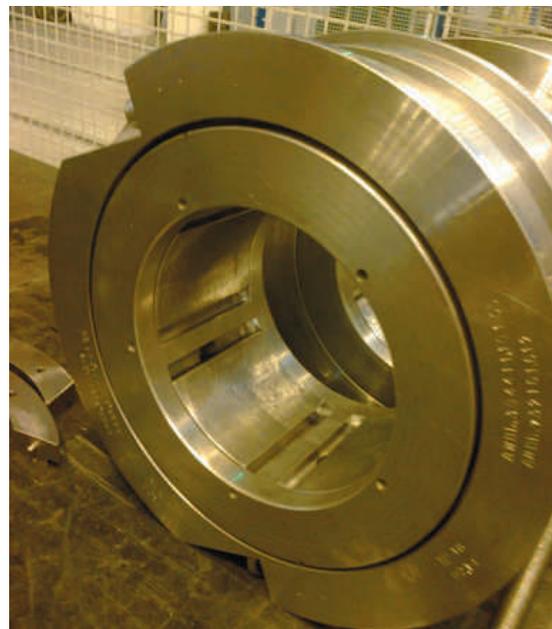
В эксплуатации, по мере наработки агрегатов, зачастую наблюдается рост оборотной вибрации, а в ряде случаев появляется низкочастотная вибрация (НЧВ) – с частотой, близкой к первой критической скорости для гибких роторов или к половине частоты вращения для жестких роторов.

Повышение вибрации с оборотной составляющей, как правило, связано с ростом расцентровки или дисбалансом, возникающим вследствие температурных деформаций, загрязнения ротора или позиционной сдвижки насадных деталей в результате частых пусков и остановов, особенно в электроприводных машинах без частотных преобразователей. Возникновение НЧВ связано с наличием циркуляционных сил, действующих на ротор со стороны масляного слоя подшипников скольжения [1, 2].

Считается, что по степени виброустойчивости опорные подшипники подразделяются следующим образом: цилиндрические, эллиптические («лимонные»), многоклиновые (с несколькими радиусами расточек), сегментные (с качающимися сегментами).

В значительном парке эксплуатируемых компрессорных машин применяются подшипники с эллиптической формой расточки. Они имеют значительную анизотропию жесткости масляного слоя, что приводит к повышению устойчивости роторов. По мере износа подшипников (вследствие пусков и остановов, загрязненного масла и др.) форма расточки эллиптического вкладыша приближается к цилиндрической, с повышенной величиной зазора.

На рис. 3а приведен один из случаев изменения автоколебательной составляющей вибрации гибкого ротора с рабочей частотой вращения



179 Гц при увеличении верхнего зазора в эллиптических подшипниках диаметром 65 мм. На рис. 3б – спектры вибрации жесткого ротора с рабочей частотой вращения 80 Гц на цилиндрических подшипниках диаметром 150 мм при различных зазорах.

С целью исключения низкочастотной «масляной» вибрации в турбомашинах широко применяются сегментные опорные подшипники скольжения, в которых, в силу некоторой симметрии масляных слоев в сегментах, циркуляционные возбуждающие силы при оптимальных зазорах практически отсутствуют. На рис. 4 показан сегментный подшипник, хорошо себя зарекомендовавший на целой серии машин.

Наряду с устранением автоколебаний от действия масляного слоя при проектировании ЦКМ существует проблема расчетной оценки ожидаемой вибрации ротора. По API 617 [8] рекомендуется вычислять амплитуды колебаний роторов при существующих нормах на остаточный небаланс. Точное определение вибрации ротора на стадии проектирования невозможно без знания коэффициентов жесткости и демпфирования в рассматриваемой колебательной системе. Определение коэффициентов демпфирования является весьма сложной задачей и зависит от значительного числа факторов.

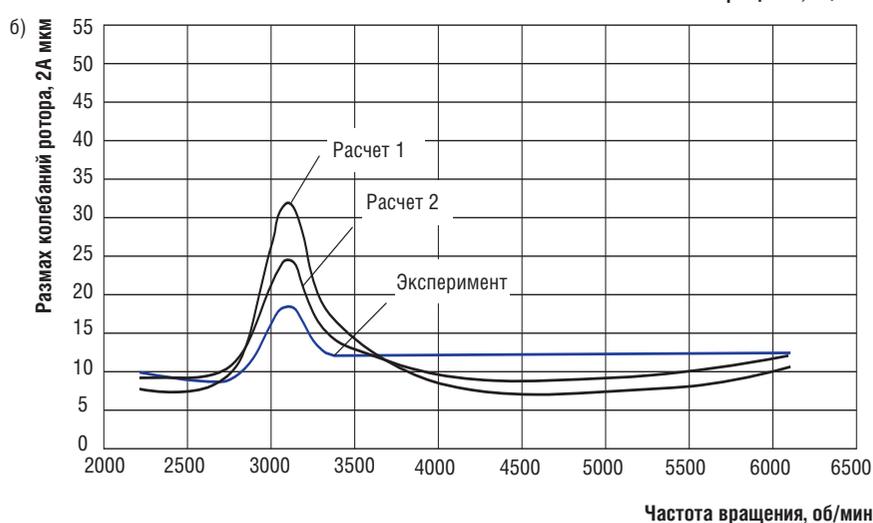
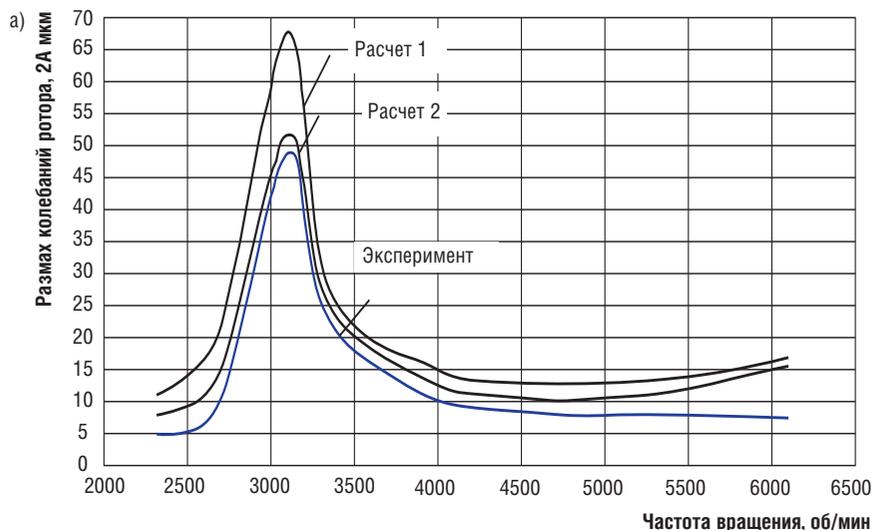
В соответствии с методикой [3] могут быть предварительно получены динамические характеристики масляного слоя сегментных подшипников. Следует отметить, что в [3] не учитывается дополнительное демпфирование, обусловленное движением сегментов при прецессии ротора. Сегменты расположены в окнах сепаратора, и пространство под сегментами заполнено маслом с определенным давлением. Качание сегментов из-за прецессии ротора и перемещение колодок, в силу наличия зазора между верхними сегментами и корпусом, приводит к дополнительному демпфированию в подшипнике.

Зависимость для расчета коэффициентов демпфирования от качания и перемещения сегментов могут быть представлены в следующем виде [4]:

■ От качания сегментов

$$b_k = \frac{1}{4} \frac{\rho \omega l f_k^3}{\chi^2 S_{\delta p}^2}, \quad (6)$$

где  $\chi$  – коэффициент расхода;  $S_{\delta p}$  – площадь дросселя (щели между сегментом и окном сепаратора), м<sup>2</sup>;  $\rho$  – плотность масла, кг/м<sup>3</sup>;  $f_k \approx 2al$  – площадь сегмента, м<sup>2</sup>;  $a$  – ширина сегмента, м;  $l$  – половина длины сегмента, м;  $\omega$  – угловая скорость ротора (рад/с).



■ От перемещения сегментов

$$b_{\sigma 2} = \frac{12 \mu h f_k^2}{\delta^3 s}, \quad (7)$$

где  $\mu$  – динамическая вязкость масла, (кг/м·с);  $h$  – высота щели, м;  $\delta$  – характерный размер щели (зазор), м;  $s$  – длина щели (по периметру сегмента), м.

На рис. 5 приведены расчетные и экспериментальные амплитуды колебаний для ротора компрессора газоперекачивающего агрегата мощностью 32 МВт с частотой вращения 5714 об/мин, работающего на сегментных подшипниках.

Обращает на себя внимание тот факт, что амплитуда колебаний на цапфе №2 (рис. 5б) заметно ниже, чем на цапфе №1 (рис. 5а). Аналогичные соотношения по амплитудам колебаний цапф наблюдались практически на всех испытанных машинах.

По конструкции компрессора в районе цапфы №2 находится и упорный подшипник. Диск упорного подшипника работает в масляной ванне с определенным давлением и может также создавать дополнительное демпфирование колебаний. Следует также отме-

Рис. 5. Расчетные и экспериментальные резонансные кривые на цапфах: а) цапфа №1 – сторона привода; б) цапфа №2 – свободный конец

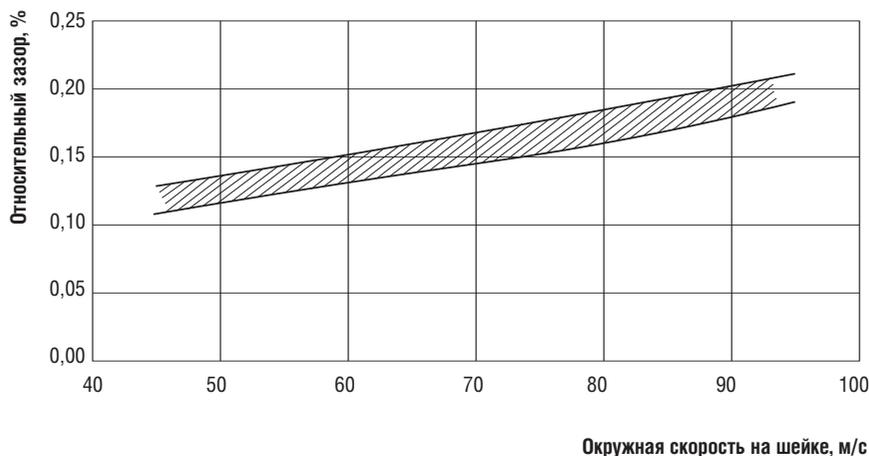


Рис. 6.  
Зависимость относительного зазора от окружной скорости

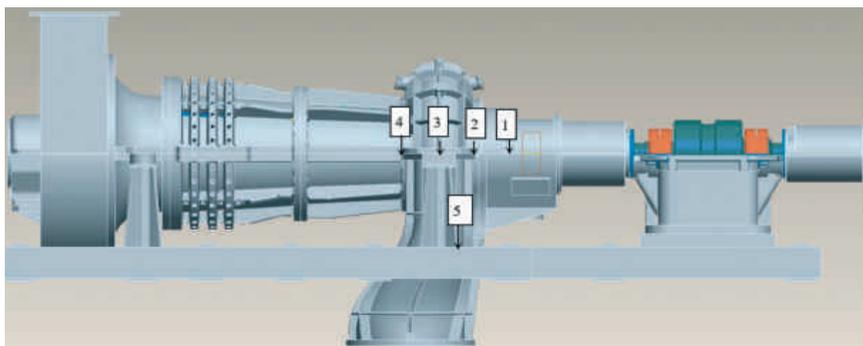
тить, что со стороны цапфы №1 находится приводная пластинчатая муфта. Некоторый дисбаланс муфты, расцентровка валов и технологические отклонения в изготовлении и сборке пластинчатых муфт приводят к дополнительным динамическим нагрузкам на вал ротора со стороны цапфы №1 и, как следствие, к более высокой амплитуде колебаний в этой точке.

Учет описанных выше факторов, связанных с дополнительным демпфированием в подшипниках, дает более близкие к эксперименту результаты – кривая 2. Отметим, что сопоставление данных расчета и эксперимента по критической скорости показало практическое совпадение.

Важной задачей, которую необходимо решать при разработке и эксплуатации сегментных подшипников, является назначение величины зазора. На основании опыта создания и эксплуатации целого ряда конструкций, а также анализа опубликованных данных предлагается приведенная на рис. 6 зависимость относительного диаметрального зазора ( $\psi = \delta/d$ ) от окружной скорости на шейке ротора. Назначение зазора по приведенной зависимости дает приемлемые уровни вибрации и температуры подшипников скольжения при работе агрегатов.

Для контроля вибрации ЦКМ применяются датчики относительной вибрации валов и датчики абсолютной вибрации статорных элементов. В практике наблюдаются случаи повы-

Рис. 7.  
Осевой компрессор с податливыми опорами



шенной вибрации статорных элементов при относительно низкой вибрации вала ротора. Так, например, на одном из осевых компрессоров (рис. 7) размах колебаний вала находился в районе 25 мкм, а вибрация на корпусе подшипника (точка 2 на рис. 7) на уровне 9 мм/с СКЗ. При частоте вращения 4500 об/мин такому значению вибрации соответствует размах колебаний 54 мкм, что выше размаха колебаний вала. Критическая (резонансная) частота вращения рассматриваемого ротора находится в районе 2750 об/мин.

Анализ конструкции показал, что данный компрессор по конструктивному исполнению подшипников в соответствии с ГОСТ ИСО 10816-3-2002 классифицируется как машина с податливыми опорами. Указанная величина 9 мм/с превышает нормы вибрации для податливых опор. Причиной повышенной вибрации является наличие резонанса в районе указанных оборотов системы «статор – рама – фундамент». Выбор метода отстройки должен проводиться на базе исследования амплитудных, частотных и фазовых характеристик колебаний в ряде точек системы «статор – рама – фундамент».

В последнее время в агрегатах с высокой плотностью и давлением перекачиваемого газа возникает проблема, связанная с возникновением низкочастотной вибрации роторов, работающих на виброустойчивых сегментных подшипниках скольжения. В таких ЦКМ действуют значительные возбуждающие циркуляционные газодинамические силы, работа которых превосходит работу сил сопротивления, связанных с демпфированием в системе.

Для расчета циркуляционных газодинамических сил, применительно к ЦКМ, в API-617 [8] предложена следующая формула оценки их коэффициента жесткости:

$$q_A = \frac{HP \cdot B_C \cdot C \cdot \rho_d}{D_C \cdot H_C \cdot N \cdot \rho_s} \quad (8)$$

где  $HP$  – мощность, потребляемая рабочим колесом, Вт;  $D_C$  – диаметр рабочего колеса, мм;  $H_C$  – минимальная ширина диффузора или ширина на выходе из колеса, мм;  $N$  – частота вращения, об/мин;  $\rho_d, \rho_s$  – плотность газа на выходе и входе рабочего колеса, кг/м<sup>3</sup>;  $B_C, C$  – постоянные коэффициенты (3,0 и 9,55);  $q_a$  – жесткость поперечной силы, кН/мм.

Из существующих в настоящее время физических соображений следует, что поперечная газодинамическая сила определяется неравномерностью эпюры давления по окружности рабочего колеса, возникающей при прецессии ротора. По всем имеющимся данным [2], эта неравномерность зависит от скорости закрутки и величины зазора между

ротором и корпусом компрессора, но в формуле API 617 влияние зазора не учитывается.

В работе [9] сделана попытка учесть влияние зазора и предложена следующая формула для оценки поперечных газодинамических сил, действующих на колесо центробежного компрессора:

$$K_n = 2 \cdot \tilde{\varphi}_{u2}^2 \cdot \rho_d \cdot U^2 \cdot D_2 \frac{b_2}{\Delta}, \quad (9)$$

где  $\tilde{\varphi}_{u2}$  – коэффициент напора;  $U$  – окружная скорость;  $D_2$  – наружный диаметр колеса;  $b_2$  – ширина колеса на выходе;  $\Delta$  – величина зазора.

В отличие от методики API 617, в полученных формулах газодинамические силы, действующие на ротор со стороны газового потока, зависят от величины зазора между ротором и статором.

На данном этапе рекомендуется величину зазора между рабочим колесом и статорной частью принимать равной ширине колеса на выходе в предположении, что основное ядро вращающегося потока находится в этой области. По мере накопления теоретических и экспериментальных данных предлагаемые формулы (8) и (9) должны уточняться.

Кроме газодинамических сил, в рабочих колесах существуют поперечные газодинамические силы в лабиринтных уплотнениях. Расчет коэффициента жесткости неконсервативной газодинамической силы в уплотнениях целесообразно проводить на базе исследований А.Г. Костюка [2]:

$$K_n^y = \frac{c_{np} \left( c_0 - \frac{U_b}{2} \right)}{2\delta}, \quad (10)$$

где для верхней оценки рекомендуется принять  $c_0$  (скорость закрутки потока) равной линейной окружной скорости на поверхности вала в районе уплотнения;  $U_b = \omega r_b$  – линейная скорость на поверхности вала в районе уплотнения, м/с;  $\delta$  – радиальный зазор в уплотнении, м.

Расчет протечек через уплотнения производится по формуле Стодолы [10]. Динамическая устойчивость роторов ЦКМ зависит от соотношения между работой, совершаемой циркуляционными возмущающими силами, и работой сил трения, определяемой демпфирующими характеристиками системы.

Применение сегментных подшипников скольжения привело к существенному снижению циркуляционных сил, действующих со стороны масляного слоя. Демпфирование при колебаниях роторов ЦКМ в основном определяется демпфированием в подшипниках скольжения. Увеличение демпфирования в системе иногда решается применением упруго-демпферных опор [11]. Однако следует отметить, что их применение может привести к уменьшению

жесткости опор и снижению критической скорости ротора, что, в свою очередь, сокращает область его устойчивой работы. В источнике [12] указано, что при прецессии ротора с частотой ниже оборотной снижаются демпфирующие свойства сегментных подшипников. Данный факт нуждается в дальнейшем изучении с целью совершенствования конструкции подшипников.

Работа циркуляционных сил существенным образом зависит от траектории движения вала. Их максимальная работа совершается на круговой траектории. Для снижения этой работы следует стремиться к увеличению анизотропии жесткостных характеристик подшипников, которая приводит к эллиптической траектории движения цапфы. Для увеличения анизотропии возможно применение сегментных подшипников с лимонной расточкой.

При проектировании ЦКМ нужно стремиться к варианту конструкции гибкого ротора с более высоким значением первой критической скорости, обеспечивая при этом допустимую отстройку от рабочей частоты вращения [8]. Дальнейшее повышение вибрационной устойчивости роторов ЦКМ при перекачивании газа с высокой плотностью и высоким давлением должно идти также по пути снижения возмущающих газодинамических сил. На рис. 8 приведен спектр вибрации высокооборотного компрессора (14 000 об/мин) на конечное давление порядка 18 МПа, ротор которого на сегментных подшипниках имеет первую критику в районе 94 Гц.

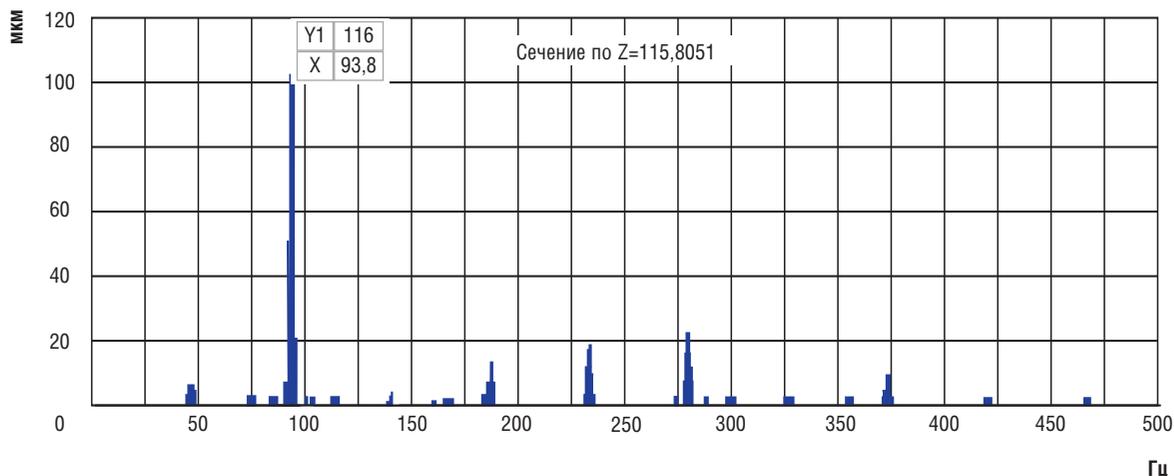
Для снижения и устранения автоколебаний ротора от действия газодинамических циркуляционных сил могут применяться снижающие закрутку потока сотовые уплотнения и стабилизаторы на входе газа в усиковые уплотнения. На рис. 9 показаны примененные на практике стабилизаторы в усиковых уплотнениях колес для устранения автоколебаний ротора со спектром вибрации на рис. 8. Внедрение данных стабилизаторов и сотовых уплотнений между секциями и на думмисе привело к устойчивой работе ротора.

## Заключение

1. Выполненный анализ вибрационного состояния компрессорных машин показывает влияние значительного числа факторов на уровень колебаний роторных и статорных элементов.

2. Наряду с качественной балансировкой, снижение вибрации достигается применением масляных сегментных подшипников с повышенной демпфирующей способностью, качественным изготовлением и сборкой пластин-

Рис. 8.  
Спектр вибрации  
высокооборотного компрессора



чатых муфт, отстройкой резонансов статорных элементов от частоты вращения.

3. В центробежных машинах с высокой плотностью перекачиваемого газа могут возникать интенсивные автоколебания роторов, вызываемые циркуляционными газодинамическими силами.

4. Устранение автоколебаний достигается снижением закрутки газового потока на входе в усиковые уплотнения и применением сотовых уплотнений.

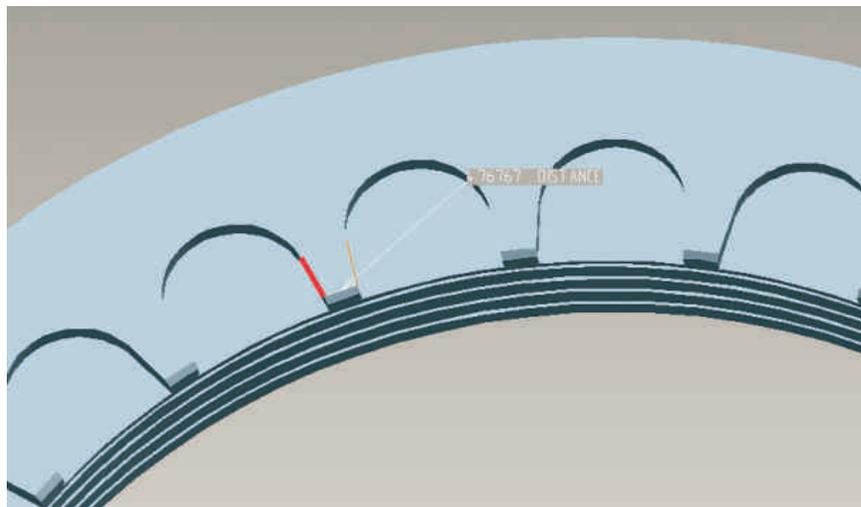
5. Для повышения точности оценки области вибрационной устойчивости ЦКМ целесообразно дальнейшее накопление и обобщение экспериментальных данных, совершенствование методик расчета циркуляционных и депфирующих сил с анализом эффективности конструктивных решений. **Д**

Список использованных источников

1. Поляков В. С., Барбаш И. Д., Ряховский О. А. Справочник по муфтам. – Л.: Машиностроение, 1979. – 344 с.

2. Кельзон А. С., Журавлев Ю. Н., Январев Н. В. Расчет и конструирование роторных машин. – Л.: Машиностроение, 1977. – 288 с.

Рис. 9.  
Стабилизаторы на входе  
газа в усиковые уплотнения



3. Иванов Н. М., Слицкий А. Е., Иванов А. Н. Особенности применения пластинчатых муфт в валопроводах центробежных компрессоров. Компрессорная техника и пневматика. – 2012. – № 3. – С. 37-41.

4. Позняк Э. Л. Колебания роторов. // Вибрация в технике. В 6 т. Том 3. Колебание машин, конструкций и их элементов: Справочник п/ред. Ф. М. Диментберга. – М.: Машиностроение, 1980. – 544 с.

5. Костюк А. Г. Динамика и прочность турбомашин. – М.: МЭИ, 2000. – 458 с.

6. Международный стандарт API STANDARD 617. Осевые и центробежные компрессоры и детандер-компрессоры для нефтяной, химической и газовой промышленности.

7. Воскресенский В. А., Дьяков В. И., Зиле А. З. Расчет и проектирование опор жидкостного трения: Справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 232 с.

8. Иванов А. Н., Иванов Н. М. Анализ депфирующих свойств опорных сегментных подшипников центробежных компрессорных машин. // Компрессорная техника и пневматика. – 2015. – № 3. – С. 30-34.

9. Иванов Н. М., Юн В. К., Давлетгареева Е. И., Иванов А. Н. Виброустойчивость роторов ЦКМ под действием возмущающих сил масляного слоя и газового потока // Газовая промышленность. – 2019. – № 6. – С. 86-90.

10. Рис В. Ф. Центробежные компрессорные машины. – Л.: Машиностроение, 1981. – 351 с.

11. Шнепп В. Б. Конструкция и расчет центробежных компрессорных машин. – М.: Машиностроение, 1995.

12. Международный стандарт API STANDARD 684. Параграфы стандарта Американского Нефтяного Института API. Руководство по динамике ротора: поперечные критические скорости, реакция на дисбаланс, устойчивость, колебания крутящего момента агрегата и балансировка ротора.

### Ученые ПНИПУ улучшили систему охлаждения газотурбинных двигателей.

С целью повышения эффективности охлаждения рабочих лопаток турбины газотурбинных двигателей ученые Пермского политехнического университета предложили модифицированную систему подвода воздуха. Это позволило улучшить охлаждение рабочих лопаток и повысить их долговечность.

Исследователи создали расчетную модель турбины высокого давления, что помогло изучить, как влияет изменение геометрии системы подвода охлаждающего воздуха на температуру и тепловое состояние лопатки.

Было выявлено, что оптимальная конструкция системы способствует более эффективному охлаждению рабочих лопаток.

Важными параметрами в системе охлаждения являются угол поворота отверстий в дефлекторе, радиус скругления кромок отверстий и расстояние между ними и аппаратом закрутки. Модификация отверстий позволила увеличить расход воздуха в лопатку и снизить температуру входной кромки, повышая эффективность охлаждения.

### В Финляндии построят аккумулятор тепловой энергии мощностью 1 МВт.

Компания Polar Night Energy построит на юге Финляндии систему хранения тепловой энергии, предназначенную для удовлетворения потребностей общины Порнайнен в течение одного месяца в летний период и недели зимой. В качестве накопителя будет использоваться побочный продукт при производстве каминов и печей – талькохлорит.

Ранее компания уже построила подобную установку мощностью 100 кВт и емкостью 8 МВт·ч. Демонстрационная установка представляет собой вертикальное хранилище энергии высотой 7 м и диаметром 4 м на основе очищенного песка. Теплообменник погружен в песок в центре емкости.

Высота нового аккумулятора составит 13 м, ширина – 15 м. Максимальный объем сохраняемой тепловой энергии составляет 100 МВт·ч. В пиковые периоды он будет отдавать 1 МВт энергии.

Демонстрационная установка накапливала излишки тепловой энергии из системы отопления и серверов. В новом проекте накопитель будет использовать излишки энергии от СЭС и ВЭС.



### Компания «ГЭХ Сервис газовых турбин» выполнит ремонт газотурбинной установки на Южной ТЭЦ.

По результатам открытого конкурсного отбора между ООО «ГЭХ Сервис газовых турбин» и ПАО «ТГК-1» заключен договор на выполнение работ по восстановлению лопаток газовых турбин для Южной ТЭЦ филиала «Невский».

В ходе работ специалисты компании выполнят дефектацию и комплекс работ по восстановлению рабочих (1–3-й ступеней) и направляющих (1–2-й ступеней) лопаток газотурбинной установки. Работы включают визуально-измерительный контроль, проверку на наличие возможных трещин проникающими веществами, восстановительную термическую обработку для формирования требуемого структурно-фазового состояния сплава и уровня механических свойств.

Будут восстановлены геометрические размеры лопаток до номинальных значений, стенки лопаток до номинальных размеров с использованием сварочных, микроплазменных наплавочных работ и пайки, включая необходимый объем механической размерной обработки.

После завершения работ по восстановительному ремонту лопатки установят в газотурбинную установку для дальнейшей эксплуатации на 41 000 эквивалентных часов.

### Введена в эксплуатацию ГТУ на морской платформе в Южно-Китайском море.

Китайская нефтегазовая компания CNOOC (China National Offshore Oil Corporation) ввела в эксплуатацию газовую турбину Taihang-7 мощностью 7 МВт на морской платформе Lufeng 8-1. Она работает в составе электростанции когенерационного цикла, производимая электроэнергия и тепло используются для нужд нефтегазовой платформы.

Газовая турбина Taihang-7 разработана и изготовлена в Китае на базе авиационного двигателя WS-10. В ее конструкции применяются передовые разработки и технологии. В частности, ГТУ оснащена двухтопливной камерой сгорания, что дает возможность работать как на природном газе, так и на дизельном топливе.

В настоящий момент в семействе авиапроизводных газовых турбин собственной разработки компании АЕСС четыре модели: Taihang-7 (AGT-7; 7 МВт), Taihang-15 (AGT-15; 15 МВт), Taihang-25 (AGT-25; 25 МВт) и Taihang-110 (AGT-110; 110 МВт).

## Определение теплофизических характеристик эфирных смазочных масел для ГТД расчетными способами

С. Ю. Поляков<sup>1</sup>, к.т.н. – начальник лаборатории, S\_Polyakov@vniigaz.gazprom.ru

В. К. Фадеев<sup>1</sup> – ведущий инженер, V\_Fadeev@vniigaz.gazprom.ru

И. Р. Урмеев<sup>2</sup> – генеральный директор, i.urmeev@snp-gsm.ru

А. Ю. Денисов<sup>2</sup> – начальник департамента развития, a.denisov@snp-gsm.ru

<sup>1</sup>ООО «Научно-исследовательский институт природных газов и газовых технологий – Газпром ВНИИГАЗ»

<sup>2</sup>АО «НПЦ Спецнефтьпродукт»

**Ключевые слова:**  
газотурбинные двигатели, системы смазки, смазочные масла, теплофизические характеристики, экспериментальные и расчетные методы

### Аннотация

Теплофизические характеристики применяемых смазочных масел (плотность и теплоемкость) оказывают прямое воздействие на охлаждение опор газотурбинных двигателей.

В современных газотурбинных двигателях используются масла, изготовленные на различных базовых компонентах: минеральные и гидрокрекингвые масла, полиальфаолефины, эфиры. Для анализа режима работы опор газотурбинных двигателей необходимо иметь температурные зависимости плотности и теплоемкости смазочных масел.

В статье рассмотрены различные расчетные зависимости плотности смазочных масел от температуры. Установлено, что рассматриваемые расчетные зависимости не обладают достаточной точностью при расчете плотности масел на основе эфиров во всем температурном диапазоне их применения. Рекомендован способ расчета плотности смазочных масел по двум опорным точкам, полученным экспериментально.

Подтверждена допустимость использования формулы Кrego для расчета теплоемкости эфирных масел.

## Determination of thermophysical characteristics polyol ester lubricants for gas turbine engines by calculation methods

S. Yu Polyakov<sup>1</sup>, PhD in Engineering – Head of Laboratory, S\_Polyakov@vniigaz.gazprom.ru

V. K. Fadeev<sup>1</sup> – Leading Engineer, V\_Fadeev@vniigaz.gazprom.ru

I. R. Urmeev<sup>2</sup> – General Director, i.urmeev@snp-gsm.ru

A. Yu. Denisov<sup>2</sup> – Head of Development Department, a.denisov@snp-gsm.ru

<sup>1</sup>Scientific Research Institute of Natural Gases and Gas Technologies LLC – Gazprom VNIIGAZ

<sup>2</sup>Spetsneftproduct Scientific and Production Center, JSC

**Key words:**  
gas turbine engines, lubrication systems, lubricants, thermophysical properties, experimental and calculation methods

### Abstract

The thermophysical characteristics of used lubricating oils (density and heat capacity) have a direct effect on the cooling of the supports of gas turbine engines.

Modern gas turbine engines use oils made with various basic components: mineral and hydrocracking oils, polyalphaolefins, esters. To analyze the operating mode of gas turbine engine supports, it is necessary to have temperature dependences of the density and heat capacity of lubricating oils.

Various calculated dependences of the density of lubricating oils on temperature are considered

in the article. It has been established that the calculated dependences under consideration do not have sufficient accuracy in calculating the density of ester-based oils over the entire temperature range of their application. A method for calculating the density of lubricating oils based on two reference points obtained experimentally is recommended.

The permissibility of using the Crego formula for calculating the heat capacity of essential oils has been confirmed and it can successfully replace real experimental measurements.

Одна из основных функций масляной системы газотурбинного двигателя (ГТД) – отвод тепла от опор роторов, выделяющегося в результате трения и поступающего от соседних нагретых деталей. Температура подшипников ГТД может составлять 120...180 °С (опоры компрессоров) и 200...260 °С (опоры турбин). При останове ГТД температура подшипников опор турбин, в зависимости от конструкции опор и способа охлаждения, может возрастать выше среднономинальной на 50 % и более после прекращения циркуляции масла и подачи охлаждающего воздуха. В связи с этим тепловое состояние подшипника в значительной мере зависит от того, насколько эффективно масло подается на охлаждение, а затем горячие слои масла удаляются с поверхности подшипника.

Наиболее широко распространена схема подачи масла к подшипникам струйными форсунками. Объемный расход масла через форсунку ( $G_{\phi}$ , м<sup>3</sup>/с) определяется по формуле

$$G_{\phi} = \mu f \sqrt{2\Delta P / \rho}, \quad (1)$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода форсунки;  $f$  – площадь поперечного сечения отверстия форсунки, м<sup>2</sup>;  $\Delta P$  – перепад давления на форсунке, Н/м<sup>2</sup>;  $\rho$  – плотность масла, кг/м<sup>3</sup>.

Потребная прокачка масла через подшипник ( $Q_{\pi}$ , м<sup>3</sup>/с) определяется по формуле

$$Q_{\pi} = \frac{B_{\text{тр}} - B_{\text{сд}}}{C_p \rho (t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}})}, \quad (2)$$

где  $B_{\text{тр}}$  – тепло, выделяющееся в подшипнике от работы трения, дж/с;  $B_{\text{сд}}$  – тепло, передающееся к подшипнику от сопряженных деталей, дж/с;  $C_p$  – удельная изобарная теплоемкость масла, дж/(кг·К);  $t_{\text{вых}}$  – температура масла, отводимого от подшипника, °С;  $t_{\text{вх}}$  – температура масла, подводимого к подшипнику, °С.

Таким образом, плотность и теплоемкость применяемого масла оказывают прямое влияние на эффективность охлаждения опор двигателя.

В современных ГТД, используемых в качестве привода газоперекачивающих агрегатов, применяют масла на разных базовых компонентах, имеющих различную плотность (табл. 1). Как следует из таблицы, разница в значениях плотности для применяемых масел может составлять до 20 %.

При анализе режима работы охлаждения опор ГТД необходимо иметь температурные зависимости плотности и теплоемкости смазочных масел, которые могут быть получены как экспериментально, так и расчетным способом.

Базовый компонент	Марка масла	Плотность при 20 °С, кг/м <sup>3</sup>
Минеральные дистиллятные масла	МС-8П Тп-22С Марка 1	865
		869
Гидрокрекинговые масла	ЛУКОЙЛ МГК-8ГП	819
Смесь полиальфаолефинов и минерального дистиллятного масла	Петрим	849
Полиальфаолефиновые масла	Газпромнефть ИПМ-12гп	821
Эфирные масла: - двухосновные кислоты - пентаэритритовые на жирных кислотах фракции C <sub>6</sub> -C <sub>9</sub>	- ВНИИ НП 50-1-4у(ф) - Петрим Ревотек	924
		993

Для определения плотности нефтепродуктов расчетным способом предложено много различных зависимостей. Следует выяснить, насколько эти зависимости применимы к смазочным маслам, используемым в ГПА, в особенности по отношению к синтетическим эфирным маслам.

В работе [1] для определения зависимости плотности нефтепродуктов ( $\rho$ ) от температуры рекомендуется при расчетах использовать формулу Менделеева:

$$\rho = \frac{\rho_{293}}{1 + \beta(T - 293)}, \quad (3)$$

где  $\rho_{293}$  – плотность нефтепродукта при 293 К, кг/м<sup>3</sup>;  $\beta$  – коэффициент объемного расширения, 1/К;  $T$  – температура, при которой определяется плотность, К.

Значения коэффициента объемного расширения нефтепродуктов ( $\beta$ ) при разных значениях плотности также приведены в [1]. Расчет функциональной зависимости плотности нефтепродукта от температуры по формуле (3) может быть проведен итерационным способом с поочередным уточнением  $\rho$  и  $\beta$  при текущей температуре.

На рис. 1 представлены отклонения при расчете плотности с использованием зависимости (3) и коэффициентов объемного расширения  $\beta$  из справочных данных [1]. Расчетные данные сравниваются с экспериментальными, полученными в теплофизической лаборатории для минерального авиационного масла МС-8П, эфирных синтетических масел Б-3В и ВНИИ НП 50-1-4ф и приведенными в [2]. Также проведено сравнение расчетных и экспериментальных данных для нового масла на основе пентаэритритовых эфиров – «Петрим Ревотек», полученных в лаборатории ООО «Газпром ВНИИГАЗ».

Как видно из рис. 1, разница между экспериментальными и расчетными данными увеличивается с удалением от опорной точки

Табл. 1.  
Базовые компоненты масел и их плотность при 20 °С

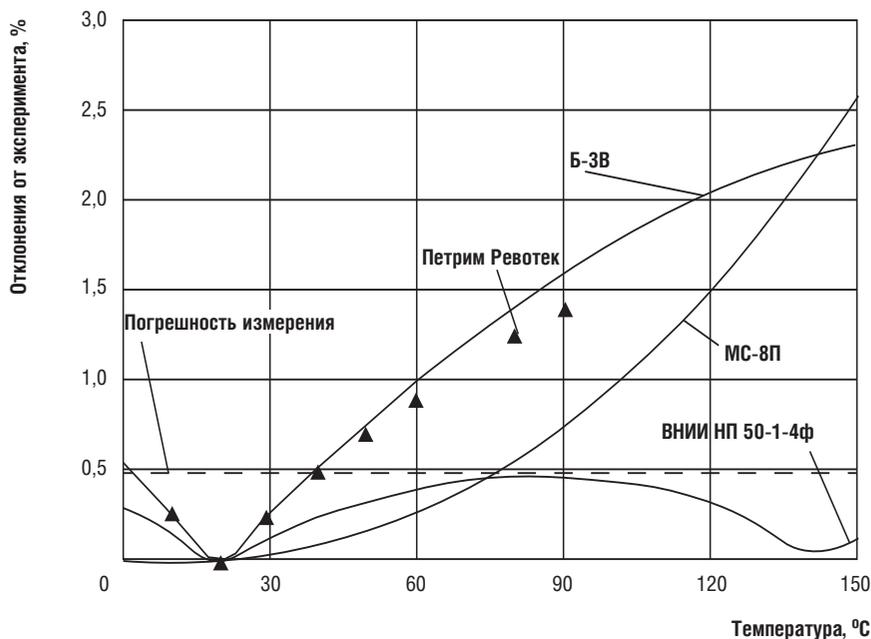
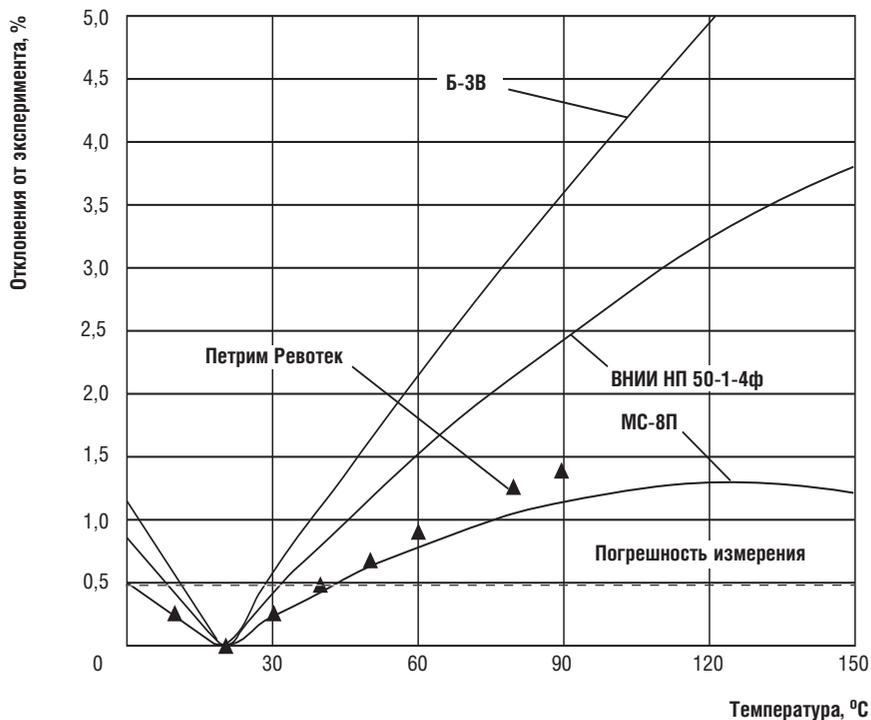


Рис. 1.  
Отклонения от  
экспериментальных данных  
при расчете плотности масел  
по формуле Менделеева (3)

в 20 °С и достигает при 150 °С примерно 2,5 %. В то же время для синтетического эфирного масла на двухосновных кислотах ВНИИ НП 50-1-4ф тенденция к постоянному увеличению отклонений не зафиксирована, а сами отклонения находятся в пределах 0,5 %. Повторяемость для метода определения плотности по ГОСТ 3900-2022 [3] составляет 0,6 кг/м<sup>3</sup>, что соответствует погрешности измерения в диапазоне значений плотности для перечисленных масел 0,43...0,55 %. Соответственно, величину отклонения расчетных данных от экспериментальных не более 0,5 % можно считать удовлетворительным результатом.

Рис. 2.  
Отклонения от  
экспериментальных данных  
при расчете плотности масел  
по формуле Мановяна (4)



В работе [4] для расчета плотности нефтепродукта  $\rho$  при температуре  $t$  (°С) предлагается использовать формулу Мановяна:

$$\rho = 1000\rho_{20} - \frac{0,58}{\rho_{20}}(t - 20) - \frac{(t - 1200(\rho_{20} - 0,68))}{1000}(t - 20), \quad (4)$$

где  $\rho_{20}$  – плотность нефтепродукта, определенная при 20 °С, г/см<sup>3</sup>;  $t$  – текущая температура, °С.

Результаты оценки отклонения расчетных данных от экспериментальных по зависимости (4) представлены на рис. 2.

Формулы Менделеева (3) и Мановяна (4) достаточно грубо оценивают плотность масел при использовании в расчетах. Данные зависимости показывают приемлемый результат только возле опорной точки 20 °С. Результат, полученный для эфирного масла ВНИИ НП 50-1-4ф по формуле Менделеева (3), можно считать удачным совпадением.

Метод расчета плотности нефти, нефтепродуктов и масел, предложенный в Рекомендациях Р 50.2.076–2010 [5], применим для смазочных масел нефтяного происхождения, полученных из дистиллятных масляных фракций с температурой кипения выше 370 °С и плотностью при 15 °С  $801,3 < \rho_{15} < 1163,9$  кг/м<sup>3</sup> при температурах от минус 50 °С до 150 °С. То есть масло авиационное МС-8П подпадает под область применения данного метода.

Плотность смазочных масел  $\rho$  при температуре  $t$  (°С) и нулевом избыточном давлении согласно [5] рекомендовано рассчитывать по формуле

$$\rho = \rho_{15} e^{[-\beta_{15}(t-15)(1+0,8\beta_{15}(t-15))]} \quad (5)$$

где  $\rho_{15}$  – плотность при температуре 15 °С, кг/м<sup>3</sup>;  $\beta_{15}$  – коэффициент объемного расширения смазочных масел при температуре 15 °С, °С<sup>-1</sup>. Для смазочных масел  $\beta_{15} = k_1 / \rho_{15}$ ,  $k_1 = 0,6278$ .

Результаты расчета плотности рассмотренных выше масел подтверждают ограничения данного метода (рис. 3). Приемлемый результат, соответствующий погрешности измерений в диапазоне температур от 0 до 150 °С, получен как раз для масла МС-8П. Для масел на основе эфиров при температурах выше 40...60 °С ошибки при расчете начинают превышать погрешность экспериментального определения по ГОСТ 3900.

Для минимизации ошибок при расчетах по зависимости (5) необходимо индивидуально подбирать коэффициент  $k_1$  при расчете  $\beta_{15}$  к каждому маслу.

Достаточно просто получить приближенное значение коэффициента  $k_1$  для любого масла по двум экспериментальным точкам. Если измерить плотность масла при 15 °С и любой другой

температуре  $t$  и подставить данные значения в формулу (4), то получим следующее уравнение:

$$\rho_t = \rho_{15} e^{\left[ \frac{k_1}{\rho_{15}} (t-15) (1 + 0,8 \frac{k_1}{\rho_{15}} (t-15)) \right]}. \quad (6)$$

Решение данного уравнения относительно  $k_1$  сводится к поиску корней полного квадратного уравнения вида

$$\frac{-0,8(t-15)^2}{\rho_{15}^2} k_1^2 - \frac{t-15}{\rho_{15}} k_1 - \ln \frac{\rho_t}{\rho_{15}} = 0. \quad (7)$$

Один из найденных корней уравнения (7) со значением меньше 1 следует использовать в качестве коэффициента  $k_1$  при проведении расчетов плотности при разных температурах по формуле (5).

В табл. 2 приведены данные расчета коэффициента  $k_1$  для рассматриваемых масел по уравнению (7) с использованием экспериментальных значений плотности при температурах 15 и 30 °С. Для сравнения приведены оптимальные значения коэффициентов  $k_1$ , полученные в результате итерационных расчетов по всему температурному диапазону, с минимизацией отклонений расчетных данных от экспериментальных.

Как видно из табл. 2, максимальные отклонения расчетных данных от экспериментальных, полученные приведенным способом, не превышают погрешности измерения плотности. Уточнение коэффициентов  $k_1$  позволило использовать выражение (5) для расчета температурной зависимости плотности любых масел, включая масла на основе эфиров (рис. 4).

Для нефтепродуктов при определении удельной изобарной теплоемкости  $C_p$  при текущей температуре  $T(K)$  в работе [1] рекомендовано использовать формулу Крето:

$$C_p = \frac{31,56}{\sqrt{\rho_{293}}} (762 + 3,39T). \quad (8)$$

Экспериментальные измерения удельной изобарной теплоемкости синтетического масла Петрим Ревотек на основе пентаэритритовых эфиров проведены в Сколковском институте науки и технологий.

Измерения удельной теплоемкости масла Петрим Ревотек в диапазоне температур от 55 до 145 °С проведены на дифференциальном сканирующем калориметре DSC. Заявленная относительная погрешность измерений теплоемкости составила на данном приборе 3%. На рис. 5 приведено сравнение расчетных данных по формуле Крето (8) с полученными экспериментальными данными для масла «Петрим Ревотек».

Зависимость расчетной удельной изобарной теплоемкости от температуры находится ниже экспериментальных данных, при этом отклоне-

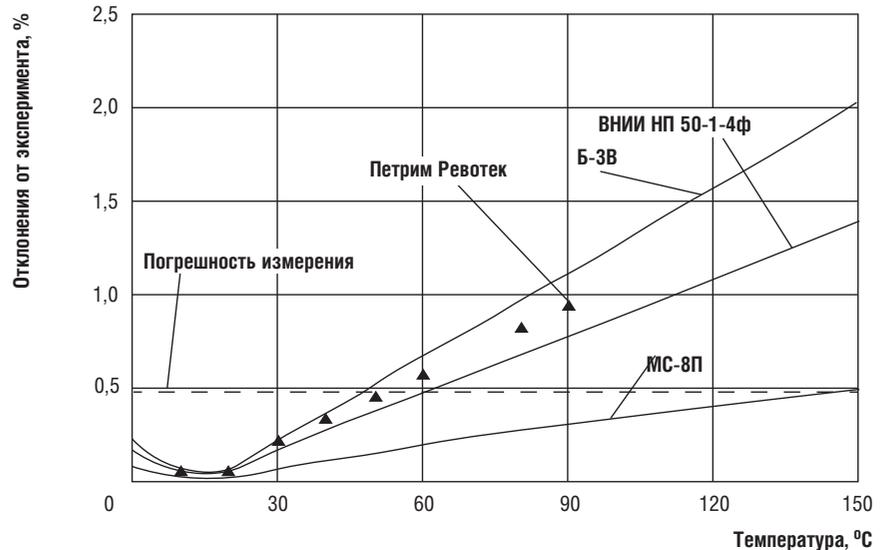


Рис. 3. Отклонения от экспериментальных данных при расчете плотности масел по зависимости (5)

Марка масла	Оптимальное значение коэффициента $k_1$	Значение коэффициента $k_1$ , рассчитанное по двум значениям плотности при 15 и 30 °С
МС-8П	0,656	0,668
Б-3В	0,760	0,774
ВНИИ НП 50-1-4ф	0,713	0,727
Петрим Ревотек	0,746	0,771
Максимальные отклонения расчетных данных от экспериментальных при уточненных коэффициентах $k_1$ , %	0,06	0,22...0,30

Табл. 2. Расчет коэффициентов  $k_1$

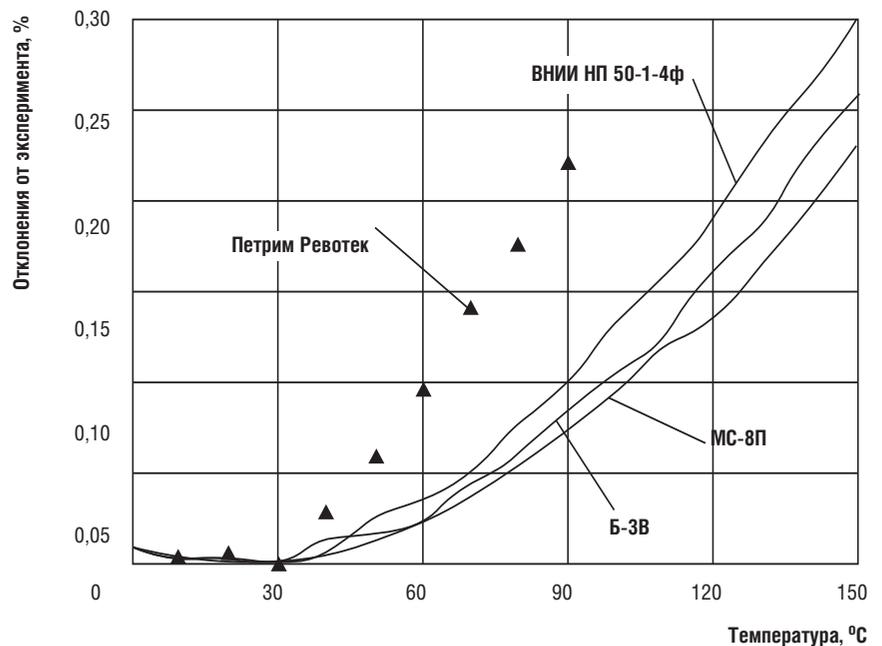


Рис. 4. Отклонения от экспериментальных данных при расчете плотности масел по зависимости (5)

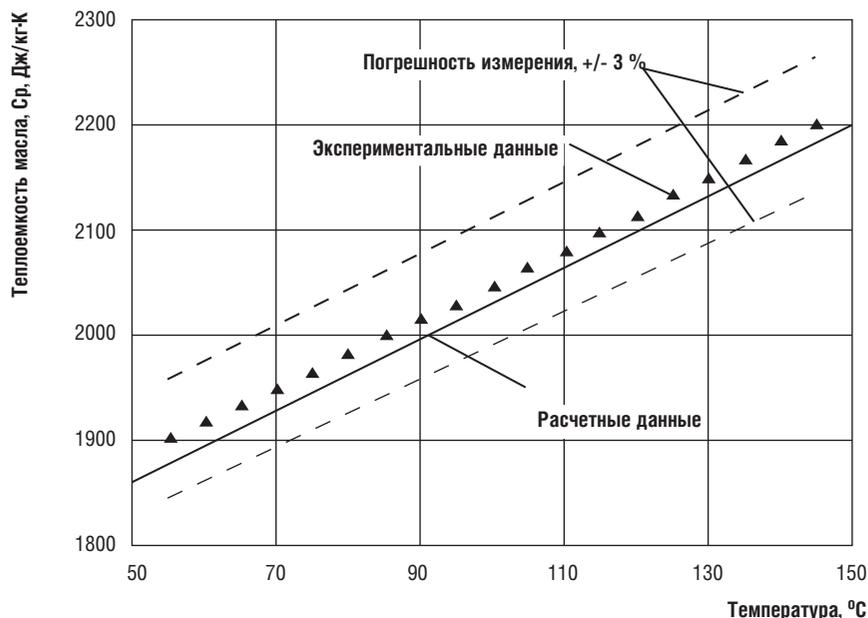


Рис. 5. Сравнение расчетных данных определения удельной изобарной теплоемкости,  $C_p$ , по формуле Крего (8) с экспериментальными для масла Петрим Ревотек

ния расчетных данных от эксперимента составили около 1 %, что не превышает погрешность измерений.

В работе [6] приведены экспериментальные данные исследования теплофизических свойств различных пентаэритритовых масел. В частности, практический интерес представляют данные, полученные для пентаэритритовых масел, вырабатываемых из жирных кислот фракции С6-С9 и подпадающих под требования широко распространенной военной спецификации США MIL PRF 23699.

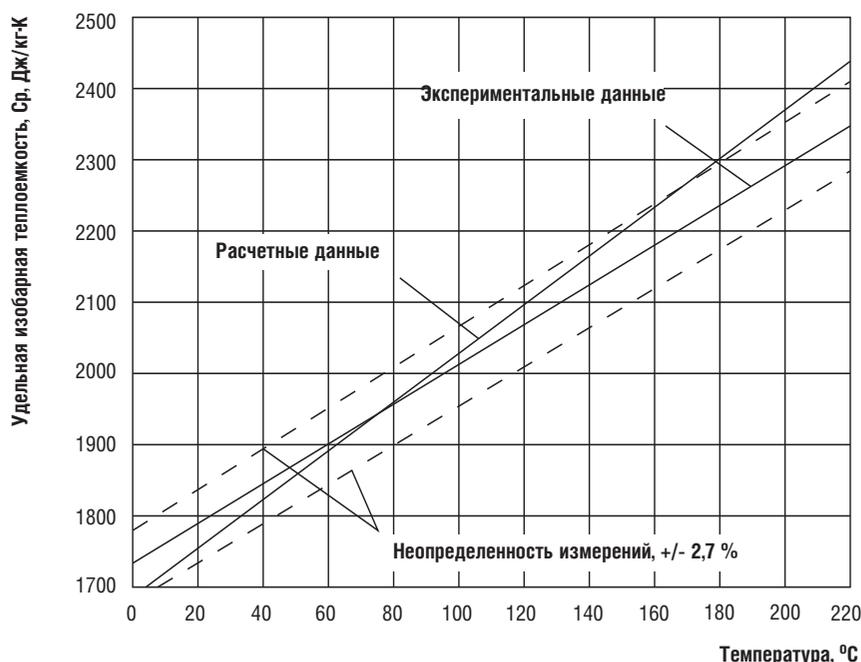


Рис. 6. Сравнение расчетных данных определения удельной изобарной теплоемкости,  $C_p$ , по формуле Крего (8) с экспериментальными для масла на основе пентаэритритовых эфиров MIL PRF 23699

Измерения удельной изобарной теплоемкости, описанные в данной работе, также проводились с использованием дифференциального сканирующего калориметра DSC в диапазоне от 0 до 219 °С, с шагом 1 °С. Неопределенность выполнения измерений для эфирного масла по спецификации MIL PRF 23699 составляет 2,7 %.

На рис. 6 приведено сравнение расчетных данных по зависимости (8) с полученными экспериментальными данными в [6]. Как видно из сравнения, расчетные данные не выходят из границ неопределенности измерений для проведенного эксперимента – вплоть до температуры масла 170 °С. Это практически перекрывает весь температурный диапазон эксплуатации масла в двигателе.

Следовательно, формула Крего (8) вполне применима для расчета удельной изобарной теплоемкости эфирных масел и может успешно заменить реальные экспериментальные измерения.

Анализ различных подходов к расчету рассматриваемых теплофизических характеристик смазочных масел показал, что для расчета плотности целесообразно использовать зависимость, приведенную в [5], с процедурой уточнения коэффициента  $k1$  по двум опорным точкам плотности, определенных экспериментально. Для расчета теплоемкости рекомендуется использовать формулу Крего. **□**

Список использованных источников

1. Тугунов П.И. Типовые расчеты при проектировании и эксплуатации нефтебаз и нефтепроводов: Учебное пособие для ВУЗов / П.И. Тугунов, В.Ф. Новоселов, А.А. Коршак, А.М. Шаммазов. – Уфа: ООО «Дизайн-Полиграфсервис, 2002. –658 с.
2. Бадыштова К.М. Топлива, смазочные материалы, технические жидкости. Ассортимент и применение: Справ. Изд. / К.М. Бадыштова, Я.А. Берштад, Ш.К. Богданов [и др.]; под ред. В.М. Школьников. – М.: Химия, 1989. –432 с.
3. ГОСТ 3900-2022. Нефть и нефтепродукты. Методы определения плотности.
4. Кирсанов Ю.Г. Расчетные и графические методы определения свойств нефти и нефтепродуктов: Учеб. Пособие. – Екатеринбург: Изд-во Уральского университета. – 2014. – 132 с.
5. Р 50.2.076 – 2010 ГСОЕИ. Плотность нефти и нефтепродуктов. Методы расчета. Программа и таблицы приведения.
6. Bruno T.J. Thermophysical Properties of Polyol Ester Lubricants [Электр. ресурс] / T.J. Bruno [et al.] – URL: <https://doi.org/10.6028/NIST.IR.8263> (дата обращения: август 2019).

# АО «НПЦ Спецнефтьпродукт»

производство современных смазочных материалов

С 2000 года специализируется на производстве смазочных материалов и гидравлических жидкостей, используемых в военной и гражданской авиации, ракетно-космической и нефтегазовой отраслях



## Рабочие масла для авиационных и конвертированных ГТД в составе ГПА и ГТЭС

- Масло ИПМ-10 авиационное
- Масло «Петрим»
- Масло синтетическое ВНИИ НП 50-1-4ф
- Масла синтетические Б-3В и ЛЗ-240
- Маслосмесь СМ-4,5
- Унифицированное авиационное синтетическое масло АСМО-200

## Гидравлические масла

- Гидравлическая жидкость для запорной арматуры магистральных газопроводов НИКОЛЮБ 4020
- Масло гидравлическое АМГ-10
- Авиационное синтетическое гидравлическое масло АСГИМ
- Жидкость рабочая 7-50С-3
- Масло гидравлическое МГЕ-10А
- Гидравлические масла МГ-7-Б и МГ-10-Б

## Компрессорные масла

- Масло синтетическое Ксм4-20 для воздушных компрессоров высокого давления
- Масла синтетические ХСМ-46 и ХСМ-100 для компрессоров холодильных установок



РЕКЛАМА

Предприятие производит синтетические сложные эфиры – базовые основы для производства современных смазочных масел и специальных жидкостей. В настоящее время АО «НПЦ Спецнефтьпродукт» является единственным отечественным производителем пентаэритровых эфиров.

Технология производства синтетических эфиров различных типов позволяет АО «НПЦ Спецнефтьпродукт» выпускать перспективные масла и гидравлические жидкости. Наша задача - обеспечить заказчиков как штатными маслами, так и, замещая зарубежные марки отечественными маслами на базе синтетических эфиров, перспективными разработками, соответствующими современным требованиям.



### ООО «Электросистемы» поставило энергокомплексы для длительной работы в автономном режиме на удаленных объектах.

Компания разрабатывает и поставляет компактные модульные электростанции. Производится несколько типов гибридных энергоблоков для работы автономно и параллельно с сетью, солнечными батареями, гидроустановками и ветротурбинами. Энергоблоки эксплуатируются в различных климатических условиях, в широком диапазоне температур: от  $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$  до  $+50\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Начиная с 2012 года компания производит модульные гибридные энергокомплексы, прошедшие государственные испытания и имеющие литеру О1 и приемку ВП, для удаленных военных объектов. Для гражданских удаленных объектов разработан и применяется гибридный энергокомплекс «Гарант».

Гибкий подход к потребностям заказчиков, высокий уровень технического обеспечения позволяет компании создавать сложные энергетические объекты различной мощности и продолжительности автономной работы.

#### **Electrosystems LLC supplied power plants for long-term autonomous operation at remote facilities.**

*The company develops and supplies compact modular power plants. Several types of hybrid power units are being produced to operate autonomously and in parallel with the grid, solar panels, hydro power stations and wind turbines. The power plants are operated in various climatic conditions, in a wide temperature range: from  $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$  to  $+50\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Since 2012, the company has been producing modular hybrid power units that have passed state tests and have the letter O1 and state acceptance for remote military facilities. The Garant hybrid energy unit has been developed and is being used for civilian remote facilities.*



**Российский ученый В. Е. Михайлов отметил 65-летие**

В марте исполнилось 65 лет генеральному директору НПО «ЦКТИ», заслуженному деятелю науки и техники РФ, доктору технических наук, члену редакционного совета журнала Турбины и Дизели – В.Е. Михайлову.

Владимир Евгеньевич – известный специалист в области проектирования и эксплуатации газовых и паровых турбин и парогазовых установок, важнейшего и актуального направления современной теплоэнергетики. Он блестящий профессионал, обладающий стратегическим мышлением, глубокими знаниями и опытом. Его вклад в развитие отечественной энергетики трудно переоценить.

В.Е. Михайлов является профессором Петербургского энергетического института повышения квалификации руководящих работников и специалистов Министерства энергетики РФ, членом Научно-технического совета Департамента металлургии и тяжелого машиностроения Министерства промышленности и торговли РФ, Председателем Попечительского совета и членом НТС АНО «Инжиниринговый центр энергетического машиностроения».

Владимир Евгеньевич – Лауреат премии Правительства России в области науки и техники, имеет звание «Почетный машиностроитель». Перечень его научных трудов включает свыше 100 работ, опубликованных в ведущих научных журналах и изданиях, материалах сессий РАН, отечественных и зарубежных конференций.

Желаем Владимиру Евгеньевичу здоровья и благополучия. Пусть и в дальнейшем Ваша целеустремленность, жизненная энергия и оптимизм служат процветанию и развитию энергетического комплекса нашего Отечества!

# ОБЗОРЫ РЫНКА энергетического оборудования

**Самый полный массив данных по России, СНГ**

- Контракты и реализованные проекты
- Изготовители двигателей и генераторных установок
- Дилеры, поставщики оборудования
- Инжиниринговые и проектные организации
- Представительства зарубежных компаний

РЕКЛАМА  
[www.turbine-diesel.ru](http://www.turbine-diesel.ru)



# Повышение эффективности работы КВОУ газовых турбин

РЕКЛАМА

- Проектирование
- Инжиниринг
- Сервис



 **EMV**  
фильтртехник рус

ООО «EMV фильтртехник рус»  
Россия, 115114, Москва  
Дербеневская набережная, д. 7, стр. 12  
[www.emw.de/ru](http://www.emw.de/ru), [sales@emwtech.ru](mailto:sales@emwtech.ru)  
тел./факс (495) 783-87-98



**5**  
ЛЕТ  
2019–2024

## ТЕХНОЛОГИИ НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ ДЛЯ ВЕДУЩИХ ОТРАСЛЕЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

**ПРОИЗВОДСТВО И КОМПЛЕКСНЫЕ  
ПОСТАВКИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО  
ОБОРУДОВАНИЯ**

**ИЗГОТОВЛЕНИЕ  
ЗАПАСНЫХ  
ЧАСТЕЙ**

**РЕМОНТ И СЕРВИСНОЕ  
ОБСЛУЖИВАНИЕ  
АГРЕГАТОВ**

ГРУППА ПРОМЫШЛЕННЫХ, НАУЧНО-ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ И СЕРВИСНЫХ КОМПАНИЙ.  
КЛЮЧЕВОЙ ИГРОК НА РЫНКЕ ПРОИЗВОДСТВА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ И ОКАЗАНИЯ  
СЕРВИСНЫХ УСЛУГ.

- Производство и комплексные поставки газотурбинного и компрессорного оборудования
- Ремонтно-сервисное обслуживание и инженерно-техническое сопровождение ГТД авиационного и судового типа
- Заводской ремонт и производство запасных частей для газоперекачивающих агрегатов, газотурбинных установок и двигателей
- Инженерно-конструкторское сопровождение
- Производство теплоизоляционных материалов для предприятий энергетического комплекса
- Модернизация и восстановительный ремонт
- Сервисное обслуживание и ремонт оборудования электростанций
- Экспертиза технического состояния оборудования с целью продления ресурса
- Удаленный мониторинг и диагностика энергетического оборудования

ПРОМЫШЛЕННЫЕ АКТИВЫ ГРУППЫ — КРУПНЫЕ РОССИЙСКИЕ ПРЕДПРИЯТИЯ:

АО «Невский Завод»    ПАО «Тюменские моторостроители»    АО «Газэнергосервис»  
АО «Уралтурбо»    ООО «ЦРМЗ»    ООО «ИТЦ»    ООО «ГЭХ Сервис газовых турбин»  
ООО «Газпром энергохолдинг литейные технологии»

