

На правах рукописи

Лебедев Александр Серафимович

РАЗРАБОТКА ОТЕЧЕСТВЕННОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ
ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ СРЕДНЕГО КЛАССА МОЩНОСТИ
С ПРИМЕНЕНИЕМ КОМПЛЕКСА СОВРЕМЕННЫХ
РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ МЕТОДОВ

Специальность 05.04.12 –Турбомашины и комбинированные турбоустановки

Автореферат диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Санкт-Петербург, 2007г.

Работа выполнена в ОАО «Силовые машины», Филиал «Ленинградский
Металлический завод» в Санкт-Петербурге

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор,
Трухний Алексей Данилович;
доктор технических наук, профессор,
Иноземцев Александр Александрович;
доктор технических наук, профессор,
Лапшин Кирилл Леонидович.

Ведущая организация: ОАО «Научно-производственное объединение
Центральный котлотурбинный институт имени
И.И. Ползунова»

Защита состоится 15 октября 2007г. в 16-00 на заседании диссертационного
Совета Д 212.229.06 в ГОУ ВПО «Санкт-Петербургский Государственный по-
литехнический университет» по адресу: 195251, Санкт-Петербург,
ул. Политехническая, д. 29, Главное здание, аудитория 305.

С диссертацией можно ознакомиться в фундаментальной библиотеке
ГОУ «СПбГПУ».

Автореферат разослан « _____ » _____ 2007г.

Ученый секретарь
диссертационного Совета Д 212.229.06,
доктор технических наук, профессор

Н.Н. Кортиков

Общая характеристика работы

Актуальность проблемы

Мировой техникий уровень газотурбинных установок (ГТУ) в начале XXI века можно охарактеризовать тремя показателями: их собственный КПД вплотную приблизился к 40%, а единичная мощность превысила 300 МВт, при этом КПД парогазовых установок (ПГУ) достигает почти 60%, (рис. 1). По-прежнему, основными направлениями развития ГТУ являются повышение температуры газа перед турбиной (до 1500°C), степени сжатия за компрессором (более 20), широкое внедрение новых материалов (монокристаллических для лопаток турбины, хромистых дисковых сталей, высокопрочного чугуна с шаровидным графитом для корпусов компрессора) и прогрессивных технологий охлаждения паром элементов камер сгорания, статорных и роторных деталей с последующим использованием пара в регенеративном цикле ПГУ.

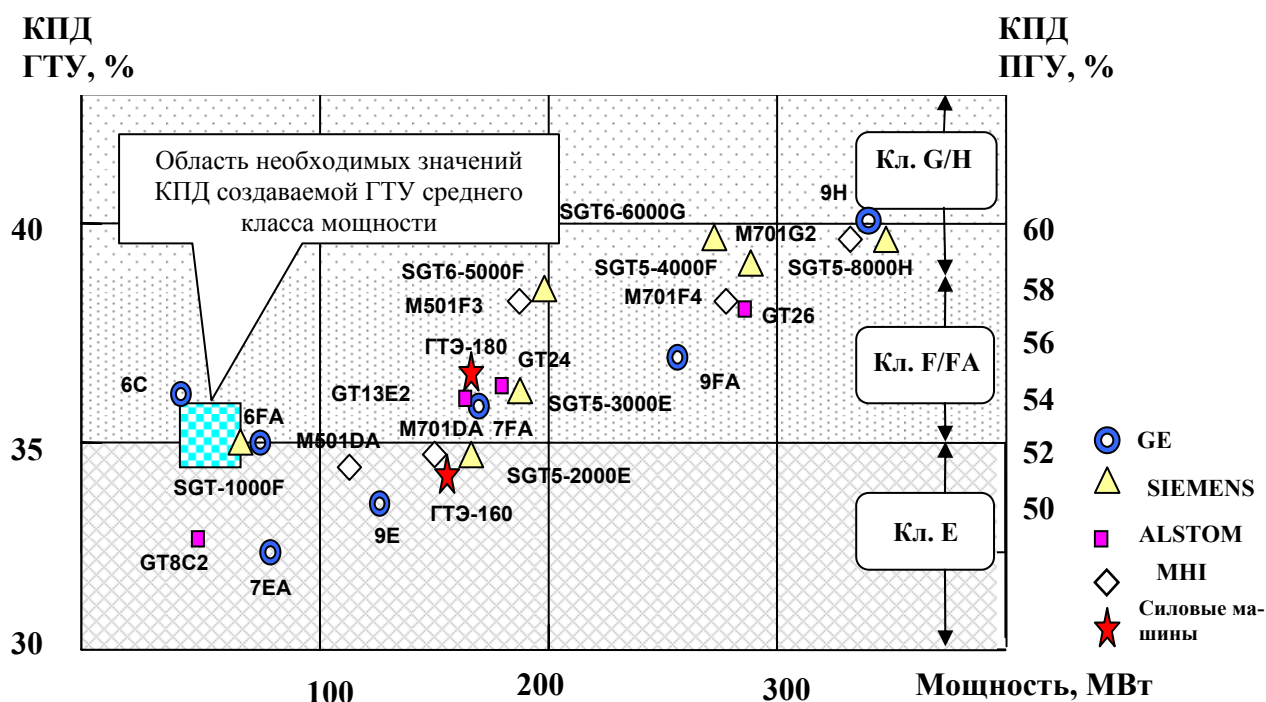


Рис. 1. Эффективность энергетических ГТУ основных изготовителей.

По производству энергетических газотурбинных установок и внедрению парогазовых технологий Россия явно отстает от промышленно развитых стран.

Вследствие того, что в течение длительного времени в энергетику России практически не вкладывались средства, возник большой спрос на модернизацию существующих генерирующих мощностей и ввод новых парогазовых блоков, обладающих наиболее современной технологией выработки электроэнергии. Это подтверждается положениями «Энергетической стратегии России» (2003г.), «Концепцией технической политики РАО «ЕЭС России» (2005г.), «Генеральной схемы размещения объектов электроэнергетики до 2020г.» (2007г.).

По оценкам РАО «ЕЭС России» истощение паркового ресурса и неуклонный рост потребления электроэнергии приведут к дефициту установленной мощности в 2020г. порядка 180 ГВт. Например, в ОАО «Мосэнерго» (ТГК-3) к 2010г. потребуется заменить 35,2% существующих генерирующих мощностей, а к 2020г. – 68,2%.

Представляется, что мы находимся в начале нового «энергетического бума», возникающего в связи с лавинообразным вводом генерирующих мощностей на основе практического освоения парогазовых технологий производства электроэнергии (рис. 2).

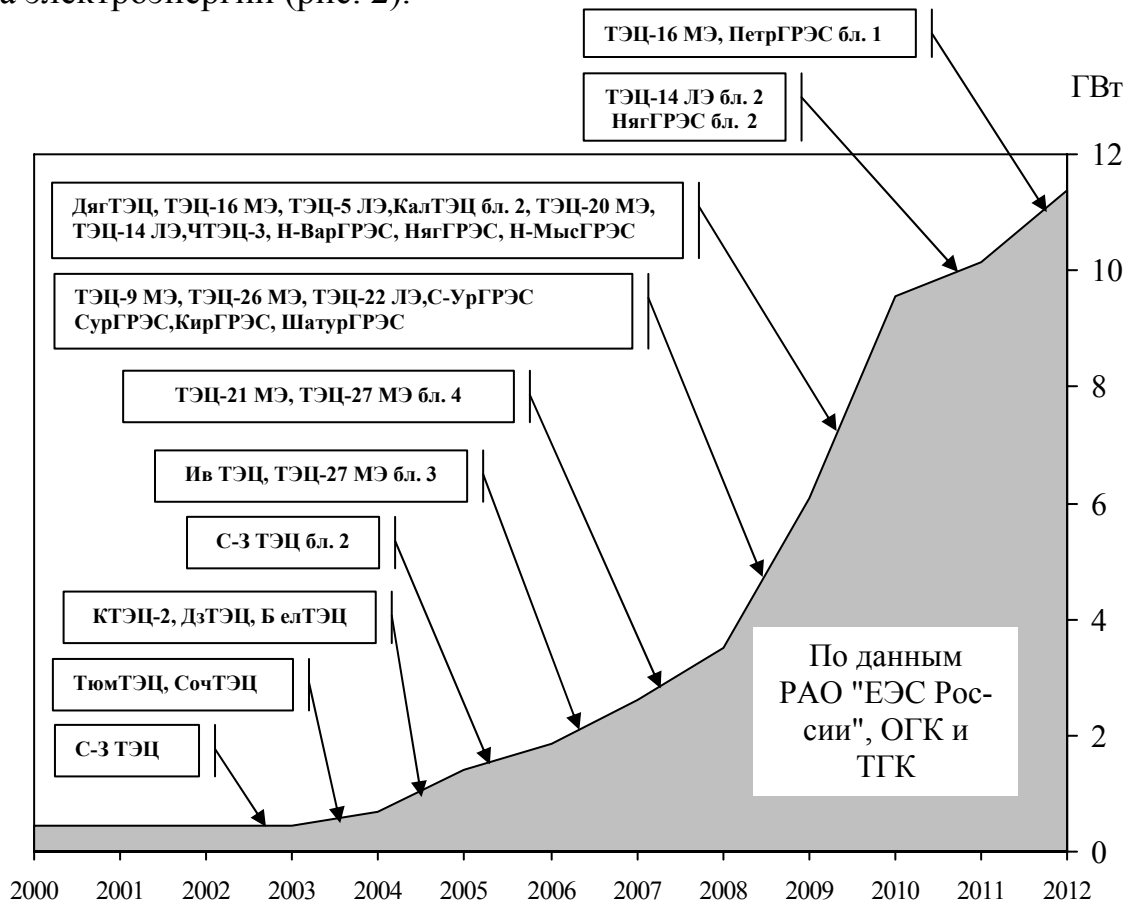


Рис. 2. Рост вводимой мощности блоков ПГУ в РФ

Очевидно, что для внедрения парогазовых технологий такими темпами, а это только начало, необходимо иметь полный мощностной ряд энергетических газотурбинных установок, которые могли бы не только производиться в России, но и обеспечиваться сервисным обслуживанием на протяжении всего цикла эксплуатации.

В основном освоенными в России являются энергетические ГТУ малой мощности (до 25 МВт), созданные как результат конверсии авиационных или судовых газотурбинных двигателей, а также ГТУ мощностью более 100 МВт: ГТЭ-160 мощностью 157 МВт производства ОАО «Силовые Машины» по лицензии Siemens, ГТЭ-110 ОАО «НПО «Сатурн» по лицензии НПП «Зоря-Машпроект».

Между тем, наиболее массовой и востребованной при реконструкции паросиловых установок путём сброса отработанных газов в энергетический котёл или надстройки с отдельным котлом-утилизатором и вытеснением регенерации, а так же замещением котлов на электростанциях с центральным коллектором и параллельными связями и, наконец, просто для бинарных ПГУ мощностью от 100 до 200 МВт могла бы стать газотурбинная установка среднего класса мощностью 50-70 МВт (между конверсионными до 25 МВт и т.н. «heavy duty» более 100 МВт) с областью необходимых значений КПД в соответствии с рис. 1. Таких установок в Российском машиностроении нет, и её разработка является актуальной задачей, как с научно-технической, так и с практической точки зрения.

Цель работы заключается в разработке основных научно-технических решений для создания отечественной энергетической газотурбинной установки среднего класса мощности на основе применения комплекса современных расчетно-экспериментальных методов исследований.

Для достижения указанной цели в работе были поставлены и решены следующие **задачи**:

- обобщение опыта разработки, создания и доводки ГТУ аналогичного класса мощности за рубежом;
- оптимизация термодинамических параметров ГТУ среднего класса мощности и разработка конструкторско-технологических решений;
- создание материально-технической базы стендов и экспериментальных моделей для исследований наиболее ответственных узлов ГТУ: компрессора, камеры сгорания и охлаждаемых турбинных лопаток;
- выбор методик трехмерных расчетов и прикладных программ, достоверных экспериментальных методов исследований;
- идентификация теоретических моделей с результатами модельных испытаний основных узлов ГТУ;
- разработка научно-технических рекомендаций по созданию энергетической ГТУ среднего класса мощности.

Объектом исследования является класс энергетических газотурбинных установок средней мощности (25-70 МВт).

Предмет исследований – газодинамические и теплотехнические характеристики определяющих узлов ГТУ – компрессора, камеры сгорания, охлаждаемых лопаток турбины методами теоретических расчетов и модельных стендовых испытаний.

Научная новизна работы заключается в том что:

- путем применения комплекса теоретических и экспериментальных методов разработаны основные научно-технические решения для создания отечественной энергетической газотурбинной установки среднего класса мощности, такие как создание высоконапорного компрессора с $\pi_k^* = 15,6$, малотоксичной камеры сгорания с уровнем выбросов NO_x менее 50 мг/нм^3 , высокотемпературной турбины с начальной температурой 1360°C и лопаточного аппарата с

конвективно-пленочной ($\theta > 0,5$) и конвективной ($\theta > 0,3$) системами охлаждения;

– обоснованы оптимальные характеристики, как основных узлов, так и газотурбинной установки среднего класса мощности в целом, которые в условиях технологически-производственных ограничений обеспечивают максимальные показатели КПД и мощности;

– в результате модельных исследований масштабированного отсека компрессора, спроектированного для ГТУ среднего класса мощности, определены его напорные характеристики в зависимости от приведённых оборотов, отработан закон регулирования поворотными направляющими аппаратами, идентифицирована расчётная численная модель, уточнена постановка задачи и методика расчёта;

– экспериментально выявлены основные закономерности процессов горения в диффузионном режиме и режиме предварительного смешения бедных гомогенных смесей в кольцевой камере сгорания энергетической газотурбинной установки среднего класса мощности на газообразном топливе;

– опытным путем получены теплотехнические характеристики систем охлаждения лопаток первых ступеней турбины, исследованы закономерности теплообмена в развитых конвективных и конвективно-плёночных схемах охлаждения;

– на основе анализа применимости и границ использования выбраны и рекомендованы теоретические методы, обеспечивающие высокую достоверность результатов.

Практическая значимость работы заключается в том что:

1. Обоснованы, разработаны, исследованы и реализованы в конструкциях:

– 16^{ти} ступенчатый осевой компрессор с эффективными газодинамическими характеристиками: КПД с учетом потерь во входном патрубке 85,7% и надёжным запасом от помпажных режимов (21%);

– малоэмиссионная кольцевая камера сгорания (выбросы NO_x менее 50 мг/нм³ при 15% O_2), обеспечивающая эпюру распределения температур перед турбиной с радиальной неравномерностью менее 13% и окружной – менее 25% от подогрева в камере сгорания;

– 4^х ступенчатая охлаждаемая турбина со среднемассовой температурой газа в «горле» соплового аппарата 1^й ступени 1280°C, которые могут служить базовыми решениями при практической реализации ГТУ среднего класса мощности;

2. Разработана, создана и оснащена измерительными системами материально-техническая база для исследования модельных и натуральных узлов, таких как компрессор в масштабе 1:2,23, сегментообразная 1/12 часть натурной кольцевой камеры сгорания, собранные в «пакет» охлаждаемые турбинные лопатки с конвективной и конвективно-пленочной системами охлаждения, что позволило провести проверочные испытания и наиболее обоснованно подойти к созданию самых напряжённых элементов перспективных ГТУ, сократить объем натурных испытаний.

3. Результаты исследований внедрены при разработке проекта и создании головного образца энергетической газотурбинной установки с редуктором номинальной базовой мощностью 61,5 МВт и пиковой мощностью 65 МВт. Накоплен уникальный опыт технологического освоения производства газотурбинного оборудования в условиях использования отечественного машиностроительного комплекса по таким технологическим операциям, как фрезерование пазов в дисках из высокохромистой стали, изготовление турбинных лопаток со сложной системой охлаждения методом литья по выплавляемым моделям, шлифование хиртов, изготовление корпусов компрессора из высокопрочного чугуна с шаровидным графитом.

4. Разработанная газотурбинная установка среднего класса мощности, предназначенная для работы в составе парогазовых блоков, ГТУ-ТЭЦ и в схемах надстройки паросиловых установок, обеспечит при её внедрении среднегодовую эксплуатационную экономию топлива от 10% до 30%, в зависимости от тепловой схемы использования. Головной образец установки предназначен для выработки электроэнергии и пара через котел-утилизатор в схеме с центральным коллектором на ТЭЦ-9 ОАО «Мосэнерго».

Личный вклад автора заключается в следующем:

- научно-техническое обоснование выбора конструктивных решений при проектировании основных узлов газотурбинной установки среднего класса мощности;
- участие в разработке исследовательского оборудования стенда испытаний камер сгорания, его наладке, разработке и тестировании системы измерений, проведении экспериментов с отсеками камеры сгорания и обработке полученных результатов;
- разработка методик и подготовка программ проведения опытных работ с модельным компрессором и охлаждаемыми лопатками турбины, анализ и обобщение полученных экспериментальных данных;
- выбор и разработка численных моделей, выбор методик расчёта газодинамики, теплового и напряжённо-деформированного состояния основных узлов газотурбинной установки среднего класса мощности, анализ результатов;
- принятие оптимальных решений при разработке конструкции ГТУ среднего класса мощности нового поколения, как результат реализации комплекса методов проектирования в технологически ориентированном направлении впервые в отечественной практике.

Достоверность и обоснованность полученных результатов обеспечена:

- проведением экспериментальных исследований по апробированным и научно обоснованным методикам на стендовом оборудовании, прошедшем метрологическую аттестацию, с применением современных измерительных приборов и аппаратуры с минимальными погрешностями измерений, обработки опытных данных с использованием устойчивых методов статистического анализа и совпадении результатов тестовых опытов с наиболее надёжными результатами других исследований;

– использованием в процессе выполнения работы в качестве базовых наиболее современных лицензионных апробированных и тестированных теоретических методик на основе численного трёхмерного анализа течений в лопаточных аппаратах турбомашин, решением сопряжённых задач теплообмена и прочности в осесимметричной и трехмерной постановке.

На защиту выносятся:

– результаты научного обоснования разработки и создания современной отечественной высокотемпературной газотурбинной энергетической установки среднего класса мощности (60-65 МВт) для привода электрического генератора и работы в парогазовых схемах с котлом-утилизатором;

– результаты теоретической разработки и стендовых исследований характеристик осевого компрессора и, полученные в результате обработки экспериментальных данных, обобщённые закономерности его регулирования, результаты определения вибронпряжённого состояния лопаточного аппарата на различных режимах эксплуатации;

– результаты разработки низкоэмиссионной кольцевой камеры сгорания, опытных исследований модуля (сегмента) натурной кольцевой камеры сгорания и полученные в результате этого зависимости температурных полей газа, теплового состояния корпусов камеры сгорания и уровня выбросов NO_x от параметров режимов эксплуатации;

– результаты разработки охлаждаемых лопаточных аппаратов первой и второй ступеней турбины с конвективным и конвективно-плёночным охлаждением и результаты опытных исследований их тепло-гидравлических характеристик, анализ экспериментальных данных и эмпирические зависимости глубины охлаждения от относительного расхода воздуха;

– результаты комплексного подхода к созданию перспективной отечественной газотурбинной установки среднего класса мощности, связанные с использованием прототипов и поиском оптимальных термодинамических решений в условиях технологических ограничений имеющегося производственного оборудования.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались и обсуждались на конференциях и симпозиумах:

- Научно-технических сессиях РАН по проблемам газовых турбин: XLIX, Москва, 10-12.09.2002г.; L, Санкт-Петербург, 17-18.06.2003г.; LI, Уфа, 21-23.09.2004г.; LIII, Москва, 13-14.09.2006г.; LIV, Санкт-Петербург, 26-27.06.2007г.
- Второй и третьей международных научно-технических конференциях по проблемам динамики и прочности в газотурбостроении. Киев (Украина), 25-27.05.2004г., 29-31.05.2007г. (Организаторы: Национальная Академия наук Украины, Институт проблем прочности им. Г.С. Писаренко).
- Научно-техническом совете ОАО «НПО ЦКТИ» по защите Технического проекта энергетической газотурбинной установки среднего класса мощности ГТЭ-65, Санкт-Петербург, ОАО «НПО ЦКТИ», 27.04.2004г.

- XXXVI энергетическом коллоквиуме в Техническом университете г. Дрезден (Германия), 19-20.10.2004г.
- Международной научно-практической конференции «Современное турбостроение», Санкт-Петербург, ПИМаш, 28-30.09.2004г.
- Двух Научно-технических семинарах на тему: «Опыт разработки, проблемы создания и перспективы развития низкоэмиссионных камер сгорания ГТУ», Москва, ВТИ, 14-16.12.2004г., 20.03.2007г. (Организаторы: Совет РАН по проблемам развития энергетики России, ФГУП ЦИАМ, ОАО ВТИ).
- Конференции «Russia Power 2006», Москва 14-16.03.2006г.
- Научно-техническом семинаре на тему «Выбор и обоснование основных технических решений при создании энергетической газотурбинной установки среднего класса мощности», СПбГПУ, совместно кафедры «Турбины и двигатели» и «Теоретических основ теплотехники», Санкт-Петербург, 22.11.2006г.

Публикации. Основные материалы диссертации опубликованы в 25 печатных научных трудах, 5 авторских свидетельствах и патентах.

Объем и структура работы. Диссертация состоит из введения, пяти разделов и списка литературы. Она изложена на 321 странице текста и содержит 147 рисунков, 46 таблиц и список литературы из 129 наименований.

Работа выполнялась автором при создании энергетической газотурбинной установки ГТЭ-65 в Филиале ОАО «Силовые машины» «ЛМЗ».

Содержание работы.

Во введении обоснованы актуальность, практическая значимость и задачи комплексного подхода к развиваемому направлению – созданию отечественной газотурбинной установки среднего класса мощности.

Обоснован и выбран объект исследований – класс энергетических газотурбинных установок средней мощности (25-70 МВт) на примере ГТУ мощностью 60-65 МВт. Сформулирована цель исследований – разработка и создание типовых научно-технических решений для перспективных отечественных энергетических газотурбинных установок среднего класса мощности. Поставлены задачи исследований – теоретически обосновать и экспериментально исследовать основные характеристики наиболее ответственных узлов: компрессора, камеры сгорания и охлаждаемых турбинных лопаток, сформировать их конструктивный облик, дать рекомендации по использованию и внедрению полученных результатов.

В разделе 1 подробно рассмотрено состояние вопроса, дан обзор современного энергетического газотурбостроения.

Изложены исторические аспекты развития энергетического газотурбостроения в России, представлены этапы освоения и результаты применения энергетических газотурбинных установок ГТ-25, ГТ-100, ГТЭ-150, ГТЭ-160, ГТЭ-180 (проект), ГТЭ-110, ГТЭ-65 (головной образец), ГТЭ-009.

Проанализировано состояние и технический уровень энергетического газотурбостроения в России и за рубежом, отмечено серьезное отставание за последние 20 лет от современных зарубежных образцов газотурбинной техники. Рассмотрены причины и пути ликвидации этого отставания как за счет форсированного создания ГТУ собственной разработки, так и через лицензионную деятельность.

Представлена классификация газотурбинных энергетических установок по технико-экономическим показателям и уровню мощности (малой мощности – в основном, конверсионные до 25 МВт, среднего класса мощности 25-70 МВт, мощные 100-200 МВт и сверхмощные 200-300 МВт и более), а также по уровню технологии. Сравнение наиболее референтных ГТУ среднего класса мощности по данным Gas Turbine World 2006 Handbook содержится в табл. 1.

Таблица 1

Показатели	SGT-1000F Siemens	6FA GE	GT8C2 ALSTOM	Создаваемая ГТУ среднего класса мощности
Степень сжатия в компрессоре	15,8	15,6	17,6	15,6
Температура газов на выходе из ГТУ, °С	583	603	511	555
Расход газов на выходе из ГТУ, кг/с	191,6	203	195	184
Частота вращения выходного вала, об/мин	5400	5254	6210	5441
Мощность на клеммах ЭГ, МВт	67,7	75,9	57,2	61,5
КПД электрический, %	35,1	35,0	34,7	35,2
КПД бинарной ПГУ, %	52,5	54,4	50,3	52,0

Приведены фактические данные по объемам изготовления энергетических ГТУ за последние 20 лет и прогноз их производства до 2015г. по данным International Turbomachinery Handbook 2006 (рис. 3).

На основе результатов маркетинговых исследований и данных ОАО «РАО «ЕЭС России» сделан прогноз потребности отечественного рынка в энергетических газотурбинных установках различной мощности, как при реконструкции действующих электростанций, так и при новом строительстве.

Исследованы основные тенденции развития энергетического газотурбостроения в Мире в области создания высоконапорных компрессоров, малоэмиссионных камер сгорания, повышения эффективности систем охлаждения лопаточных аппаратов и возрастания начальных параметров термодинамического цикла в целом.

Рассмотрена роль энергетического газотурбостроения в российской энергетике на основе «Концепции технической политики РАО «ЕЭС России» (2005г.).

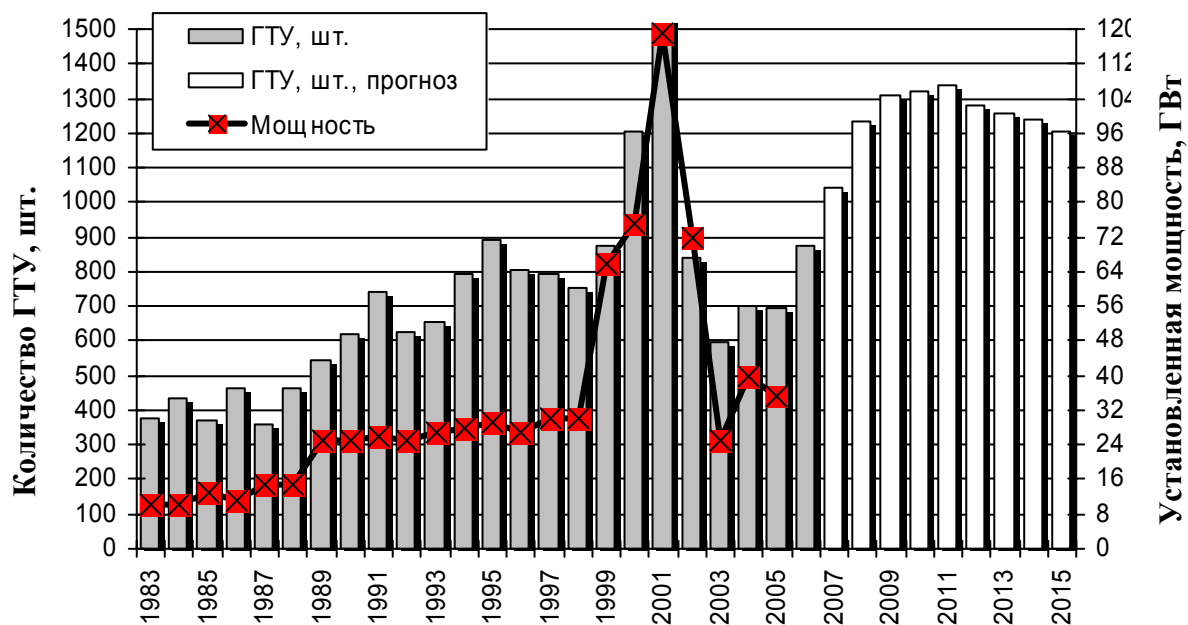


Рис. 3. Объемы производства газотурбинных установок

Определен технический облик конкурентоспособной отечественной газотурбинной установки среднего класса мощности: электрическая мощность установки в базовом режиме 60-65 МВт с расчётным ресурсом не менее 100 тыс. экв. часов; электрический КПД > 35%; степень сжатия компрессора > 15, а его КПД не менее 86% (без потерь во входном патрубке); температура газов перед турбиной и за турбиной не ниже 1300°C и 550°C соответственно для обеспечения эффективной работы совместно с котлом-утилизатором в парогазовых схемах; уровень вредных выбросов $\text{NO}_x < 50 \text{ мг/нм}^3$.

Учитывая сжатые сроки на разработку и создание такой газотурбинной установки, обоснована методология максимального использования проверенных, базовых решений прототипов, проведения комплекса НИОКР и модельных стендовых испытаний наиболее нагруженных и ответственных узлов, обеспечивающая сведение к минимуму неизбежного этапа дорогостоящих натурных испытаний ГТУ.

В разделе 2 проведено теоретическое исследование и термодинамический анализ, обоснован выбор показателей энергетической газотурбинной установки среднего класса мощности, выполнена конструктивная параметрическая оптимизация ее основных узлов.

При проведении термодинамического анализа основное внимание уделялось получению максимально возможного эффективного КПД газотурбинной установки (η_e)

$$\eta_e = \frac{(1 + g_T)(1 - g'_{\text{охл}})H_T \eta_{\text{ТМ}} - \left(\frac{H_k}{\eta_{\text{КМ}}}\right)}{g_T Q_p^H (1 - g'_{\text{охл}})},$$

где g_T – относительный расход топлива; $g'_{охл}$ – относительный расход охладителя в турбине отнесенный к расходу воздуха на входе в компрессор; H_T – удельная полезная работа процесса расширения в турбине; H_K – удельная действительная работа процесса сжатия в компрессоре; $\eta_{ТМ}$, $\eta_{КМ}$ – соответственно механический КПД турбины и компрессора, Q_p^H – низшая теплотворная способность топлива.

В данных расчетах учитывались поступенчатые отборы воздуха в компрессоре и подмешивание подводимого расхода воздуха на охлаждение лопаточного аппарата семи венцов турбины.

На стадии концептуальной проработки ГТУ среднего класса мощности была проанализирована как одновальная, так и двухвальная схема со свободной турбиной без редуктора. Сравнительный термодинамический анализ этих тепловых схем показал, что при практически одинаковом КПД ГТУ для варианта со свободной турбиной требуется тратить циклового воздуха для охлаждения патрубков подвода газов от газогенератора к свободной турбине больше примерно на 4%.

Обоснован выбор одновальной схемы, поскольку ее габариты и металлоемкость меньше, она имеет упрощенный запуск от тиристорного устройства генератора и отвод мощности с «холодной» стороны (при двухвальной схеме вал генератора выводится через горячий выходной диффузор, что приводит к снижению ремонтпригодности).

Температура газа перед турбиной, являющаяся определяющим параметром эффективности термодинамического цикла и освоенного уровня технологии, составляет 1280°C в «горле» соплового аппарата и 1360°C перед турбиной. Она установлена с учетом двух ограничивающих факторов: использования технологии равноосного литья заготовок турбинных лопаток, освоенной отечественными производителями (Филиал ОАО «Силовые машины» «ЗТЛ»), а также предельной возможностью отбора воздуха от компрессора для охлаждения горячей части турбины в количестве 20% на лопаточный аппарат и 25% – суммарно на ГТУ.

Температура выходных газов для газотурбинных установок, работающих в составе ПГУ, является не менее важным параметром, чем собственный КПД. Для лучших зарубежных образцов температура газов после ГТУ превышает 600°C (см. табл. 1), что предъявляет особые требования к прочности выхлопного патрубка ГТУ, использованию высокотемпературных котлов-утилизаторов и паротурбинных установок с повышенными параметрами острого пара, отсутствующих в настоящее время у отечественных производителей. Температура выходных газов оптимизировалась, исходя из предельно реализуемой термодинамической эффективности с учетом указанных ограничений, ее величина составляет 555°C .

С учетом того, что температуры на входе и выходе из турбины определены на основе вышеизложенных предпосылок, степень расширения в турбине, вычисленная по политропической зависимости, составляет 14,15. Полное давление газа перед турбиной в этом случае должно быть примерно 1500 кПа,

что с учетом потерь в камере сгорания и определяет величину потребной степени сжатия в компрессоре $\sim 15,6$.

От частоты вращения ротора зависят как массогабаритные, так и технико-экономические показатели установки. По мере увеличения частоты вращения ротора ГТУ может быть выполнена более компактной, но это сопровождается увеличением концевых потерь в проточной части, снижением КПД. В результате определенного компромисса между требованиями компактности и эффективности, а также ориентируясь на освоенные типоразмеры одноступенчатых редукторов в данном классе мощности (50-70 МВт), выбрана частота вращения ротора 5441 об/мин (из имеющегося продуктового ряда предприятия-изготовителя редуктора ЗАО «Киров-Энергомаш»), она попадает в общепринятый диапазон 5200-6200 об/мин (см. табл. 1).

Электрический КПД на номинальном режиме определяется на основе эффективных параметров основных узлов ГТУ: потребляемой мощности компрессора – 70,3 МВт; вырабатываемой мощности турбины – 133,9 МВт; расхода тепла, полученного в результате сжигания топлива – 174,7 МВт при калорийности 50056 кДж/кг. С учетом коэффициентов потерь в редукторе (0,984) и генераторе (0,985) он составил 35,2 %.

- В качестве начальной базы при создании компрессора была принята масштабированная проточная часть компрессора на 3000 об/мин совместной разработки Филиала ОАО «Силовые машины» «ЛМЗ», ФГУП ЦИАМ и ОАО «НПО ЦКТИ». Компрессор показал вибрационную надежность и удовлетворительные результаты по аэродинамике при испытаниях на стенде ОАО «НПО ЦКТИ» его 14^{ти} ступенчатой модели.

Для получения необходимой степени сжатия к базовому компрессору были добавлены две дополнительные ступени с напорной стороны, а для повышения газодинамической эффективности первых трех ступеней, было разработано совместно с СНТК им. Кузнецова специальное профилирование (сверхзвуковое для рабочих лопаток 1^й ступени).

Трехмерный расчет течения в проточной части компрессора проводился в стационарной постановке путем решения полной системы уравнений Навье-Стокса с замыканием моделью турбулентности Спалларта-Алмареса. В качестве инструмента расчета и построения характеристик использовался программный комплекс Concepts NREC, где численное моделирование течения сопровождается визуализацией расположения векторов относительных скоростей потока в сечениях межлопаточных каналов проточной части.

Эффективность внесенных изменений в проточную часть первых ступеней по сравнению с базовой, испытанной 14^{ти} ступенчатой моделью компрессора была проверена дополнительными испытаниями 6^{ти} ступенчатого отсека модельного компрессора на том же стенде ОАО «НПО ЦКТИ» (рис. 6).

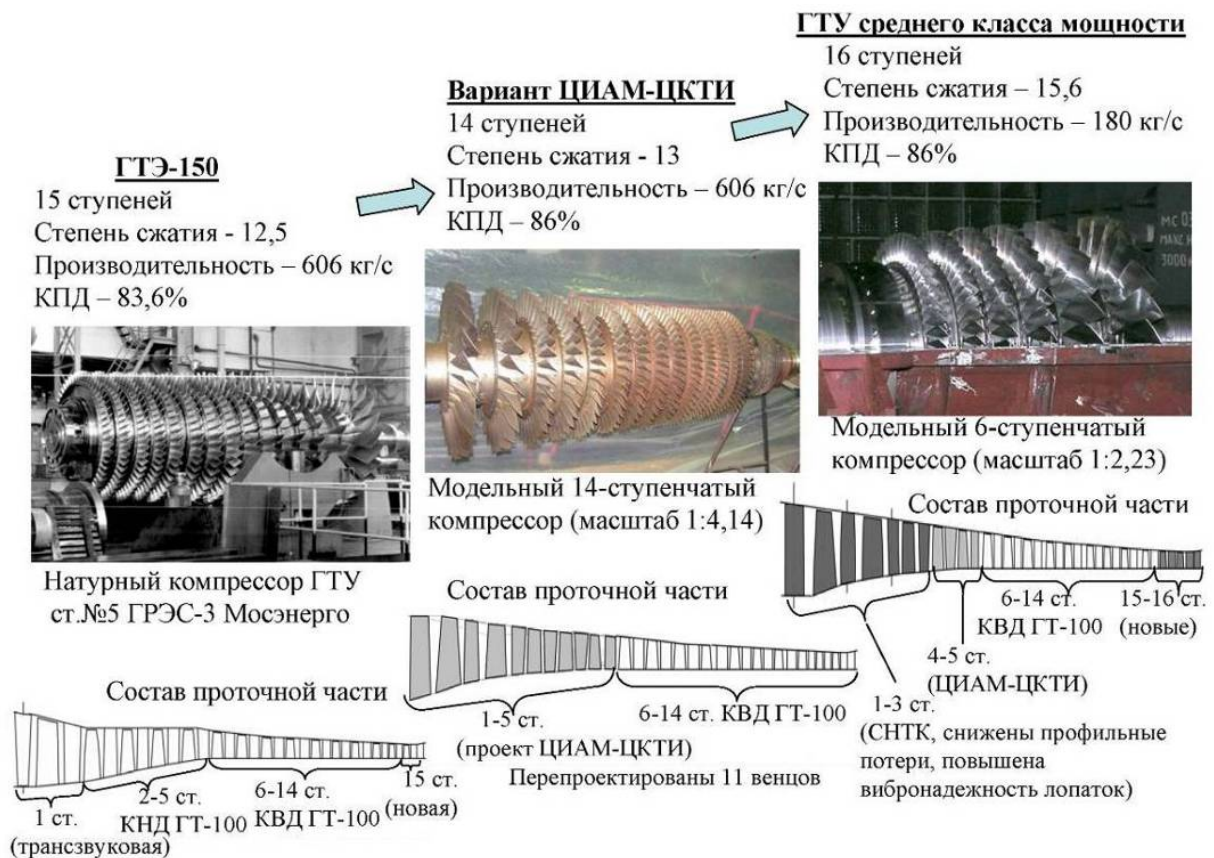


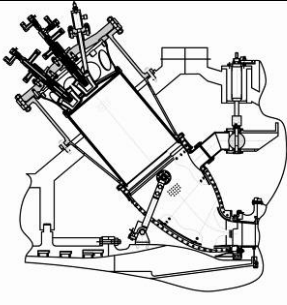
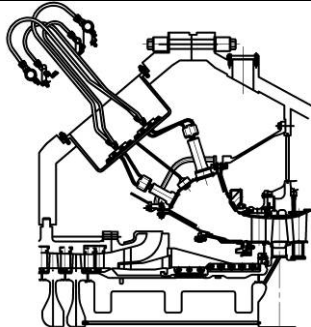
Рис. 6. Формирование усовершенствованной проточной части компрессора ГТУ среднего класса мощности

- Разработка низкоэмиссионной камеры сгорания (НЭКС) проводилась совместно с ГП «Ивченко-Прогресс» (г. Запорожье, Украина), накопившего значительный практический опыт в создании НЭКС для ГТД газоперекачивающих агрегатов. В камере сгорания реализуется основной принцип формирования и горения топливоздушных гомогенных смесей – «сжигание предварительно подготовленной бедной смеси» с коэффициентом избытка воздуха 2,29 на номинальном режиме.

Прорабатывалось два варианта камеры сгорания – секционного типа (из десяти трубчатых секций с горелочными устройствами по шесть форсуночных модулей в каждой, пламенной трубой и газосборником) и кольцевого (включает 120 камер предварительного смешения на лобовом кольце, кольцевую жаровую трубу из двух обечаек и дежурные горелки). В обоих вариантах имеется байпасирование воздуха для поддержания устойчивого горения на режимах зажигания и переходных режимах путем плавного автоматического регулирования коэффициента избытка воздуха.

Камеры сгорания секционного типа более удобны для стендовой отработки и проведения ремонтов. Их основной недостаток – большая, чем у кольцевых камер сгорания, площадь охлаждаемой поверхности и окружающая неравномерность температуры продуктов сгорания. Сравнение основных параметров этих двух вариантов приведено в табл. 2.

Таблица 2

Параметры камеры сгорания ГТУ среднего класса мощности 60-65 МВт		
	Секционного типа	Кольцевого типа
Площадь охлажд. поверхн., м ²	15,4	4,1
Температура подогр. раб. тела, °С	967	967
Потери давления в КС, %	4,8	3,5
Предельная радиальная/окружная неравном. $(T_{\max} - T_{\text{ср}}) / (T_{\text{ср}} - T_{\text{компр}})$	0,13/0,3	0,13/0,25
Масса, кг	3500	700

В результате анализа мирового опыта создания DLE-камер сгорания, свидетельствующего о повышении доли воздуха на горение (от общего расхода), увеличении числа короткофакельных горелочных устройств в КС, организации систем предварительного топливо-воздушного смешивания и сокращении объема горения, а также с учетом предшествующего опыта проектирования камер сгорания ГТЭ-150 и ГТЭ-180 (табл. 3) был выбран вариант кольцевой камеры сгорания (рис. 7). Разработанный вариант НЭКС с предварительным смешением, в котором реализуется алгоритм работы с изменением соотношения расходов топлива в гомогенную и диффузионную ступени от 4:1 до 20:1 по мере набора нагрузки, позволили обеспечить ее нормативные эмиссионные характеристики на газообразном топливе ($\text{NO}_x < 50 \text{ мг/нм}^3$ при 15% O_2).

Таблица 3

Основные параметры камер сгорания	ГТЭ-150	ГТЭ-180 (проект)	ГТУ ср. кл. мощности
Расход воздуха на КС, кг/с	606	506	181
Доля воздуха на горение от расх. на КС	31%	64%	74%
Температура на входе в КС, °С	365	398	400
Давление в КС, МПа	1,25	1,52	1,56
Потери полного давления в КС, %	9	5	4,2
Температура в «горле» СА, °С	1100	1270	1280
Количество пламенных труб	14	12	1
Количество горелочных устройств	70	84	120

ГТЭ-150



ГТЭ-180



ГТУ среднего класса мощности

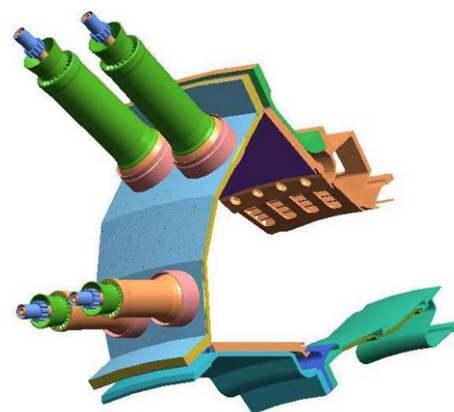


Рис. 7. Эволюция камер сгорания при создании ГТУ среднего класса мощности

- Турбина для данной ГТУ рассматривалась в вариантах 3^х и 4^х ступенчатой. Газодинамический анализ и параметрическая оптимизация показали преимущества 4^х ступенчатой турбины, в которой обеспечивается более равномерное распределение нагрузки по ступеням, больший на 5% КПД, умеренная температура на неохлаждаемой рабочей лопатке 4^й ступени и в выходном диффузоре. При этом несколько увеличилась длина ротора и выросло осевое усилие, что потребовало создания разгрузочного думмиса. С целью повышения технологичности меридиональное раскрытие проточной части турбины спрофилировано при постоянном корневом радиусе, а профиль паза елочного замка выбран одинаковым для всех дисков турбины.

Расчет характеристик турбины выполнялся в программном комплексе FLUENT на основе численной реализации решения уравнений Навье-Стокса для вязких сжимаемых газов в 3D-постановке с учетом выпусков охлаждающего воздуха. При построении сеточной расчетной модели задавались межлопаточные каналы всех 8 венцов, количество ячеек на один венец составляло около 300 тыс.

Окружные скорости на периферии рабочих лопаток 1-4 ступеней изменяются от 343 м/с до 443 м/с, а степени реактивности на среднем радиусе – от 0,21 до 0,5.

Все лопатки турбины, кроме 4^й рабочей, охлаждаемые. Сопловые и рабочие лопатки 1^й ступени выполнены с конвективно-пленочной системой охлаждения и выпуском охлаждающего воздуха на профиль пера и выходную кромку, а лопатки 2^й и 3^й ступеней имеют только конвективное внутреннее охлаждение (рис. 8). Сопловые лопатки 1^й и 2^й ступеней имеют внутренний дефлектор. В систему охлаждения в целях экономии циклового воздуха отборы организованы за 5, 8, 10, 13 ступенями и спрямляющим аппаратом компрессора.

Расчет расходных характеристик элементов эквивалентной схемы системы воздушного охлаждения (с учетом подогрева) осуществлялся с помощью

математической модели, построенной по методу теории графов. В основе метода лежит представление системы охлаждения в виде графа, из которого выделяются базисные хорды, и строится «минимальное дерево». Математическая модель описывается соотношениями, аналогичными первому и второму законам Кирхгофа, и замыкающим соотношением, характеризующим взаимосвязь между напором, гидравлическим сопротивлением и расходом в ветвях графа.

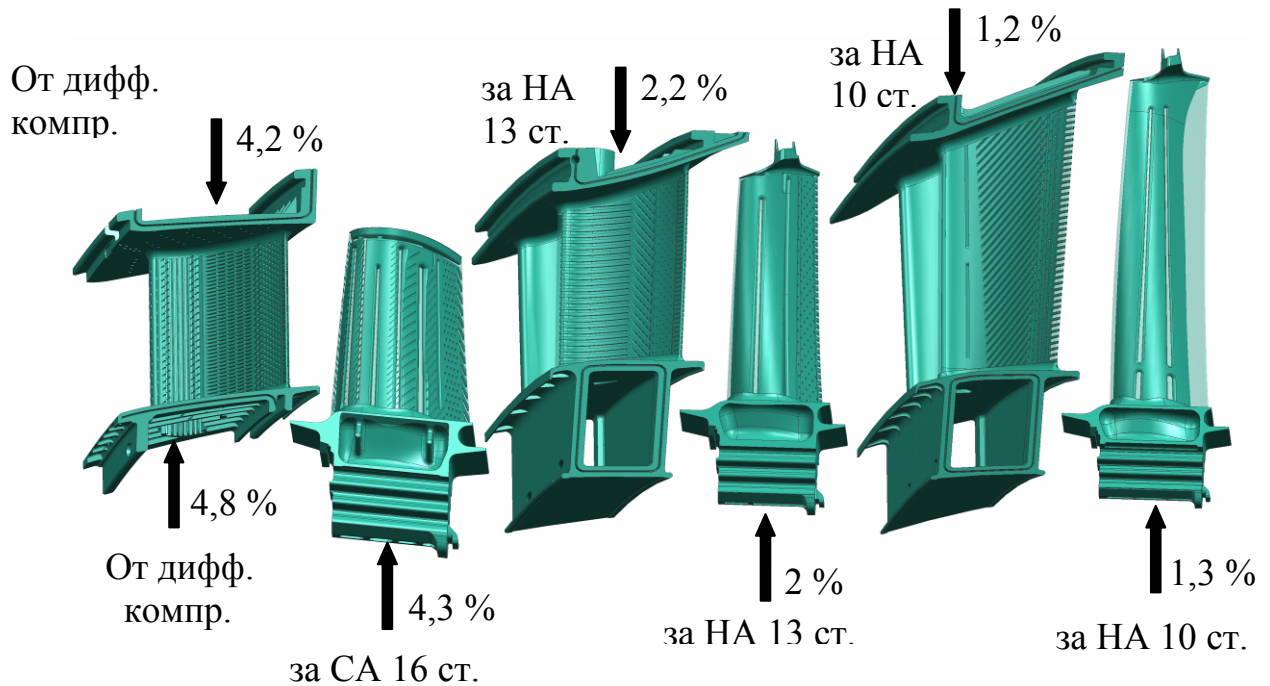


Рис. 8. Системы охлаждения турбинных лопаток, места отбора и расходы охлаждающего воздуха (для сопловых лопаток – с учетом охлаждения полок)

- Характеристики надежности разрабатываемой ГТУ обеспечены тем, что для основных узлов, в первую очередь для элементов горячего тракта, в программном комплексе ANSYS проведена расчетная оценка прочности с определением ресурса на основе 3D конечно-элементного моделирования теплового и напряженно-деформированного состояния, ползучести, малоцикловой усталости (МЦУ), а также вибрационных характеристик.

Анализ ползучести и длительной прочности был сделан для зон лопаток с повышенным уровнем температур, при котором эффект ползучести существенен. Расчеты проводились с использованием теории упрочнения на основании уравнения ползучести:

$$\dot{\varepsilon} = C_1 \sigma^{C_2} t^{C_3} e^{-C_4/T},$$

где C_1 , C_2 , C_3 и C_4 – коэффициенты ползучести, принятые в расчет, как экспериментальные данные при испытаниях материалов; ε – деформация ползучести; σ – напряжения, МПа; t – время, ч; T – температура, °С.

Оценка длительной прочности выполнена по критерию накопленной деформации ползучести и коэффициенту запаса действующих напряжений к пределу длительной прочности материала.

Оценка МЦУ узлов ГТУ проведена на базе многошаговых термомеханических расчетов для основных эксплуатационных циклов, включающих пуск, выход на холостой ход, набор нагрузки, прогрев на номинальном режиме и останов ГТУ. В качестве основного критерия оценки допустимого числа эксплуатационных циклов применялся максимальный (за цикл) размах упруго-пластических деформаций. Допустимое число циклов определялось по кривым МЦУ материала (зависимость числа циклов от размаха деформаций) с учетом нормативного коэффициента запаса.

В разделе 3 описывается оборудование, состав экспериментальных стендов и методики исследования, измерительные комплексы и методы обработки экспериментальных результатов, объекты исследований.

- Для исследования модельного компрессора энергетической ГТУ среднего класса мощности использовался экспериментальный стенд ОАО «НПО ЦКТИ», который был дооборудован и модернизирован в части измерительных систем (рис. 9).

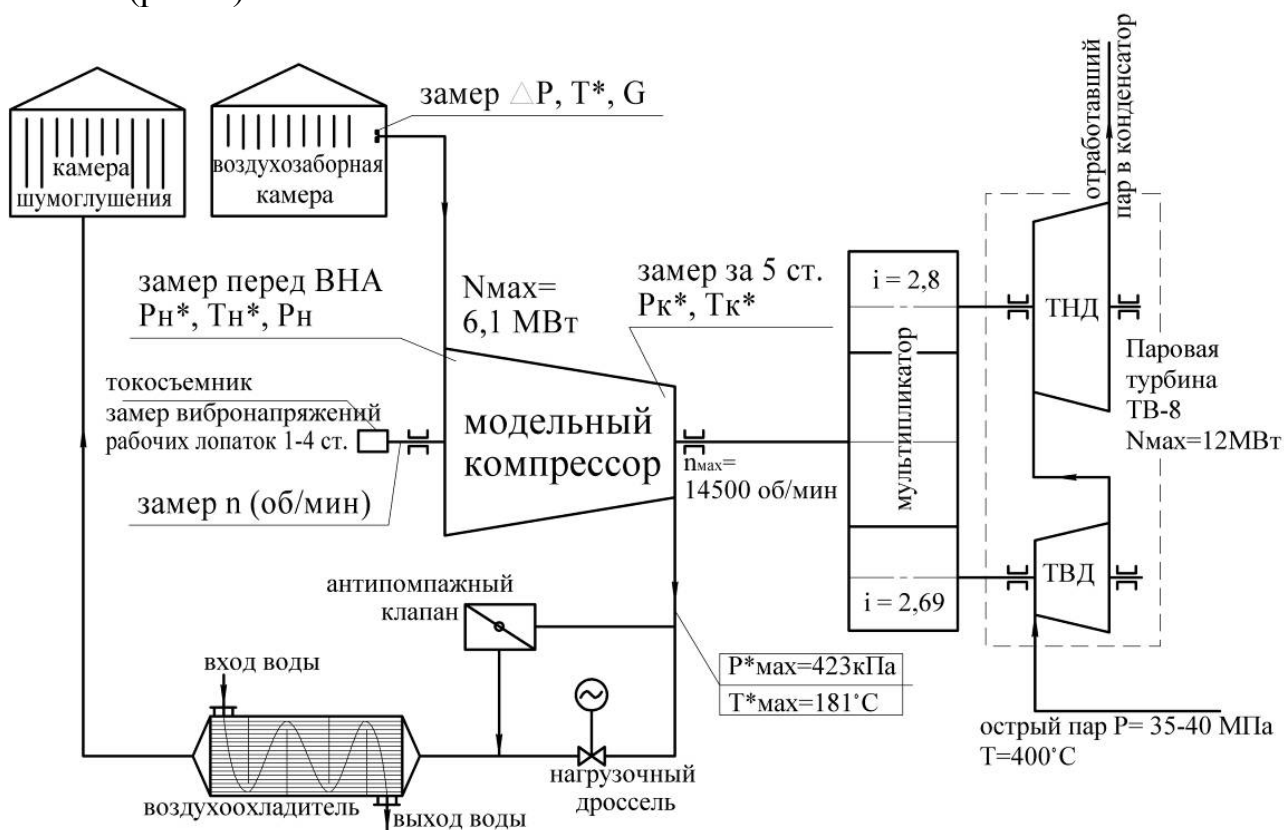


Рис. 9. Технологическая схема стенда для испытаний модельного компрессора

Основным элементом стенда является система привода испытываемого компрессора от паротурбинной установки через повышающий редуктор (мультипликатор), которая позволяет получить плавное изменение частоты его вращения до 120% номинального значения.

Объектом исследования является 6^{ти} ступенчатый модельный компрессор (рис. 6), т.е. модель того отсека компрессора, в который внесены изменения относительно базового. По условиям используемого привода коэффициент моделирования штатного компрессора равен 1: 2,23, частота вращения 12151 об/мин.

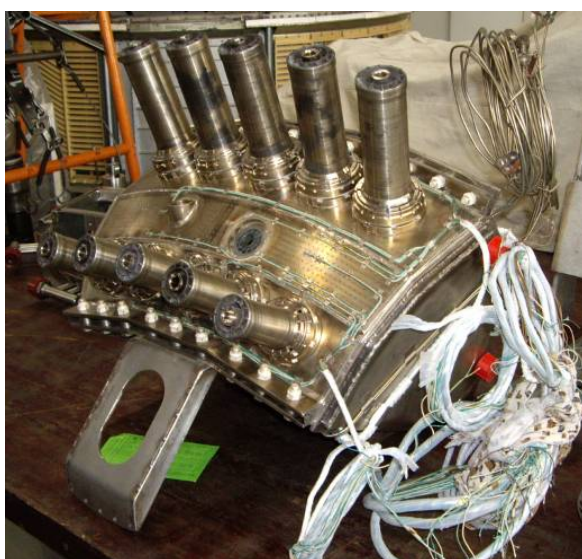
Конструкция направляющих аппаратов, как и в натурном компрессоре, предусматривает возможность автономного поворота лопаток ВНА, НА-1 и НА-2 во время работы компрессора, что особенно важно для настройки точной части на расчетные параметры.

Методика аэродинамических исследований модельного компрессора включают в себя измерения статических и полных давлений на входе в компрессор, вдоль проточной части, на выходе из модели, замер температур потока, определение расхода воздуха и частоты вращения ротора в диапазоне $n_{np} = 0,7 \div 1,05$.

Одновременно с газодинамическими испытаниями модели проводятся измерения вибрационных напряжений в рабочих лопатках с определением резонансных и нестационарных колебаний в диапазоне частот вращения от 5000 об/мин до 12500 об/мин. На 1^й и 2^й ступенях тензотрами оснащено по 5 лопаток, на 3^й ступени – 8 лопаток и на 4^й ступени – 9 лопаток.

- Испытания экспериментального модуля (сегмента) кольцевой камеры сгорания энергетической ГТУ среднего класса мощности были осуществлены в два этапа. На первом этапе – на стенде камер сгорания ГП «Ивченко-Прогресс», проведены сдаточные испытания при давлении 0,7 МПа, измерены температуры пламенной трубы, поля температур за камерой сгорания, выбросы NO_x, настроен алгоритм работы топливоподдачи.

На втором этапе использовался полноразмерный Стенд огневых испытаний камер сгорания на газообразном топливе, специально созданный в Филиале ОАО «Силловые машины» «ЛМЗ» в 2003-2005гг. (рис. 11).



Испытуемый модуль является 1/12 частью натурной кольцевой камеры сгорания газотурбинной энергетической установки среднего класса мощности (рис. 10). Модуль оснащен термопарами в наиболее теплонапряженных местах. Схема замеров на испытательном модуле показана на рис. 12. Температурное поле за выходным сечением модуля замеряется с помощью движущейся водоохлаждаемой измерительной турели, имеющей восемь открытых термпар в радиальном направлении.

Рис. 10. Экспериментальный модуль

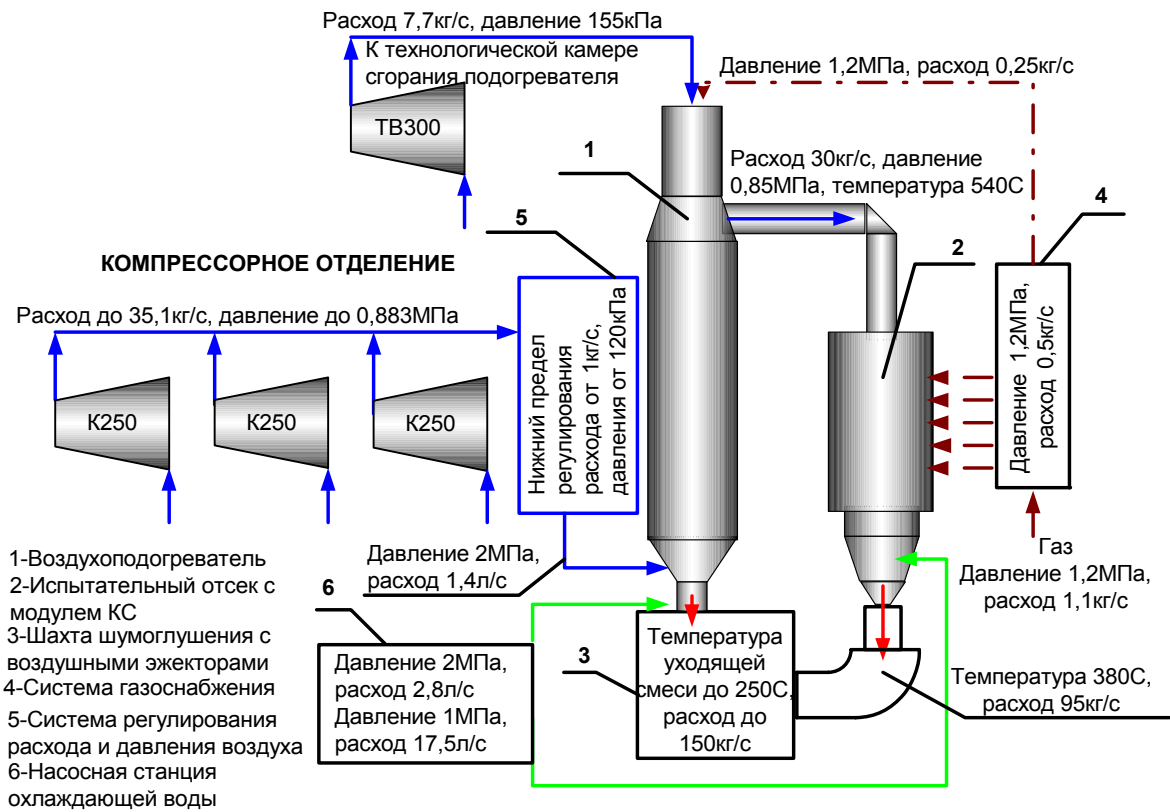


Рис. 11. Принципиальная схема стенда огневых испытаний камер сгорания Филиала ОАО «Силловые машины» «ЛМЗ»

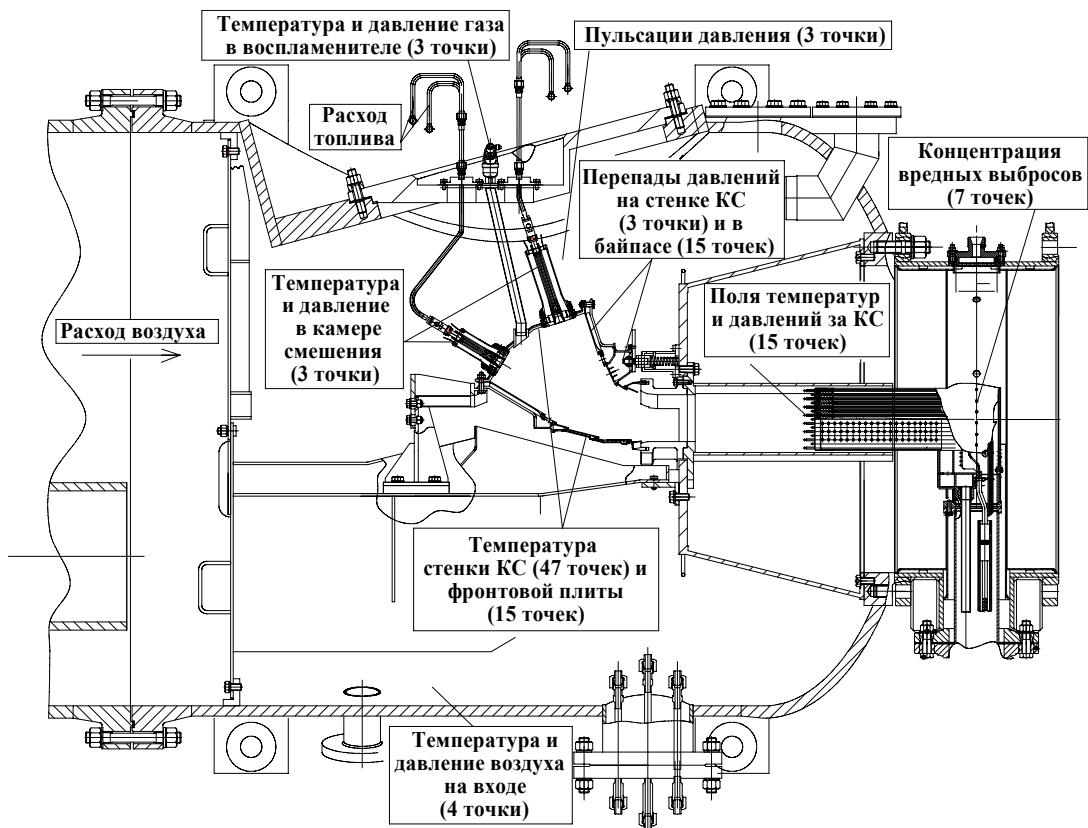


Рис. 12. Схема замеров в испытательном отсеке стенда с модулем камеры сгорания на стенде огневых испытаний «ЛМЗ»

Система измерений избыточных давлений, перепадов давлений, расходов и температур построена на основе приборов серии «Метран» различных типов. Все приборы прошли аттестацию и выбирались под необходимый диапазон измерений. Погрешность измерений на режиме испытаний со 100% нагрузкой не превышает по воздуху перед модулем: давление $\pm 0,1\%$, температура $\pm 2,5\%$, расход $\pm 1,5\%$; внутри модуля: перепад давления на стенках пламенной трубы $\pm 0,4\%$, температура стенок пламенной трубы $\pm 0,75\%$; на выходе из модуля: давление газа $\pm 0,25\%$, температура газа $\pm 0,5\%$.

- Испытания по определению тепловых и расходных характеристик направляющих и рабочих лопаток турбины с конвективной и конвективно-плочной системами охлаждения были проведены на стенде пакетных испытаний ОАО «НПО ЦКТИ» (рис. 13).

Технические характеристики стенда: давление перед рабочим участком $0,2 \div 6$ бар; расход воздуха (газа) $1 \div 6$ кг/с; температура воздуха в системе охлаждения лопаток при электронагреве $100 \div 350$ °С, температура газа перед рабочим участком $500 \div 1000$ °С, перепад давлений на лопатке до $2,0$.

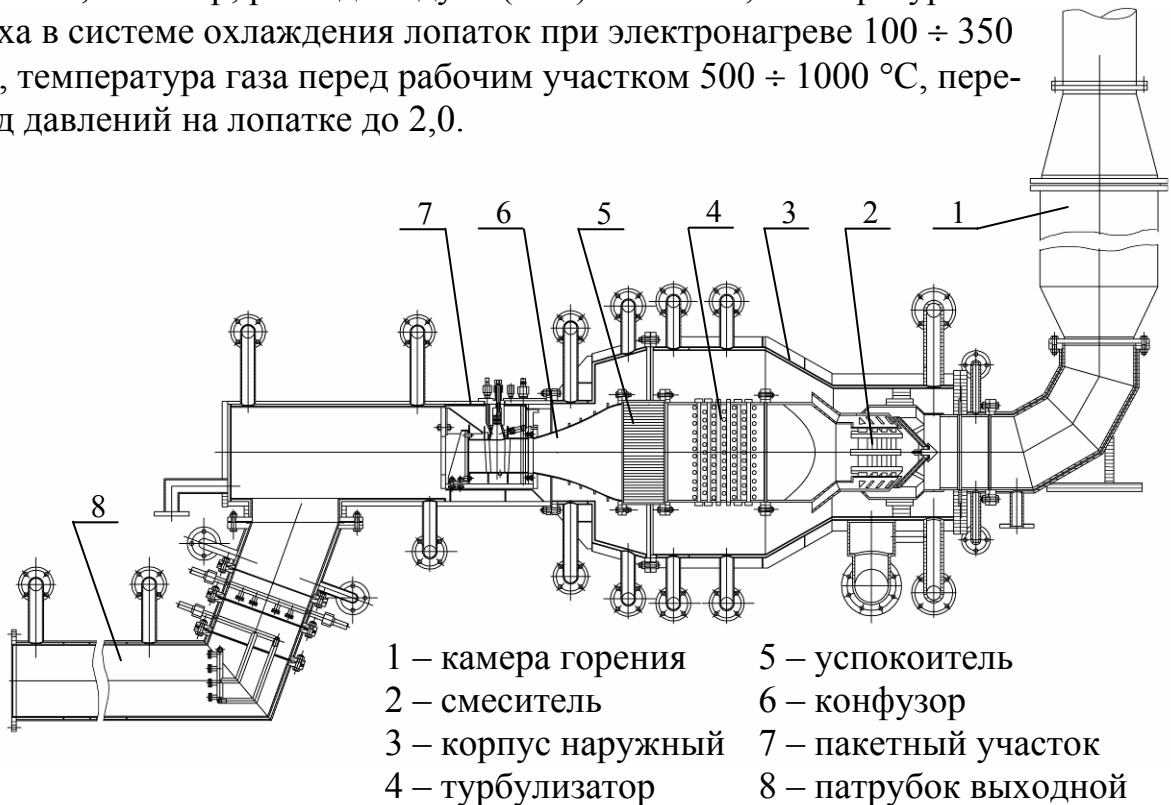


Рис. 13. Стенд теплогидравлических испытаний турбинных лопаток

Блок исследуемых лопаток (3÷5 штук в зависимости от их размера) с системой подвода охладителя и установленными на них термопарами для определения температуры лопаток в корневом, среднем и периферийном сечениях показан на рис. 14.

Давление торможения газа на входе в «пакет» лопаток измерялось на входных кромках боковых лопаток (соседних с экспериментальной), температуры торможения газа – в середине прилегающих к экспериментальной лопат-

ке межлопаточных каналов $2^{\text{м}}\text{я}$ гребенками с шестью термодатчиками. Статическое давление газа на выходе из пакета лопаток определялось по двум отборам на периферийной и двум отборам на корневой полках экспериментальной лопатки.

На вогнутой и выпуклой сторонах боковых лопаток, ближайших к экспериментальной, измерялось статическое давление в шести точках (по три на спинке и на корыте лопатки).

Всего были исследованы две направляющие и две рабочие лопатки с конвективно-пленочными и конвективными системами охлаждения.

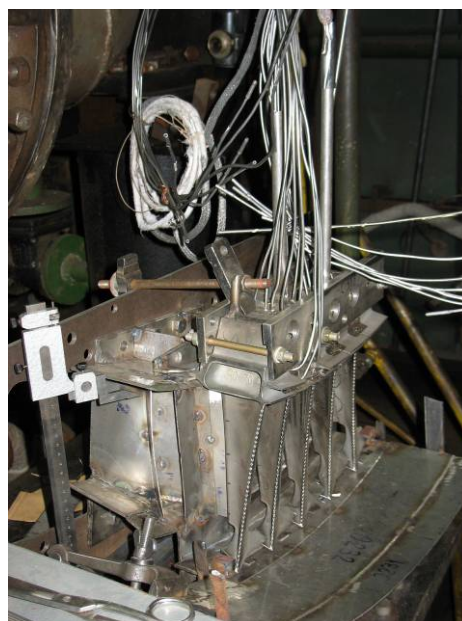
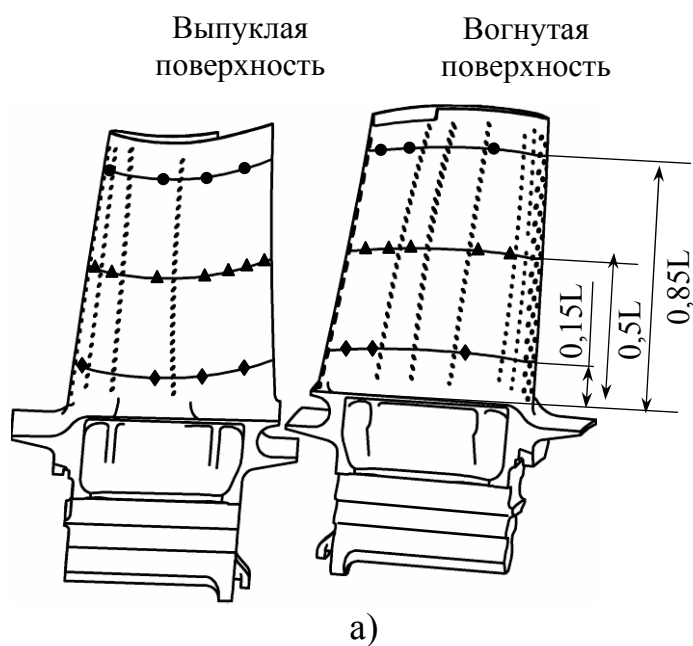


Рис. 14. Схема расположения термодатчиков на рабочих лопатках с конвективно-пленочным охлаждением (а) и блок исследуемых в стенде лопаток турбины с конвективным охлаждением с установленной на них препарировкой (б)

В разделе 4 содержатся результаты экспериментальных исследований характеристик основных элементов разрабатываемой энергетической ГТУ и их сравнение с теоретическими материалами.

- Результаты испытаний модельного компрессора.

Согласно программе экспериментальных исследований проведено более 40 опытов и получены характеристики работы модельного компрессора в области изменения частот вращения ротора от 0,35 до 1,1 от номинального значения. Испытания проводились как при штатном положении поворотных направляющих аппаратов, соответствующим номинальному режиму работы отсека, так и при различных измененных положениях первых 3^{x} направляющих аппаратов на величину прикрытия угла установки до 26° (ВНА) – 18° (НА1) – 6° (НА2), обеспечивающих пусковые режимы полномасштабного компрессора.

На рис. 15 представлены расчетно-экспериментальные характеристики напорности модельного компрессора при штатном положении поворотных направляющих аппаратов и диаграмма изменения адиабатического КПД «по полным к полным» параметрам от относительного массового расхода на входе.

В точке, близкой к номинальному режиму работы с $\pi_k^* = 3,75-3,95$, массовый расход устанавливается на величине 36,27-33,73 кг/с. При этом КПД η_{ad}^* равен 0,8115. Несколько более низкие экспериментальные значения КПД по сравнению с расчетными обусловлены относительным влиянием радиальных зазоров.

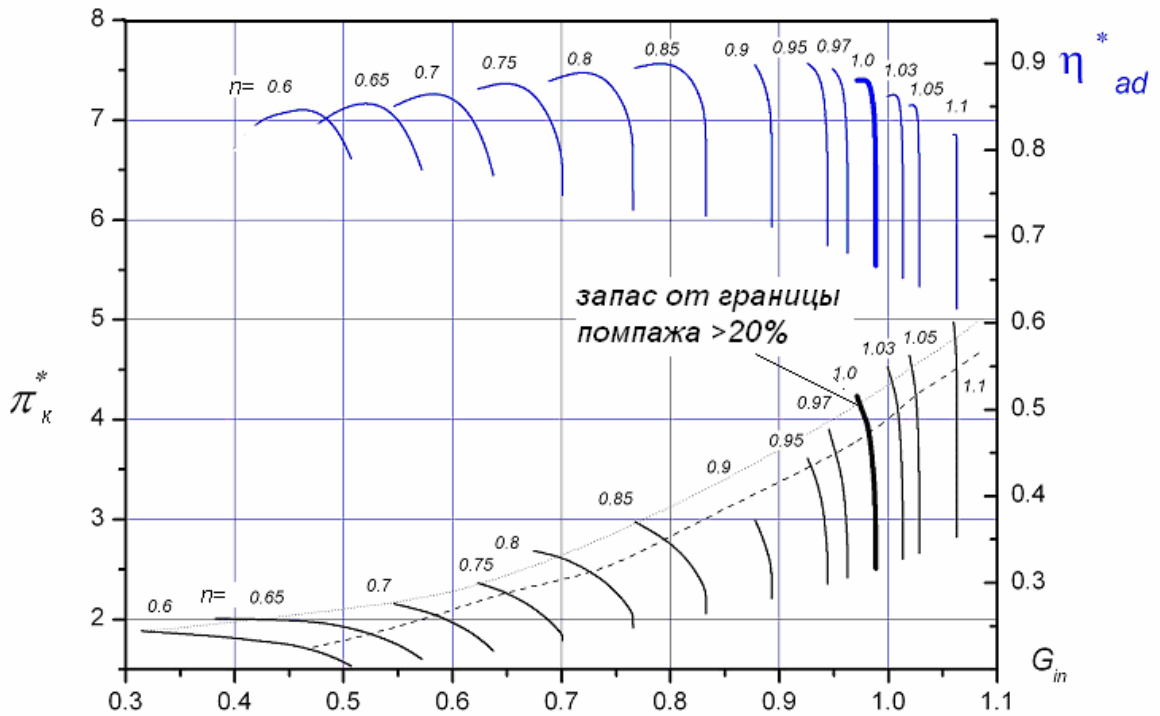


Рис. 15. Расчетно-экспериментальные зависимости изменения степени повышения давления и адиабатического КПД модельного компрессора от приведенного расхода на входе

При выполнении экспериментов отсутствовало влияние антипомпажных клапанов и противосрывных решеток над рабочими лопатками, которые позволяют расширить область устойчивых рабочих характеристик полномасштабного компрессора. После проведения испытаний на стенде была осуществлена верификация разработанной математической модели, выполнены поверочные расчеты натурного компрессора.

- Результаты испытаний модуля отсека камеры сгорания.

Испытания проводились на режимах, имитирующих все эксплуатационные нагрузки КС от зажигания до номинального, а также режимах перехода с диффузионного горения на гомогенное, внезапного сброса нагрузки.

В процессе проведения экспериментов получено тепловое состояние элементов модуля (температура пламенной трубы не превышает 910°C), показатели радиальной температурной неравномерности (радиальная меньше 12%,

а окружная меньше 22% от подогрева в камере сгорания), величина гидравлического сопротивления (от 2,5% до 4,2%), амплитуда пульсации давления в пределах 5% при частоте от 50 до 3000 Гц. После определенной настройки алгоритма работы топливной системы и байпасных клапанов получено отсутствие вибрационного горения и проскока пламени при работе на режиме горения «бедных» смесей, а также экологические показатели по выбросам $\text{NO}_x < 50 \text{ мг/м}^3$ (рис. 16).

Использовалась следующая методика пересчета эмиссии NO_x в камере сгорания по давлению от стендовых параметров к натурным:

$$\text{NO}_x^{\text{нат}} = \text{NO}_x^{\text{стенд}} * \left(\frac{P_{\text{нат}}}{P_{\text{стенд}}} \right)^N,$$

где показатель степени N , зависящий от качества подготовленной топливовоздушной смеси, равен 0,45 для «диффузионного» сжигания топлива и 0,1 для гомогенной «бедной» топливовоздушной смеси.

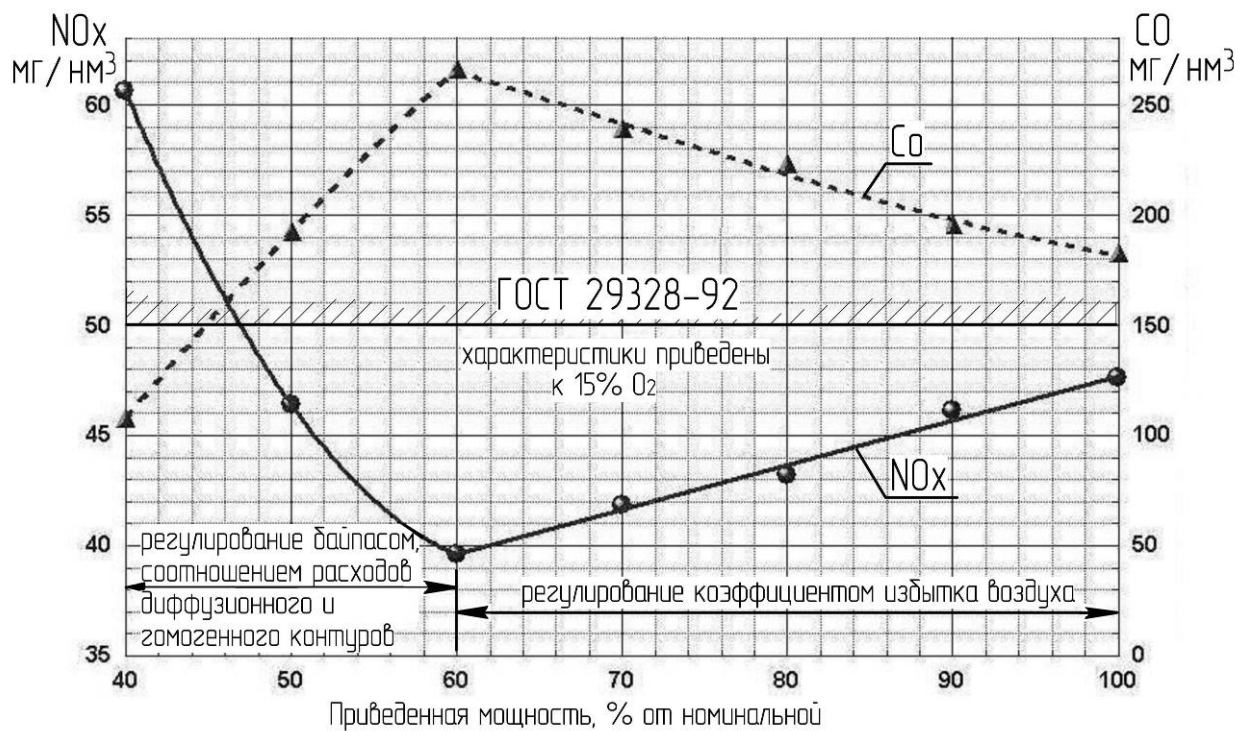


Рис. 16. Эмиссионные характеристики камеры сгорания, приведенные к 15% O_2

В результате выполнения данного этапа работ окончательно сформированы конструктивные решения по узлам малотоксичной камеры сгорания газотурбинной установки среднего класса мощности, уточнены алгоритмы управления топливоподачей по коллекторам, определены пересчетом температурные поля за камерой сгорания в натуральных условиях.

- Теплогидравлические испытания охлаждаемых лопаток турбины.

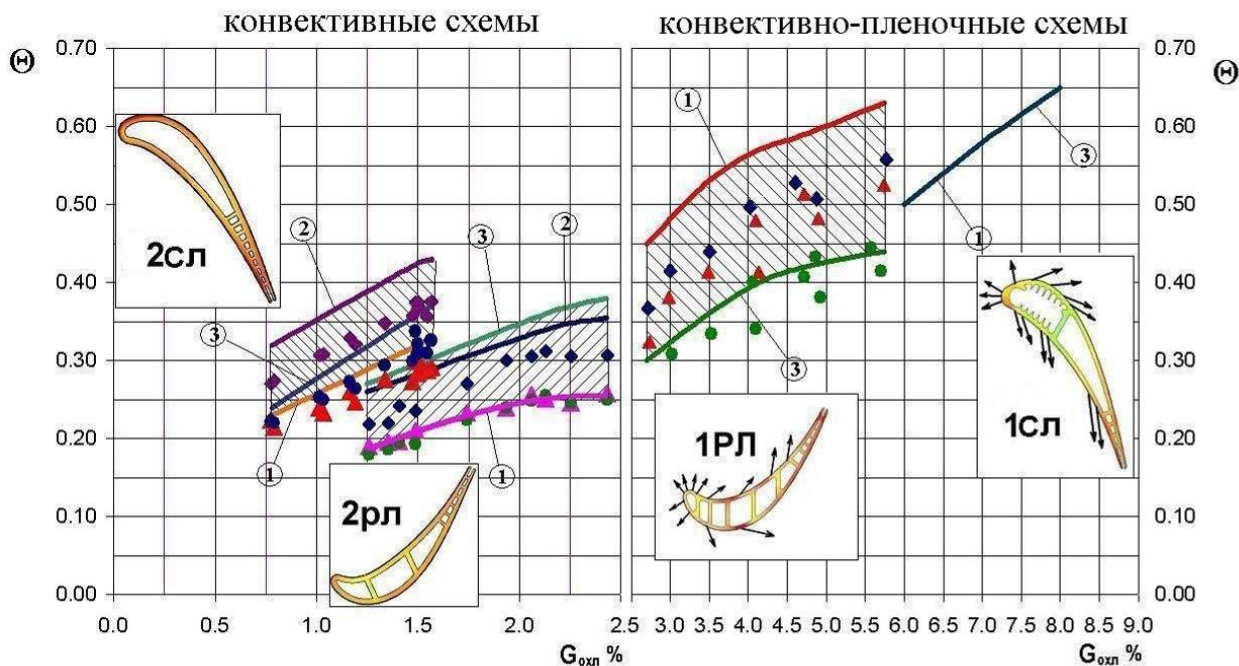
Сравнение теоретических и экспериментальных величин глубины охлаждения направляющих и рабочих лопаток с конвективно-пленочными и конвективными схемами в зависимости от относительного расхода охлаждающего воздуха, полученных в условиях подогрева охлаждающего воздуха и обтекания горячим газом (до 1000°C) представлены на рис. 17.

Глубина охлаждения θ оценивалась традиционно:

$$\theta = (t_r - t_{л}) / (t_r - t_{в})$$

где t_r – температура газа по полным параметрам; $t_{л}$ – местная температура стенки лопатки; $t_{в}$ – температура охлаждающего воздуха на входе в лопатку.

На исследуемых лопатках отсутствовало термо-барьерное покрытие, имеющееся на штатных лопатках, его влияние оценивалось расчетным путем через теплопроводность.



Обозначения (расчет/эксперимент):

входная кромка (1/▲), средняя часть профиля (2/◆), выходная кромка (3/●)

Рис. 17. Глубина охлаждения различных зон испытанных лопаток в зависимости от относительного расхода охлаждающего воздуха

Полученные в ходе экспериментов данные по расходным характеристикам систем охлаждения и тепловому состоянию лопаток использовались для идентификации расчетных моделей теплового состояния лопаток, оценки их термо-напряженного состояния и ресурса, выработки рекомендаций по его оптимизации.

Анализ экспериментальных и расчетных данных показал, что несоответствие температурных полей, как правило, связано с занижением расчетных значений граничных условий теплообмена со стороны газа на вогнутой поверхности лопатки. Для конвективно-пленочных систем установлено, что на выпуклой стороне лопатки выдуваемый воздушный слой держится стабильно, и его влияние ощущается на длине в 1,5-1,7 раза больше, чем для вогнутой поверхности при одинаковых плотностях выдува.

По результатам экспериментов в целях корректировки теплового состояния лопаток путем перераспределения расхода охлаждающего воздуха были внесены изменения в количество и расположение отверстий во внутрен-

них дефлекторах сопловых лопаток, положение отверстий перфорации и отдельных элементов внутренней системы охлаждения рабочих лопаток – ребер, перемычек путем доработки стержневой и литейной оснастки.

В разделе 5 представлены рекомендации по совершенствованию показателей основных узлов и деталей энергетических ГТУ рассматриваемого класса мощности на основе полученных результатов исследований. Дано описание конструкции разработанной современной энергетической ГТУ среднего класса мощности и оценены показатели парогазовых блоков на ее базе.

На основе выполненных расчетно-экспериментальных исследований рекомендовано использовать в ГТУ среднего класса мощности разработанный 16^{ти} ступенчатый компрессор со степенью сжатия 15,6 и адиабатическим КПД 86%, низкоэмиссионную кольцевую камеру сгорания со 120 системами предварительного смешения, обеспечивающую уровень выбросов NO_x 48 мг/нм³ при 15% O_2 и потери полного давления от 2,5% до 4,2%, 4^х ступенчатую турбину с внутренним КПД по полным параметрам 0,887, а также проверенные системы охлаждения сопловых и рабочих лопаток турбины конвективно-пленочного и конвективного типа, обеспечивающие температуру сопловых и рабочих лопаток в пределах 920°C (отдельные зоны) и 850°C соответственно при температуре газа в «горле» соплового аппарата 1280°C.

Результаты исследований и рекомендации по их использованию легли в основу конструктивного облика энергетической ГТУ номинальной мощностью 61,5 МВт, изготовление которой ведется в Филиале ОАО «Силовые машины» «ЛМЗ» под маркировкой ГТЭ-65 (рис. 18).

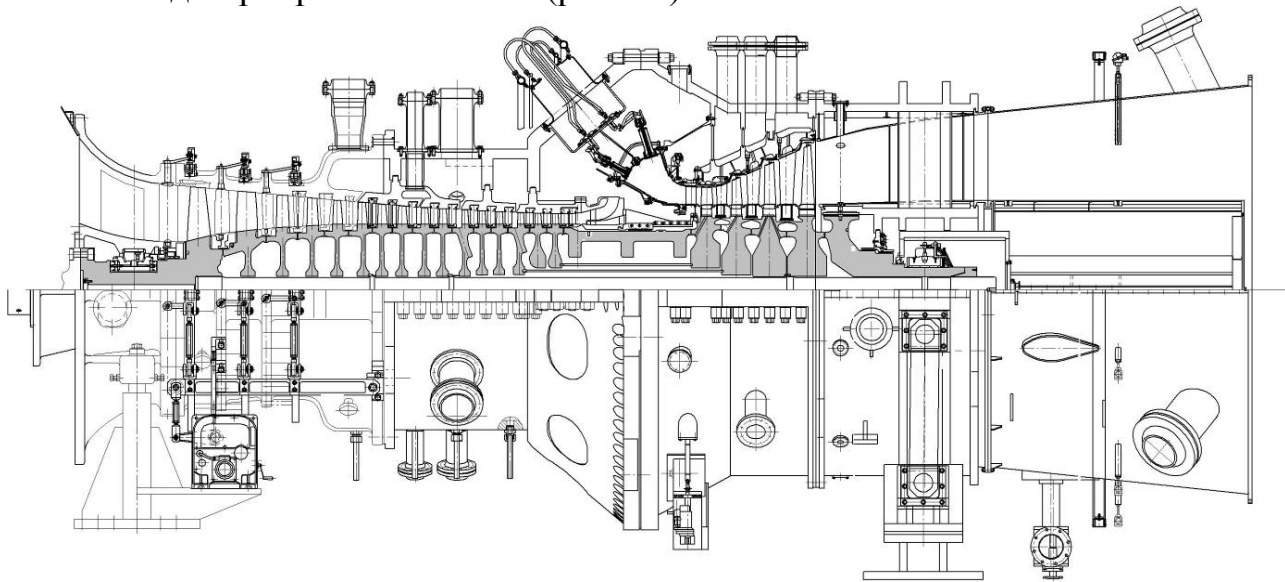


Рис. 18. Продольный разрез ГТУ среднего класса мощности ГТЭ-65

Турбогруппа данной установки состоит из входного конфузора, 16^{ти} ступенчатого осевого компрессора, кольцевой камеры сгорания, 4^х ступенчатой турбины и выхлопного диффузора.

Ротор турбокомпрессора выполнен сборным из отдельных дисков, на которые установлены рабочие лопатки компрессора и турбины. Центрирова-

ние дисков между собой и концевыми частями осуществляется по хиртовым поясам. Общая жесткость ротора обеспечивается центральной стяжкой.

Ротор турбокомпрессора весом 12 т опирается на два подшипника скольжения: опорно-упорный в компрессоре и опорный в турбине. Межопорное расстояние по осям опорных подшипников составляет 5034 мм.

Характеристики разработанной ГТУ позволяют рекомендовать ее для широкого использования в различных схемах ПГУ: в бинарных парогазовых блоках ПГУ-90 = ГТУ+ПТУ (30 МВт) и ПГУ-180 = 2×ГТУ+ПТУ (60 МВт) с КПД в конденсационном режиме 52%, котел-утилизатор должен иметь два контура высокого и низкого давления; в ПГУ с частичным вытеснением регенерации 1×ГТУ+ПТУ, 300МВт (общая мощность 380 МВт, КПД 42,5%); в ГТУ-ТЭЦ: ГТУ+ водогрейный котел-утилизатор (теплофикация до 80 Гкал/ч).

Разработанная ГТУ среднего класса мощности может быть рекомендована, как базовая платформа целого мощностного ряда. В частности, аэродинамическим масштабированием газогенератора на 3000 об/мин можно создать отработанную по основным узлам энергетическую газотурбинную установку мощностью 220 МВт.

Результаты исследований позволили выявить и рекомендовать пути дальнейшего повышения технико-экономических показателей разработанной ГТУ среднего класса мощности по следующим направлениям:

- увеличение номинальной мощности с 61,5 МВт до 70 МВт за счет модернизации компрессора путем повышения втулочного радиуса и уменьшения количества ступеней при одновременном увеличении расхода и сохранении (или незначительном увеличении) степени сжатия;
- повышение температуры на выходе из ГТУ с 555°С до 575-580°С за счет повышения температуры на входе, модернизации и пространственного профилирования лопаточного аппарата турбины с целью повышения внутреннего КПД и увеличения пропускной способности, минимизации расходов охлаждающего воздуха, перехода на монокристаллические лопатки и лопатки с направленной кристаллизацией,

Это позволит увеличить мощность бинарной ПГУ по схеме «2 + 1» до 210 МВт, а КПД ПГУ до 53-54%.

Основные результаты и выводы по работе

Разработана отечественная энергетическая газотурбинная установка номинальной мощностью 61,5 МВт. При ее разработке использовался комплекс теоретических методов трехмерного численного моделирования основных узлов ГТУ, максимальное использование референтных конструкторско-технологических решений для отработанных прототипов, проведение стендовых модельных испытаний компрессора, камеры сгорания и охлаждаемых турбинных лопаток, идентификация численных моделей с эксперименталь-

ными результатами, оптимизация технических решений по результатам испытаний и внедрение отработанных таким образом узлов в конструкцию ГТУ.

Основные научно-исследовательские результаты работы заключаются в следующем:

- оптимизированы термодинамические параметры основных узлов газотурбинной установки – компрессора, камеры сгорания и турбины, а их характеристики взаимосвязаны для работы в едином турбоагрегате, что обеспечило электрический КПД энергетической ГТУ среднего класса мощности 35,2%;
- разработана, изготовлена в масштабе 1:2,23 и испытана на стенде модель первых шести, наиболее нагруженных ступеней компрессора, определены газодинамические характеристики модельного отсека и вибрационное состояние лопаточного аппарата, которые позволили уточнить теоретическую модель;
- спроектирован 16^{ти} ступенчатый осевой компрессор со степенью сжатия и адиабатическим КПД на номинальном режиме 15,6 и 86% соответственно, имеющий три ступени поворотных направляющих аппаратов для регулировки расхода и поддержания постоянной температуры на выходе из ГТУ от 100% до 70% ее мощности;
- создан специализированный стенд испытаний камер сгорания и их элементов на газообразном топливе при давлении воздуха до 0,9 МПа, натуральных температурах газа до 1400°С и воздуха до 450°С, на котором проведены испытания модуля (сегмента) кольцевой камеры сгорания применительно для ГТУ среднего класса мощности;
- на основании расчетно-экспериментальных исследований разработана кольцевая, малоэмиссионная камера сгорания, обеспечивающая заданную радиальную и окружную эпюры температур перед турбиной с максимальными значениями в пределах 12% и 22% соответственно от подогрева в камере сгорания и допустимый нормативными документами уровень выбросов $\text{NO}_x < 50 \text{ мг/нм}^3$ при 15% O_2 ;
- разработан лопаточный аппарат турбины с конвективно-пленочной системой охлаждения 1^й ступени, обеспечивающей глубину охлаждения 0,4-0,56 в среднем сечении, и конвективной системой охлаждения 2^й ступени турбины с глубиной охлаждения 0,25-0,35 в среднем сечении, который может быть изготовлен методом освоенной равноосной технологии «по выплавляемым моделям»;
- проведены тепло-гидравлические испытания полноразмерных турбинных лопаток с конвективно-пленочной и конвективной системами охлаждения, которые при близких к натурным температурам газа до 1000°С и воздуха до 350°С, а также номинальных отношениях давления охлаждающего воздуха к статическому давлению газа на выходной кромке, позволили определить расходные характеристики систем охлаждения лопаток, их температурное состояние и безразмерную глубину охлаждения;
- спроектирована 4^х ступенчатая турбина с внутренним КПД 0,887, имеющая семь охлаждаемых венцов; воздух на охлаждение и уплотнение зазоров в суммарном количестве 24,7% отбирается как из-за компрессора, так и от промежуточных его ступеней;

- в результате модельных испытаний масштабированного компрессора, модуля камеры сгорания и полноразмерного лопаточного аппарата экспериментальным путем выявлены основные особенности аэродинамических и тепловых характеристик этих узлов, что позволило идентифицировать теоретические модели и уточнить инженерные методики их расчетов, трансформировать полученные результаты на натурные условия эксплуатации ГТУ;
- на базе изложенных в работе методов и рекомендаций могут быть разработаны и созданы ГТУ среднего класса мощности (25-70 МВт) с КПД не менее 35%, а также ГТУ большего класса мощности (вплоть до 220 МВт) путем аэродинамического и теплового масштабирования;
- разработанная ГТУ позволяет рекомендовать ее для широкого использования в различных схемах комбинированного цикла: бинарных (КПД не менее 52%), схемах надстройки паросиловых блоков и для других регенеративных вариантов.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Лебедев А.С. Экспериментальное исследование теплообмена в модельных каналах охлаждения турбинных лопаток. – Москва: Издательство Изв. вузов СССР. Энергетика. 1986, №9, с. 92-96.
2. Лебедев А.С. Метод оценки профилей температурной неравномерности в охлаждаемых турбинных лопатках на стадии начального проектирования. – Москва: Издательство Изв. вузов. Авиационная техника. 1987, № 3, с. 90-92.
3. Серебряников Н.И., Лебедев А.С., Сулимов Д.Д., Романов А.А. Энергетическая газотурбинная установка мощностью 180 МВт. – Москва: журнал «Теплоэнергетика», 2001, № 5, с. 8-11.
4. Лебедев А.С., Зандрак А.Н. Новое направление работ на АО ЛМЗ – газотурбинные установки мощностью 160-180 МВт. – Москва: журнал «Электрические станции», 2002, № 7, с. 13-15.
5. Лебедев А.С., Симин Н.О. Стратегия ресурсного проектирования новой энергетической газотурбинной установки ГТЭ-180. – Москва: журнал «Теплоэнергетика», 2004, № 11, с.9-13.
6. Лебедев А.С., Патрина И.В., Фомин В.А. «Парогазовые установки с котлами-утилизаторами на базе энергетического оборудования ОАО «Силовые машины» – Москва: журнал «Электрические станции», 2005г., № 10, с.71-78.
7. Лебедев А.С., Буталов Г.Л. Создание оборудования для парогазовых блоков – одна из приоритетных задач энергомашиностроителей. – Москва: журнал «Теплоэнергетика», 2007г., № 4, с.
8. Лебедев А.С., Варламов И.С., Росляков М.В. Энергетическая газотурбинная установка среднего класса мощности ГТЭ-65: конструкция и производство. – Москва; журнал «Электрические станции», 2007г., № 1, с. 19-22.
9. Лебедев А.С., Латыпов Г.Г., Соломатников А.А., Нечкин Б.В., Нарышкин В.Ф. Выбор параметров, разработка и модельные испытания компрес-

сора энергетической газотурбинной установки ГТЭ-65 среднего класса мощности. – Москва: журнал «Тяжелое машиностроение», 2007г., № 1, с. 2-6.

10. Лебедев А.С., Симин Н.О. Обоснование выбора параметров тепловой схемы газотурбинной установки среднего класса мощности ГТЭ-65 и характеристики ее основных узлов». – Москва: журнал «Тяжелое машиностроение», 2007г., № 7, с. 2-7.

11. Лебедев А.С. ГТЭ-150: От опытной эксплуатации к промышленной. – Рыбинск: журнал «Газотурбинные технологии», 2001, № 3, с.32-33.

12. Лебедев А.С. Работы ОАО «ЛМЗ» в области мощных газовых турбин.// Сборник/ Тезисы докладов XLVIII научно-технической сессии по проблемам газовых турбин. 25-26.09.2001г., с. 10. Рыбинск.

13. Золотогоров М.С., Николаев А.Г., Лебедев А.С., Соломатников А.А. Исследование охлаждаемых направляющих лопаток турбины в составе агрегатов ГТЭ-150 при доводке их до среднетемпературной температуры газа 950°С. – СПб: Издательство Труды ЦКТИ, вып. 284, с. 90-98

14. Лебедев А.С. Направления работ ОАО ЛМЗ в области энергетического газотурбостроения для парогазовых блоков.// Сборник/ Тезисы докладов L научно-технической сессии по проблемам газовых турбин. 17-18.06.2003г., с. 7. Санкт-Петербург, ОАО ЛМЗ.

15. Лебедев А.С., Ермолаев А.А., Симин Н.О., Кривоносова В.В. Разработка и расчетно-экспериментальные исследования лопаток первых ступеней газовых турбин с конвективно-пленочным охлаждением. // Стендовый доклад на XXXVI энергетическом коллоквиуме в Техническом университете г. Дрездена (Германия), 19-20.10.2004г.

16. Лебедев А.С., Симин Н.О. Применение современных методов трехмерного математического моделирования физических процессов при создании энергетической газотурбинной установки среднего класса мощности ГТЭ-65. // Сборник/ Тезисы докладов LI научно-технической сессии по проблемам газовых турбин. 21-23.09.2004г., с. 59. Уфа.

17. Лебедев А.С., Пеков А.П., Пономарев Н.Н. Стенды испытательной станции для исследования низкоэмиссионных камер сгорания. // Сборник/ Тезисы докладов Научно-технического семинара на тему: «Опыт разработки, проблемы создания и перспективы развития низкоэмиссионных камер сгорания ГТУ». 14-16.12.2004г., с. 49. Москва, ВТИ. (Организаторы: Совет РАН по проблемам развития энергетики России, ФГУП ЦИАМ, ОАО ВТИ).

18. Лебедев А.С. Пономарев Н.Н. «Стенды испытательной станции для исследования низкоэмиссионных камер сгорания». – Рыбинск: журнал «Газотурбинные технологии», 2005г., №5 (40), с.44

19. Гаев В.Д., Лебедев А.С., Иванов С.А., Белик А.Н. «Создание оборудования для парогазовых блоков – одна из приоритетных задач энергомашиностроителей» – Москва: журнал «Энергомашиностроение», № 2-3/2005, с. 15-19.

20. Лебедев А.С. «Проект газотурбинной установки ГТЭ-65 Концерна «Силовые машины». // Москва: Тезисы докладов на конференции «Russia Power 2006», 14-16.03.2006г.

21. Лебедев А.С., Буталов Г.Л. Газотурбинные установки ОАО «Силовые машины» для парогазовых блоков. // Сборник/ Тезисы докладов ЛШ научно-технической сессии по проблемам газовых турбин. 13-14.09.2006г., с. 39-42. Москва.

22. Лебедев А.С., Симин Н.О., Романова О.В., Кривоносова В.В. Анализ ползучести и малоциклового усталости охлаждаемых лопаток энергетической газотурбинной установки ГТЭ-65. // Сборник/ Тезисы докладов III Международной научно-технической конференции по проблемам динамики и прочности в газотурбостроении. 29-31.05.2007г., с. 113-114. Киев.

23. Лебедев А.С., Симин Н.О., Михайлов В.Е., Корсов Ю.Г., Гусев В.Н. Результаты стендовых исследований наиболее ответственных узлов ГТЭ-65. // Сборник/ Тезисы докладов LIV научно-технической сессии по проблемам газовых турбин. 26-27.06.2007г., с. 33. Санкт-Петербург.

24. Коваленко А.Н., Лебедев А.С., Сафонов Л.П. Охлаждение лопаточных аппаратов газовых турбин: Обзор. – М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1990. – 40 с. ил. 9. – (Энергетическое машиностроение, Сер. 3. Вып. 4).

25. Богов И.А., Лебедев А.С. и др. Математическое моделирование и оптимизация параметров рабочих процессов в газотурбинных и комбинированных парогазовых установках. – СПб.: Издательское агентство «Энергомашиностроение». 2005. 173с., ил. 13

26. Лебедев А.С. Охлаждаемая лопатка турбомашин, а.с. № 733355 с приоритетом по заявке № 2680272 от 30.10.1978г

27. Алексеев Н.М., Бичев А.Г., Гайгеров В.И., Гуськов В.И., Демин Р.Н., Елтаренко А.А., Зеленгур А.А., Лебедев А.С., Миронов Б.П., Сергеев В.А., Тарарин В.Н., а.с. № 278462 с приоритетом по заявке № 3179846 от 31.08.1987г.

28. Сударев Б.В., Медведев В.В., Лебедев А.С., Елтаренко А.А., Черный М.С. Способ теплообмена, а.с. № 1481586 с приоритетом по заявке № 4311192 от 28.09.1987г.

29. Сударев Б.В., Медведев В.В., Лебедев А.С., Елтаренко А.А. Охлаждаемая лопатка газовой турбины, а.с. № 1480435 с приоритетом по заявке № 4310248 от 28.09.1987г.

30. Темиров А.М., Лебедев А.С., Соломатников А.А., Иванов Е.Н. Охлаждаемая лопатка газовой турбины, изобретение, решение о выдаче патента от 10.01.1998г., с приоритетом по заявке № 2101513 от 15.06.1993г.