

На правах рукописи



ВЕГЕРА АНДРЕЙ НИКОЛАЕВИЧ

**РАЗРАБОТКА НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОГО ЗАДЕЛА
И РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО КОМПЛЕКСА
ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ
ЛОПАТОК ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ГАЗОВЫХ ТУРБИН**

Специальность 05.07.10 – Инновационные технологии
в аэрокосмической деятельности

**Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук**

Москва – 2021

Работа выполнена на кафедре инновационных технологий наукоемких отраслей федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Национальный исследовательский университет «МЭИ».

Научный руководитель:

Рогалев Андрей Николаевич
доктор технических наук, доцент,
заведующий кафедрой инновационных технологий
наукоемких отраслей ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ»

Официальные оппоненты:

Хоменок Леонид Арсеньевич
доктор технических наук, профессор,
главный научный сотрудник Открытого акционерного
общества «Научно-производственное объединение по
исследованию и проектированию энергетического
оборудования им. И.И. Ползунова»

Сташкив Михаил Степанович
кандидат технических наук,
начальник 171 военного представительства
Министерства обороны Российской Федерации

Ведущая организация:

**Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Ивановский государственный энергетический
университет имени В.И. Ленина»**

Защита диссертации состоится 29 декабря 2021 г. в 16 часов 00 мин. на заседании диссертационного совета МЭИ.027 при ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ» по адресу: 111250, г. Москва, ул. Красноказарменная, д. 17, ауд. Г-406.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ».

Автореферат разослан « ____ » ноября 2021 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета МЭИ.027
кандидат технических наук, доцент

Милуков Игорь Александрович

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы диссертационного исследования. Газотурбинные установки (ГТУ) различного класса мощности нашли широкое применение в электроэнергетике, нефтегазовом секторе и ряде других отраслей промышленности. В последнее время, в связи с влиянием мировой климатической повестки и увеличением доли газового топлива в мировом топливно-энергетическом балансе, сферы использования ГТУ расширяются, а требования к их эффективности неуклонно возрастают.

Российская Федерация не стала исключением по распространенности газотурбинных двигателей наземного применения, при этом есть и одна весьма существенная особенность: в период активной фазы внедрения ГТУ в промышленность, пришедшейся на 90-е годы прошлого века, компетенции в производстве оборудования рассматриваемого типа оказались практически утраченными российской промышленностью. В связи с этим широкое распространение получили ГТУ иностранных производителей, таких как General Electric, Siemens, Solar Turbines, Rolls Royce, Зоря-Машпроект, а также конверсионные ГТУ, адаптированные авиационными предприятиями для наземного использования. В результате сформировался «разношерстный» парк оборудования, которому требуется как ремонт, обеспечивающий существенное продление ресурса, так и совершенствование конструкций с целью повышения энергетической эффективности. Высокая конкуренция среди энергомашиностроительных предприятий, а также действующие в отношении России санкционные ограничения привели к необходимости проведения отечественными компаниями сервисного обслуживания оборудования сторонних производителей, в том числе зарубежных.

На всем протяжении развития газотурбостроения авиационные ГТУ по уровню параметров, эффективности и совершенству конструкций опережали наземные установки энергетического назначения, а применяемые в авиационной технике решения зачастую становились прообразами при создании ГТУ для привода технологических устройств и генераторного оборудования. Таким образом, представляется целесообразным использование достигнутых на сегодняшний день в авиационном двигателестроении результатов для решения задач по разработке технических решений, обеспечивающих повышение эффективности существующего парка оборудования и организации его эффективного сервисного обслуживания.

Одной из наиболее сложных и первостепенных задач, стоящих на пути локализации сервисного обслуживания ГТУ иностранных производителей, является разработка конструкторской и технологической документации для охлаждаемых лопаток первых ступеней проточной части газовых турбин, наиболее рациональным способом решения которой является использование обратного проектирования (реверса-инжиниринга) охлаждаемой лопатки. Важным вопросом при этом также является модернизация системы охлаждения на основе решений, разработанных для повышения эффективности охлаждения лопаток авиационных двигателей.

Таким образом, актуальной задачей является разработка методик обратного проектирования систем охлаждения газотурбинных установок различного назначения и методов их совершенствования, внедрение достижений в области разработки высокоэффективных систем охлаждения лопаточных аппаратов авиационных газотурбинных двигателей для наземной тематики как при разработке новых изделий, так и для повышения эффективности эксплуатации и продления ресурса уже установленного парка оборудования, включающего отечественные образцы техники и ГТУ зарубежного производства.

При этом стоит отметить, что применяемые в авиационной технике решения требуют адаптации к наземным условиям эксплуатации, особенно в случаях, когда речь идет о повышении эффективности и продлении ресурса оборудования сторонних производителей, что требует формирования новых подходов и методик проектирования.

Степень разработанности темы. Созданием и совершенствованием методик проектирования охлаждаемых лопаток газовых турбин занимались многие отечественные и зарубежные ученые. Разработкой методов расчета характеристик теплонапряженных деталей газовых турбин занимались Копелев С.З., Леонтьев А.И., Халатов А.А., Иноземцев А.А., Нагога Г.П.,

Шевченко И.В., Шевченко М.И., Поткин А.Н., Сташкив М.С., Хоменок Л.А., Han J.C, Dutta S., Ekkad S., Metzger D.E. и другие. Вопросами применения методики обратного проектирования деталей ГТУ занимались Филатов А.А., Настека В.В., Смыслов А.М., Gameros A., Roos T.H., Paulic M.

Результаты исследований и разработок по интенсификации теплообмена в различных частях лопатки газовой турбины представлены в работах Халатова А.А., Яковлева М.М., Байбузенко И.Н., Викулина А.В., Viskanta R., Bunker R.S., Otto M., Chen Y. и других.

На сегодняшний день разработано большое количество методов интенсификации теплообмена в отдельных частях охлаждаемых лопаток авиационных и энергетических турбин, при этом в большинстве работ рассматривается вопрос повышения эффективности теплообмена без привязки к особенностям находящихся в эксплуатации конструкций, не рассматриваются возможности их совместной работы в рамках единой конструктивной схемы, а также не оценивается влияние эффективности охлаждения на экономичность ГТУ при проведении ее модернизации.

Цель работы: повышение энергетической эффективности и эксплуатационных характеристик наземных газотурбинных установок на основе исследования и внедрения технических достижений авиационного газотурбостроения.

Задачами диссертационного исследования являются:

1. Разработка расчетно-экспериментального комплекса и метода совершенствования конструктивных схем систем охлаждения лопаток газотурбинных двигателей с целью повышения эффективности при модернизации существующего оборудования.

2. Формирование подходов к получению геометрических параметров исходной конструкции охлаждаемого лопаточного аппарата методом обратного проектирования.

3. Исследование и разработка научно обоснованных технических решений для повышения эффективности систем охлаждения лопаточных аппаратов газовых турбин.

4. Отработка методики интеграции новых разработанных научно-технических решений для совершенствования системы охлаждения лопатки с заданными геометрическими ограничениями.

Объект исследования: модели каналов охлаждения и прототипы лопаток газотурбинных установок, изготовленные методом аддитивных технологий.

Научная новизна диссертационного исследования:

1. Усовершенствована методика проектирования охлаждаемых лопаток газовых турбин, обеспечивающая внедрение высокоэффективных систем интенсификации теплообмена в лопатки существующего оборудования с целью повышения эффективности ГТУ и экспериментальное подтверждение эффективности за счет модельных испытаний прототипов, изготовленных методом аддитивной технологии.

2. Предложены научно обоснованные технические решения по интенсификации теплообмена, в том числе:

- метод интенсификации конвективного теплообмена, заключающийся в размещении штырькового интенсификатора в углубление, представляющее собой лунку или канавку, что позволяет организовать вихревое движение потока высокой интенсивности и ликвидировать в пристеночной области застойную зону, имеющую место при обтекании штырька потоком;

- метод снижения температурной неравномерности между спинкой и корытом в середине пера охлаждаемой лопатки, заключающийся в размещении пристеночных отверстий в разделяющей радиальные каналы перегородке, что позволяет увеличить теплосъем с поверхности лопатки за счет уменьшения толщины пограничного слоя в одном радиальном канале и создания дополнительной струйной интенсификации в другом радиальном канале.

3. Установлены критериальные зависимости для определения средних коэффициентов теплоотдачи к охлаждающему воздуху в закрытой циклонной камере входной кромки, в ради-

альных каналах срединной части пера лопатки с несимметричной организацией течения хладагента, а также в щелевом канале выходной кромки со штырьково-луночными интенсификаторами теплообмена и щелевом канале выходной кромки со штырьковыми интенсификаторами, размещенными в поперечных потоку канавках.

Практическая значимость диссертационного исследования: разработана расчетно-экспериментальная методика проектирования, обеспечивающая возможность получения геометрических параметров охлаждаемых лопаток эксплуатируемых газотурбинных установок, повышение их эффективности за счет внедрения перспективных конструкций интенсификаторов теплообмена и экспериментальную верификацию расчетных параметров.

На защиту выносятся следующие положения:

1. Усовершенствованная методика проектирования охлаждаемых лопаток газотурбинных установок с использованием разработанного для проведения исследований расчетно-экспериментального комплекса.

2. Новые научно обоснованные технические решения, обеспечивающие повышение эффективности системы охлаждения лопаток газотурбинных установок.

3. Критериальные зависимости для определения средних коэффициентов теплоотдачи к охлаждающему воздуху в закрытой циклонной камере входной кромки, в радиальных каналах срединной части пера лопатки с несимметричной организацией течения хладагента, а также в щелевом канале входной кромки со штырьково-луночными и штырьковыми интенсификаторами, расположенными в поперечных канавках.

Достоверность. Достоверность полученных результатов обусловлена применением современных методов численного и физического моделирования теплогидравлических процессов, а также верификацией результатов, полученных с помощью разработанных расчетных моделей, результатами эксперимента.

Апробация работы. Основные результаты диссертационной работы были представлены и получили положительную оценку на X Всероссийской научной конференции молодых ученых «Наука. Технологии. Инновации» (Новосибирск, Россия, 2016), Международной конференции «Современные проблемы теплофизики и энергетики» (Москва, Россия, 2017 г.), III Всероссийской научной конференции «Теплофизика и физическая гидродинамика» с элементами школы молодых ученых (Ялта, Россия, 2018), VII Российской национальной конференции по теплообмену (Москва, Россия, 2018), Международной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы двигателестроения» (Самара, Россия, 2021). Также результаты проведенного исследования докладывались на научном семинаре и заседании кафедры инновационных технологий наукоемких отраслей ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ».

Публикации. По теме диссертации соискателем опубликовано 11 научных работ, в том числе 1 статья в журнале, рекомендованном ВАК Минобрнауки России для опубликования основных результатов диссертационных исследований на соискание ученых степеней доктора и кандидата наук, 5 публикаций в изданиях, входящих в международные базы цитирования Scopus и Web of Science, 3 доклада в сборниках трудов конференций, 2 патента.

Структура и объем диссертации. Материалы диссертации изложены на 186 страницах основного текста, включающего 175 рисунков и 20 таблиц. Работа состоит из введения, четырех глав, заключения и списка литературы, содержащего 74 источника.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

Во введении обоснована актуальность темы диссертационной работы, описаны методы исследования, научная новизна работы, ее практическая значимость, приведены цель и задачи диссертации.

Первая глава посвящена обзору характеристик газотурбинных установок различного назначения, вариантов конструктивного исполнения систем охлаждения лопаток газовых турбин и методик их проектирования.

Как показывает зарубежный и отечественный опыт создания газотурбинных установок и двигателей, методики проектирования, конструкторские решения, материалы и технологии изготовления, созданные для авиационных ГТД, являются базой и драйвером для развития наземных ГТУ. Наибольшая преемственность опыта создания авиационных двигателей имеет место при создании газотурбинных приводов мощностью до 52 МВт, в частности для компрессорных установок газоперекачивающих станций. Анализ парка газотурбинных приводов наземного назначения показывает, что в общем объеме агрегатов 41% занимают конвертированные авиационные ГТД, 20% судовые ГТД и 39% стационарные ГТУ, среди которых около 65% составляют агрегаты зарубежного производства. Средний возраст технологических установок, в составе которых эксплуатируются газотурбинные приводы, составляет более 20 лет, что говорит о физической изношенности оборудования, требующего проведения ремонтных работ, обеспечивающих увеличение его ресурса и экономичности. Для увеличения ресурса и эффективности работы эксплуатируемых ГТУ необходимо проводить их модернизацию с заменой наиболее ответственных элементов на аналоги с лучшими эксплуатационными характеристиками. Одними из наиболее ответственных элементов проточной части ГТУ, от которых зависит ресурс и экономичность установки, являются охлаждаемые лопатки первых ступеней. Устройство системы охлаждения лопаток определяет уровень приходящих на нее температурных нагрузок и количество отбираемого из компрессора ГТУ охлаждающего воздуха, что, соответственно, влияет на КПД всего агрегата. Таким образом, одним из мероприятий, позволяющим улучшить показатели работы существующих газотурбинных установок, является замена оригинальных охлаждаемых лопаток на лопатки с модернизированной системой охлаждения, обеспечивающей увеличение теплосъема с поверхности лопатки при минимальном расходе охлаждающего воздуха.

Модернизация существующих систем охлаждения лопаток газотурбинных установок наземного назначения потребует решения двух основных задач. Первая задача состоит в разработке методов совершенствования существующих способов организации охлаждения, применяющихся в лопатках современных авиационных газотурбинных двигателей. Вторая задача, относящаяся по большей части к эксплуатируемым зарубежным ГТУ, для которых в Российской Федерации отсутствует конструкторская и технологическая документация, заключается в совершенствовании методик проектирования охлаждаемых лопаток на базе оригинальной лопатки и интеграции новых способов повышения эффективности охлаждения.

Анализ существующего опыта проектирования систем охлаждения лопаток газовых турбин показал, что значительно ускорить процесс проектирования позволяет экспериментальная верификация расчетных моделей лопатки путем испытания образцов, изготовленных с применением аддитивных технологий. Рассматриваемая методика позволяет исключить мероприятия по доработке охлаждаемых лопаток после начала их серийного производства. Использовать рассматриваемую методику в процессе проектирования новых систем охлаждения для лопаток зарубежных ГТУ возможно только при наличии подходов к получению геометрических параметров исходной конструкции лопатки путем обратного проектирования и отработки методики интеграции новых решений в полученную геометрию лопатки газовой турбины.

Вторая глава посвящена созданию методики обратного проектирования и совершенствования охлаждаемых лопаток газовых турбин, а также созданию расчетно-экспериментального комплекса, позволяющего ее реализовывать.

Методика обратного проектирования и совершенствования охлаждаемых лопаток газовых турбин включает нескольких этапов. Первоначально с применением технологий 3D сканирования и компьютерной томографии осуществляется получение внешней и внутренней геометрий охлаждаемой лопатки и разработка ее трехмерной модели. После осуществляется разработка расчетных гидравлических и тепловых моделей лопатки, позволяющих определить теплогидравлические характеристики. В связи с тем, что одна из задач обратного проектирования лопаток – повышение эффективности их охлаждения, следующим этапом является разработка и исследование новых методов организации теплообмена или интеграция существующих методов интенсификации, отработанных в авиационном или энергетическом газотурбостроении, позволяющих обеспечить повышение теплосъема в различных частях лопатки (входная кромка, середина пера лопатки, выходная кромка). Далее осуществляется интеграция разработанных решений в систему охлаждения базовой лопатки и расчетно-экспериментальное исследование ее характеристик, в процессе которого разрабатываются расчетные гидравлические и тепловые модели охлаждаемой лопатки, выполняется изготовление экспериментальных моделей с помощью аддитивных технологий и проводится исследование на экспериментальных гидравлических и тепловых стендах. Для реализации разработанной методики обратного проектирования и совершенствования охлаждаемых лопаток газовых турбин создан расчетно-экспериментальный комплекс, состоящий из нескольких установок, обеспечивающих получение геометрии базовой лопатки и проведение испытаний усовершенствованных конструкций.

Для получения данных о внешней геометрии пера лопатки в установке используется 3D сканер RangeVision 5. 3D сканирование позволяет определить местоположение точек в пространстве при помощи методов оптического излучения (лазер, структурированный свет) и устройств триангуляции. Сканирование позволяет получить большой массив точек, в совокупности определяющих геометрию детали гораздо быстрее, чем при измерении контактными методами. Информация о внешней геометрии в результате сканирования сохраняется на персональном компьютере в виде облака точек в файле формата STL. Для преобразования облака точек в твердотельную модель пера лопатки используется метод получения геометрии детали при помощи эскизов по сетке и получения поверхности по сечениям при помощи программного обеспечения Geomagic Design X. На этапе 3D сканирования возникает погрешность реверс-инжиниринга, обусловленная в основном погрешностью сканера, которая составляет для используемого оборудования не более 30 мкм, что в 10^3 раз меньше, чем допустимое отклонение формы профиля лопаток газовых турбин при традиционных методах изготовления (0,15-0,3 мм).

После получения данных о геометрических параметрах внешней поверхности пера лопатки происходит определение конструктивных и геометрических параметров внутренних каналов системы охлаждения путем неразрушающего метода компьютерной томографии с помощью промышленного томографа BT-600XA. Результатами компьютерной томографии являются 2D изображения поперечных сечений лопатки, позволяющие воспроизвести с помощью CAD систем каналы системы охлаждения в трехмерной модели пера лопатки.

Для повышения эффективности системы охлаждения на базе полученных данных о конструктивных параметрах лопатки необходима интеграция более совершенных методов организации охлаждения (новых или применяемых в авиационном и энергетическом газотурбостроении), обеспечивающих повышение теплосъема в различных ее частях (входная кромка, середина пера, выходная кромка).

В состав экспериментального комплекса входят два стенда, позволяющие проводить теплогидравлические исследования моделей охлаждающих каналов с конвективными и струйными методами организации теплообмена.

Для экспериментального исследования моделей каналов охлаждения со струйными методами организации теплообмена, применяемыми в основном в каналах охлаждения входной кромки, используется тепловизионный воздушный стенд, в котором для нагрева моделей ис-

пользуется горячий сжатый воздух. Для определения коэффициента теплоотдачи в охлаждающем канале в ходе испытаний происходит измерение с помощью термопар температуры греющего воздуха перед моделью, температур хладагента на входе и выходе из модели. Для фиксации температурного поля исследуемой модели используется тепловизор, калибровка которого осуществляется по значению температуры, измеренной термопарой на поверхности модели. Для определения расходной характеристики экспериментальной модели измеряется расход охлаждающего воздуха и давление в камере торможения рабочего участка установки.

Для экспериментального исследования моделей каналов охлаждения с конвективными методами интенсификации теплообмена (каналы охлаждения середины пера и выходной кромки лопатки) использован стенд, позволяющий получать коэффициенты теплоотдачи экспериментальных моделей с применением метода калориметрирования в жидкометаллическом термостате. В ходе испытаний осуществляется погружение экспериментальных моделей в расплав высокотеплопроводного металла (цинка) перегретого выше температуры его кристаллизации, охлаждение расплава до температуры кристаллизации, продувка экспериментальной модели охлаждающим воздухом с замером времени продувки и температуры среды на входе в модель, извлечение ее из расплава и измерение толщины отвержденной корки металла для получения коэффициента теплопередачи. Традиционно при измерении толщины цинковой корки в различных ее сечениях используются контактные методы измерения, которые увеличивают трудоемкость обработки результатов эксперимента, а также не позволяют получить данные о толщине во всех сечениях корки, что, в свою очередь, приводит к уменьшению точности определения тепловых характеристик в экспериментальных моделях. Для увеличения точности и уменьшения трудоемкости получения результатов испытаний моделей охлаждающих каналов на стенде с жидкометаллическим термостатом использовалась система 3D сканирования цинковых корок, состоящая из 3D сканера и поворотного стола. Переход от контактного замера толщины корки к бесконтактному позволил уменьшить погрешность определения результата с 0,05 до 0,00003 мм.

После подтверждения эффективности разработанных решений для улучшения гидравлических характеристик моделей каналов различных частей системы охлаждения лопатки требуется интеграция решений в базовую систему охлаждения лопатки газовой турбины.

Для верификации математических гидравлических и тепловых моделей лопаток с новыми системами охлаждения для экспериментального комплекса были созданы два новых стенда. Для верификации гидравлической модели системы охлаждения лопаток разработан и изготовлен экспериментальный стенд, позволяющий получать распределение давления охлаждающего воздуха внутри системы охлаждения лопатки газовой турбины и ее расходную характеристику. Схема подключений и соединений экспериментального стенда представлена на рисунке 1. Разработанный экспериментальный стенд позволяет определять давление в системе охлаждения лопатки в восьми контрольных точках и проводить измерения на различных режимах в диапазоне перепада давления $1,1 < \varepsilon < 2,0$ при расходе воздуха $5 < G < 300$ г/с.

В случае если гидравлические характеристики системы охлаждения, полученные в результате экспериментальных исследований, соответствуют заявленным при проектировании требованиям, необходимо также осуществить верификацию тепловой модели охлаждаемой лопатки, для выполнения которой разработан и изготовлен стенд для тепловых испытаний лопаток в составе межлопаточного канала (рисунок 2). Для выравнивания параметров потока воздуха перед экспериментальным участком используется бак-ресивер (РЕС), на выходе из которого установлена перфорированная решетка. В рабочей части (РЧ) экспериментального стенда устанавливается лопаточный аппарат с охлаждаемой лопаткой газовой турбины. Для регистрации температурного поля используется тепловизор (ТВ). Для измерения расхода основного потока и охлаждающего агента на напорных линиях установлены расходомеры Р1 и Р2. Давление основного потока перед рабочей частью регулируется с помощью задвижек ЗД1, ЗД3, ЗД4: в зависимости от количества расхода и требуемой температуры нагрева в нагревателе; также есть возможность регулирования давления на выходе из рабочей части с помощью задвижки ЗД6. Давление охлаждающего воздуха регулируется с помощью задвижки ЗД5.

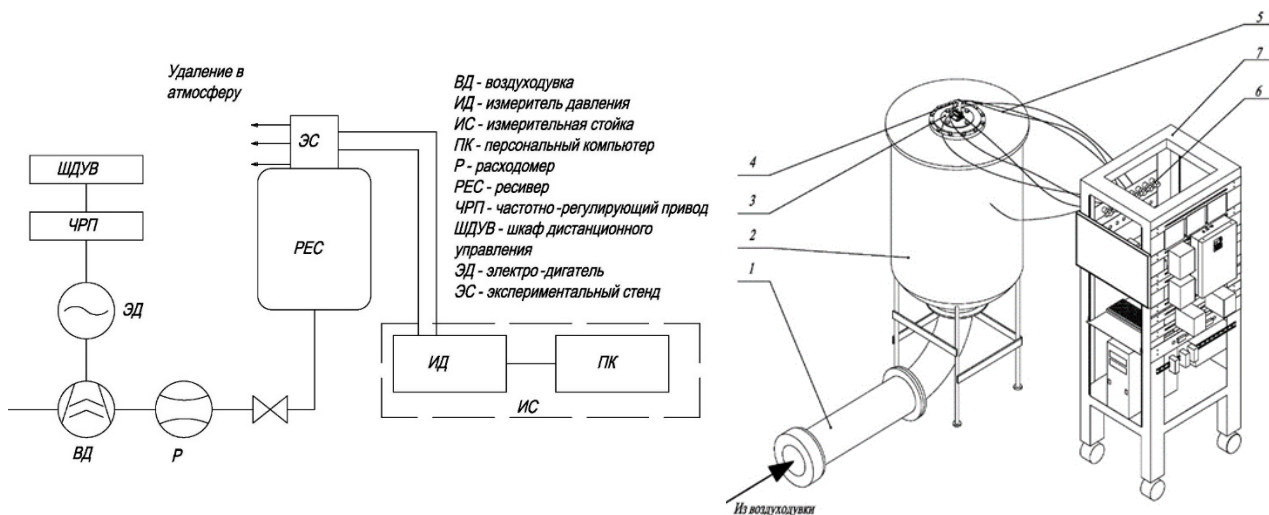


Рисунок 1 – Устройство экспериментального стенда для проведения гидравлических испытаний системы охлаждения лопаток

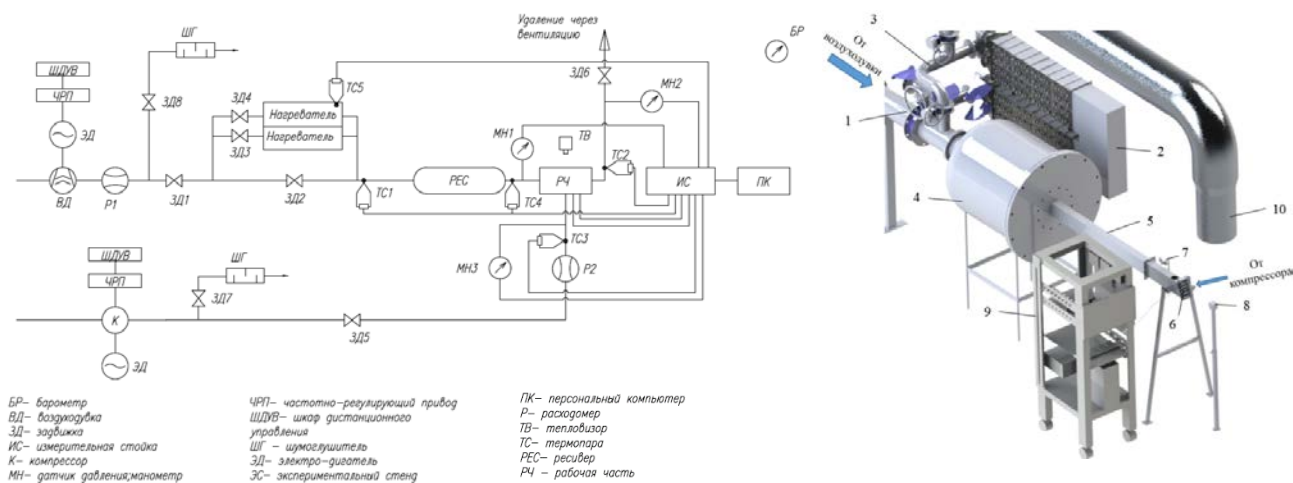


Рисунок 2 – Устройство теплового стенда

Регистрация значений давления и температуры основного потока перед рабочей частью осуществляется с помощью датчика давления МН1 и термопары ТС4 соответственно. Регистрация термодинамических параметров за рабочим участком выполняется с помощью датчика давления МН2 и термопары ТС2. Для измерения давления и температуры охлаждающего воздуха перед рабочей частью на напорной линии компрессора установлены датчик давления МН3 и термопара ТС3. Для записи и первичной обработки данных стенд оснащен измерительной стойкой (ИС) с возможностью автоматизированной записи экспериментальных показаний на персональный компьютер (ПК), что позволяет производить контроль параметров потока в реальном времени.

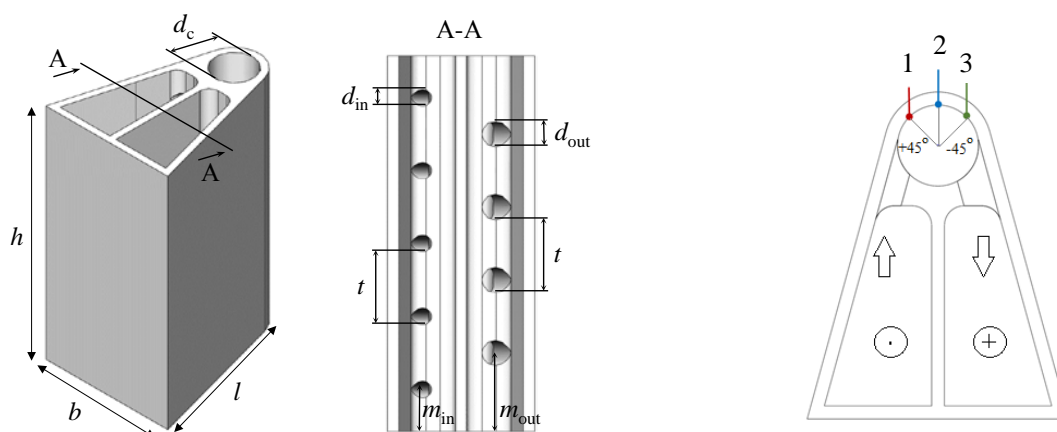
Третья глава посвящена совершенствованию методов струйного и конвективного охлаждения в различных частях внутренних каналов лопаток газовых турбин.

Анализ конструктивного исполнения систем охлаждения лопаток газовых турбин различного назначения показал, что в каналах входной кромки лопатки одной из наиболее часто применимых является циклонная схема охлаждения. Циклонные системы для охлаждения входной кромки представляются эффективным способом интенсификации теплообмена ($Nu/Nu_0=5-6$), обеспечивающим низкие потери давления в каналах охлаждения, минимально возможный расход охладителя.

Одной из главных задач, возникающих перед конструктором при проектировании системы охлаждения лопатки газовой турбины с циклонным охлаждением входной кромки, является определение рациональных диаметров подводящих и отводящих отверстий, шага их раз-

мещения, позволяющих обеспечить максимальный теплосъем с поверхности при минимальной асимметрии температурного поля. Данная задача была решена для закрытой циклонной системы охлаждения входной кромки сопловой лопатки стационарной газотурбинной установки.

Проведено численное моделирование четырех моделей циклонной камеры, геометрические параметры которой определялись формой пера сопловой лопатки (рисунок 3). Модели отличались диаметром подводящих и отводящих отверстий. Диаметр подводящих отверстий изменялся в диапазоне от 1 до 2 мм, диаметр отводящих отверстий – от 2 до 3 мм, диаметр циклонной камеры составлял 6,2 мм. Отношение суммарных площадей отверстий F_{out}/F_{in} изменялось в диапазоне 1,2-2,4.



а) основные геометрические параметры моделей циклонной камеры

б) контрольные точки для определения коэффициентов теплоотдачи

Рисунок 3 – Расчетная модель закрытой циклонной камеры

Для определения локальных коэффициентов теплоотдачи по высоте циклонной камеры были выбраны три контрольные точки (рисунок 3б). Точка 2 соответствует критической точке входной кромки профиля, точки 1 и 3 зеркально смещены от критической точки на угол 45° . Анализ распределения коэффициента теплоотдачи по высоте циклонной камеры в контрольных точках показал, что для обеспечения максимального теплосъема и равномерного распределения охлаждающих струй по поверхности циклона необходимо обеспечить отношения диаметров подводящих и отводящих отверстий к диаметру циклонной камеры, равных 0,32 и 0,48 соответственно (рисунок 4). При уменьшении относительного диаметра подводящих отверстий в два раза и сохранении относительного диаметра отводящих отверстий происходит уменьшение среднего коэффициента теплоотдачи на 27-29% по поверхности циклонной камеры.

Для подтверждения полученных результатов численного моделирования теплообмена в моделях циклонной камеры входной кромки сопловой лопатки были проведены экспериментальные исследования на тепловом тепловизионном стенде. Методом селективного лазерного спекания из жаропрочного порошка Co-Cr были изготовлены четыре экспериментальные модели, геометрические параметры которых строго соответствовали расчетным. Результаты проведенных тепловизионных испытаний подтвердили выводы, сделанные по результатам численного эксперимента: максимальная теплоотдача обеспечивается при относительных диаметрах подводящих и отводящих отверстий, равных 0,32 и 0,48 соответственно (рисунок 5). По результатам проведенных исследований была построена универсальная критериальная зависимость (1), позволяющая определять среднее число Нуссельта по поверхности циклонной камеры при различных режимных и геометрических параметрах.

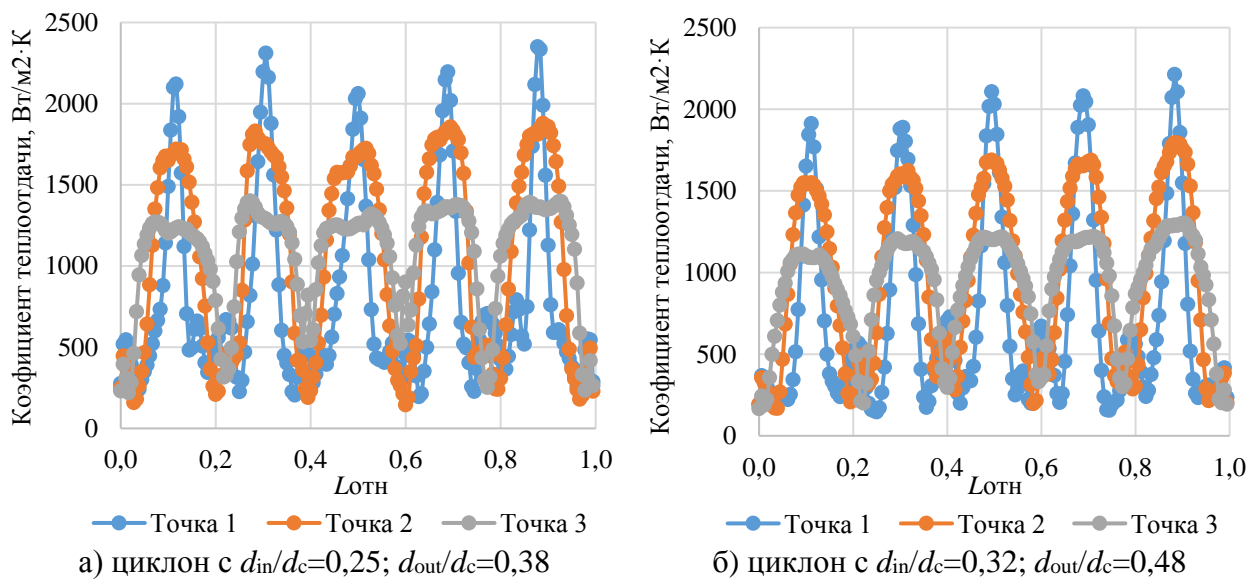


Рисунок 4 – Распределение коэффициентов теплоотдачи по поверхности циклонной камеры

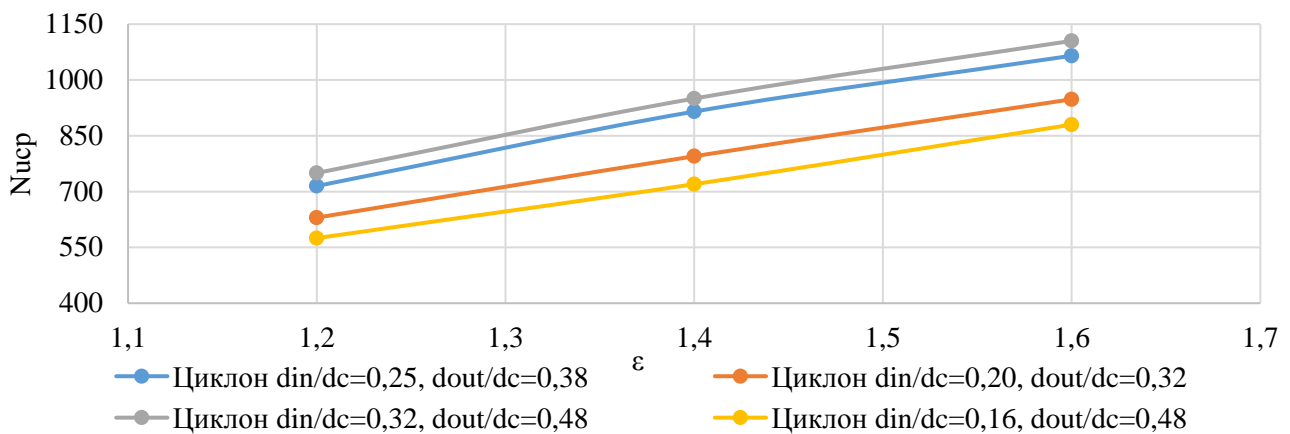


Рисунок 5 – Зависимость средних коэффициентов теплоотдачи от перепада давления (эксперимент)

$$Nu = 0,125 \cdot Re^{0,7} \cdot \left(\frac{d_{in}}{d_c}\right)^{-0,99} \cdot \left(\frac{F_{out}}{F_{in}}\right)^{0,55} \quad (1)$$

С целью интенсификации теплоотдачи в радиальных каналах середины пера лопатки часто устанавливают ребра, применение которых позволяет повысить площадь поверхности теплообмена и дополнительно турбулизовать поток за счет периодического отрыва пограничного слоя. Установка ребер осуществляется как на стенке канала, являющейся частью спинки профиля, так и на стенке, являющейся вогнутой частью профиля. При этом всегда используют одинаковую геометрию ребер, вследствие чего значения коэффициентов теплоотдачи являются близкими для обоих указанных участков пера лопатки. Равенство значений коэффициента теплоотдачи со стороны охлаждающего воздуха при различных значениях коэффициента теплоотдачи со стороны горячих газов приводит к существенному отличию температуры между противоположными стенками канала, что является причиной возникновения температурных напряжений и приводит к уменьшению ресурса лопатки. Для обеспечения несимметричного теплосъема в радиальных каналах середины пера лопатки в разделяющей их перегородке предложено организовать выдув части пограничного слоя из одного радиального канала в другой через пристеночные отверстия (рисунок 6). При этом отверстия располагаются у той части пера лопатки, где необходимо увеличить степень интенсификации теплообмена.

Канал, из которого происходит выдув пограничного слоя хладагента, называется раздающим, соседний с ним канал – коллекторным. Отверстия, через которые организуется выдув

части потока, располагаются перед ребрами в раздающем канале и за ребрами – в коллекторном. Организация перетока хладагента из раздающего канала в коллекторный позволяет увеличить теплосъем как со стороны раздающего канала за счет уменьшения толщины пограничного слоя и, соответственно, его термического сопротивления, так и со стороны коллекторного канала за счет вдува хладагента в теньевую зону ребер, характеризующуюся низким коэффициентом теплоотдачи.

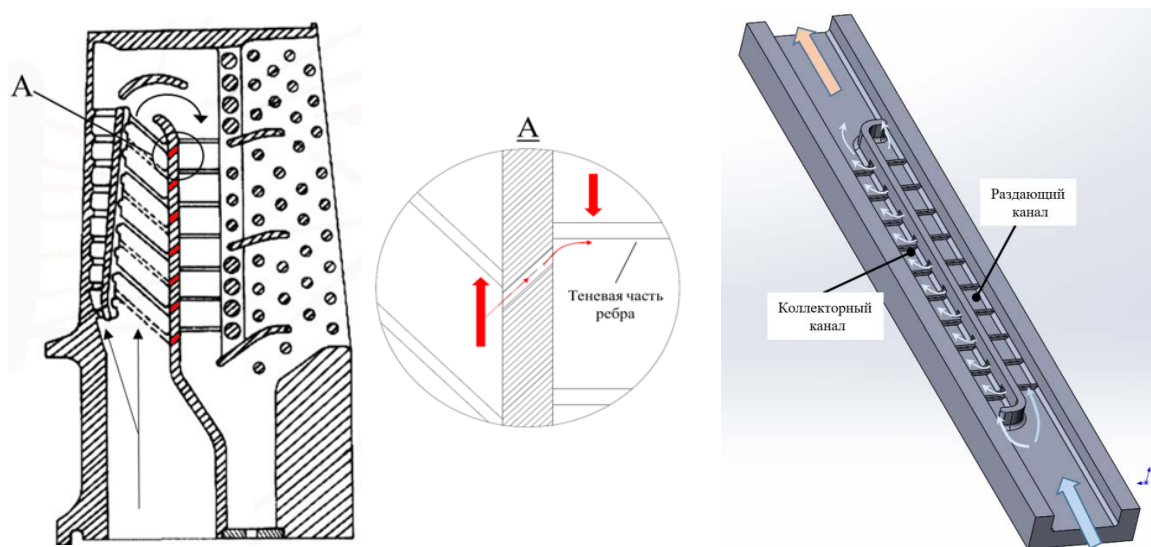


Рисунок 6 – Конструкция конвективной системы охлаждения лопатки газовой турбины с несимметричным течением хладагента в радиальных каналах середины пера

По результатам численного исследования вариантов организации радиальных каналов середины пера лопатки с несимметричным течением хладагента было установлено, что для обеспечения более интенсивного движения хладагента через перепускные отверстия необходимо уменьшать проходное сечение на входе в коллекторный канал и на выходе из раздающего. Уменьшение сечений приводит к появлению большей разности давлений между такими каналами, что обеспечивает интенсивный слив пограничного слоя в застойную зону ребер одного из радиальных каналов и повышает эффективность теплоотдачи. Результаты численного моделирования теплообмена в различных вариантах радиальных каналов позволили установить, что на степень несимметричности теплообмена и теплогидравлическую эффективность радиальных каналов в наибольшей мере влияет ширина минимального проходного сечения и высота перепускного отверстия. Для представления геометрических параметров радиальных каналов в относительном виде были введены следующие параметры: относительная площадь сечения (отношение минимальной и максимальной площади радиального канала $f_{отн}$) и относительная высота отверстия (отношение высоты отверстия к высоте ребра $h_{отн}$).

Установлено, что при увеличении относительной площади квадратного сечения радиального канала в три раза происходит уменьшение коэффициента несимметричности теплоотдачи на 10-25% и уменьшение теплогидравлической эффективности на 28-33% в зависимости от относительной высоты перепускного отверстия (рисунок 7). Наибольшее значение степени несимметричности теплоотдачи $\alpha_A/\alpha_B=1,4$ при максимальном значении теплогидравлической эффективности $\eta=1,5$ достигается при относительной площади сечения радиального канала, равной $f_{отн}=0,25$, и относительной высоте перепускного отверстия, равного $h_{отн}=2$.

Для верификации результатов численного исследования разработанного метода организации конвективного охлаждения в радиальных каналах середины пера лопатки проведены экспериментальные исследования с использованием метода калориметрирования в жидкометаллическом термостате. Исследовались базовый радиальный канал и канал с несимметричным теплосъемом и геометрическими параметрами, при которых по результатам численного

моделирования достигаются максимальные несимметричность теплосъема и теплогидравлическая эффективность. Для изготовления экспериментальных моделей радиальных каналов выбран метод селективного лазерного спекания, а в качестве материала – порошок Co-Cr, обеспечивающий необходимую жаропрочность при температуре до 500°C. Полученные результаты экспериментальных исследований (рисунок 8) показывают, что применение предложенного метода несимметричной интенсификации обеспечивает увеличение теплоотдачи в среднем до 20% со стороны спинки и 35% – со стороны корыта.

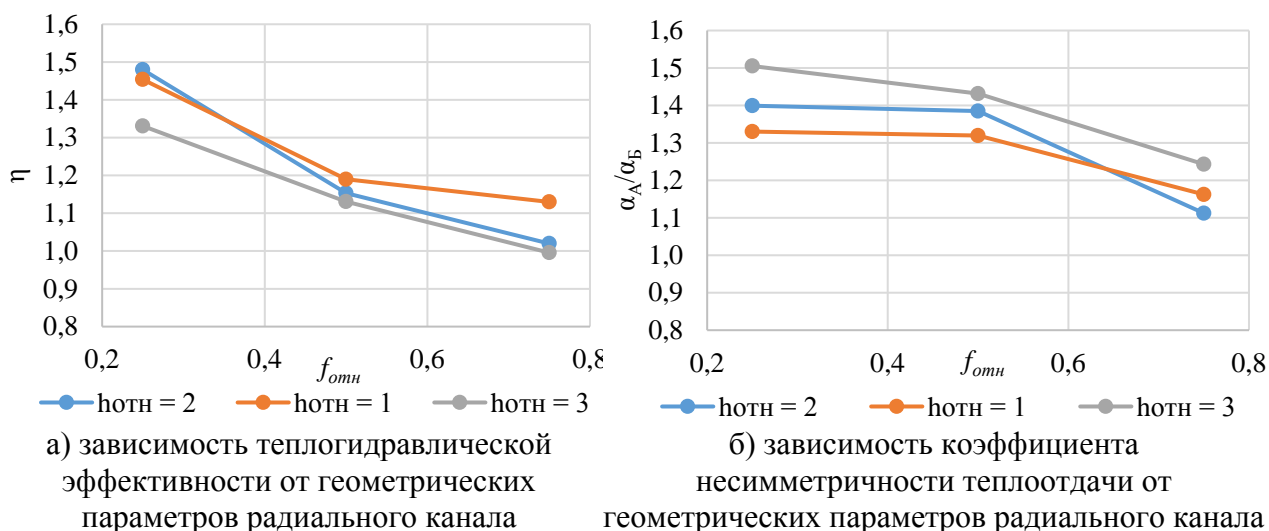


Рисунок 7 – Результаты численного моделирования теплообмена в различных вариантах радиальных каналов с несимметричной интенсификации теплообмена

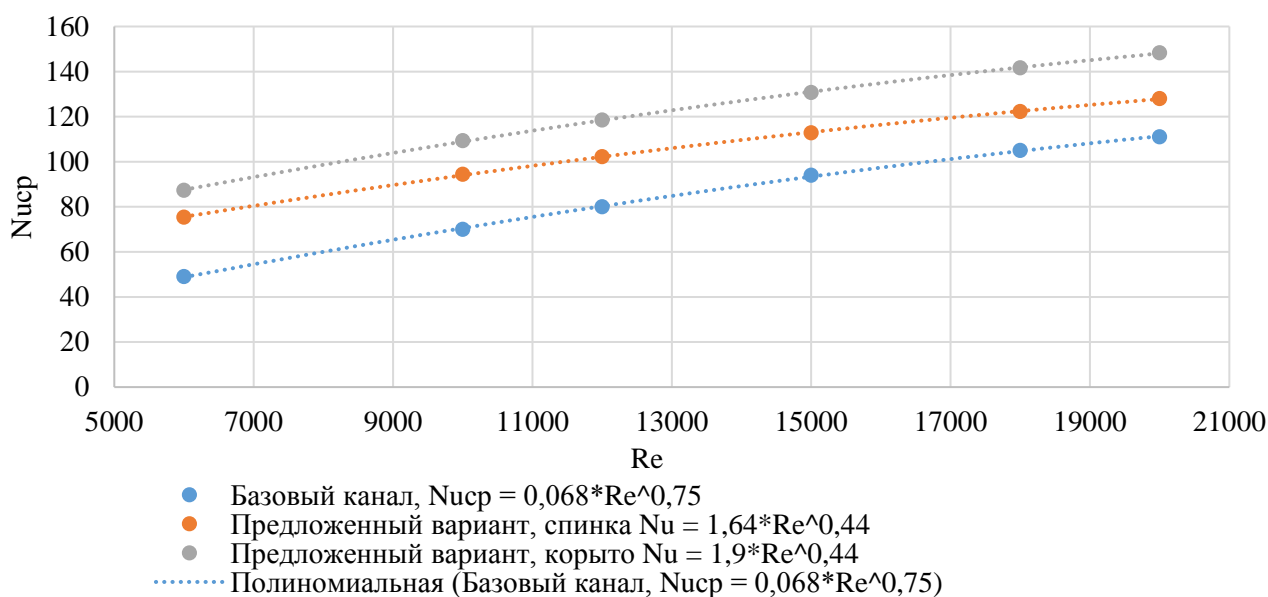


Рисунок 8 – Зависимости числа Нуссельта от Рейнольдса, полученные по результатам экспериментальных исследований

Полученные результаты экспериментального исследования модели радиального канала с несимметричной организацией теплосъема подтвердили эффективность разработанного метода конвективного охлаждения в радиальных каналах середины пера лопатки. По результатам численных и экспериментальных исследований построены критериальные зависимости для расчета средних коэффициентов теплоотдачи в радиальных каналах с несимметричной интенсификацией теплообмена. Для расчета тепловой характеристики в радиальных каналах середины пера лопатки со стороны корыта критериальное уравнение имеет вид (2), со стороны спинки лопатки – вид (3).

$$Nu = 1,9 \cdot Re^{0,44}. \quad (2)$$

$$Nu = 1,64 \cdot Re^{0,44}. \quad (3)$$

Одними из наиболее распространенных интенсификаторов теплообмена для систем охлаждения лопаток газовых турбин в области выходной кромки являются штырьковые турбулизаторы, главный недостаток использования которых – зона отрыва потока, образующаяся при их обтекании и приводящая к низкой эффективности теплоотдачи в данной области. Указанная проблема была решена путем размещения штырьковых турбулизаторов потока в лунки. Результаты численного моделирования теплообмена в канале с одиночным штырьково-луночным интенсификатором теплообмена позволили выявить механизм интенсификации теплообмена при размещении штырька в лунку. Вблизи лобовой поверхности штырька часть пристеночного потока перенаправляется в лунку. В результате торможения потока штырьковым турбулизатором в лобовой части лунки формируется вихревое течение высокой интенсивности, которое из-за наличия перепада давлений между лобовой и задней частью интенсификатора приобретает осевую составляющую скорости и распространяется вдоль всей поверхности лунки. В итоге в данной зоне достигается наибольший коэффициент теплоотдачи, а застойная область, наблюдаемая при обтекании одиночного штырькового интенсификатора в его «теневой части», ликвидируется.

Для определения оптимальных геометрических параметров штырьково-луночного интенсификатора теплообмена с позиции обеспечения максимального теплосъема с поверхности проведено численное исследование влияния изменения относительного диаметра лунки (отношение диаметра лунки к диаметру штырька) и ее относительной глубины (отношение глубины лунки к диаметру штырька) на изменение теплогидравлических характеристик канала прямоугольного поперечного сечения с шахматным пучком штырьково-луночных интенсификаторов теплообмена по сравнению с каналом с пучком традиционных штырьковых интенсификаторов теплообмена (рисунок 9). Установлено, что увеличение относительного диаметра штырьково-луночного интенсификатора с 1,5 до 2,3 при фиксированной глубине лунки приводит к увеличению интенсивности теплоотдачи канала на 8%, увеличение относительной глубины лунки с 0,25 до 0,5 – к увеличению теплоотдачи на 12%. Установка штырьковых турбулизаторов потока в полусферические лунки позволяет увеличить теплосъем в охлаждающих каналах на 9-10%.

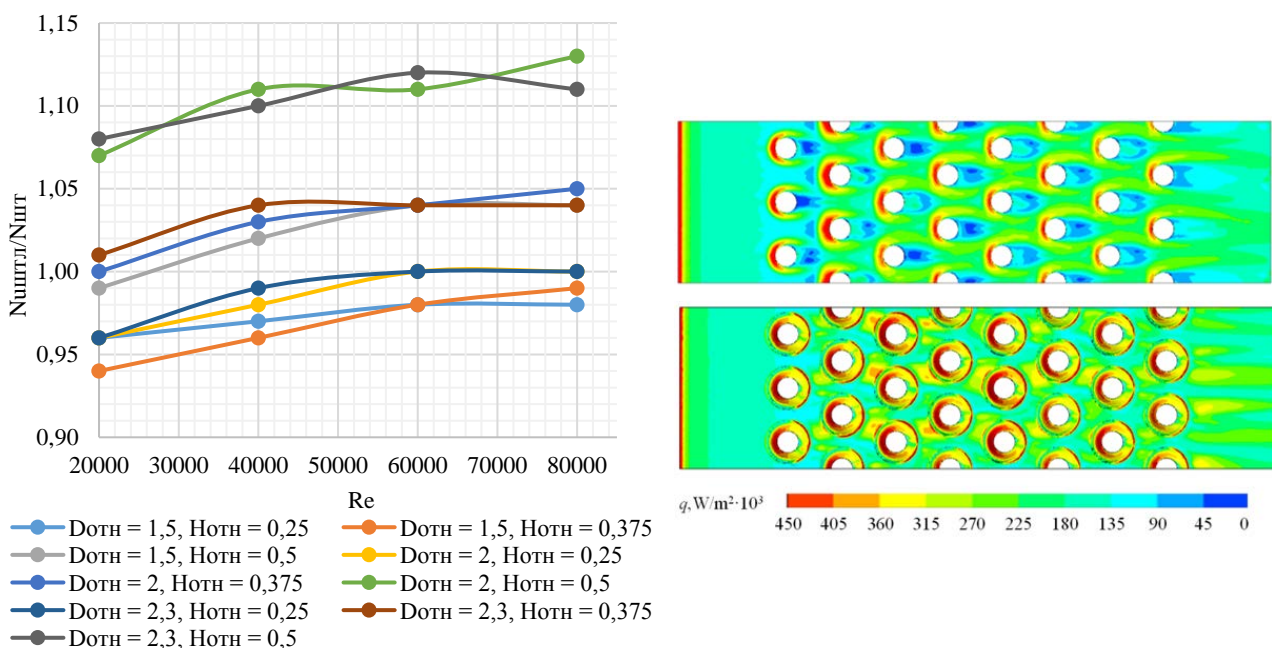


Рисунок 9 – Результаты численного моделирования теплообмена в каналах со штырьковыми и штырьково-луночными интенсификаторами теплообмена

Организовывать углубление для штырьковых интенсификаторов теплообмена возможно не только путем их соосного размещения в лунках, но и путем их размещения в поперечных потоку канавках (рисунок 10). Анализ результатов численного моделирования теплообмена в канале с пучком штырьковых интенсификаторов теплообмена показал, что теплоотдача, по сравнению с каналом с пучком штырьково-луночных интенсификаторов, увеличилась на 10%. Для верификации результатов численного моделирования теплогидравлических процессов в каналах с разработанными методами организации конвективного теплообмена для области выходной кромки пера лопатки были проведены экспериментальные исследования с использованием метода калориметрирования в жидкометаллическом термостате. Методом селективного лазерного спекания были изготовлены три экспериментальные модели – канал с пучком штырьковых интенсификаторов, канал с пучком штырьковых интенсификаторов, расположенных в лунках, и канал с пучком штырьковых интенсификаторов, расположенных в канавках. Геометрические параметры каналов охлаждения со штырьками в лунках и штырьками в канавках соответствовали параметрам, при которых по результатам численного моделирования достигался наибольший прирост теплосъема по сравнению с каналом с традиционными штырьковыми турбулизаторами.

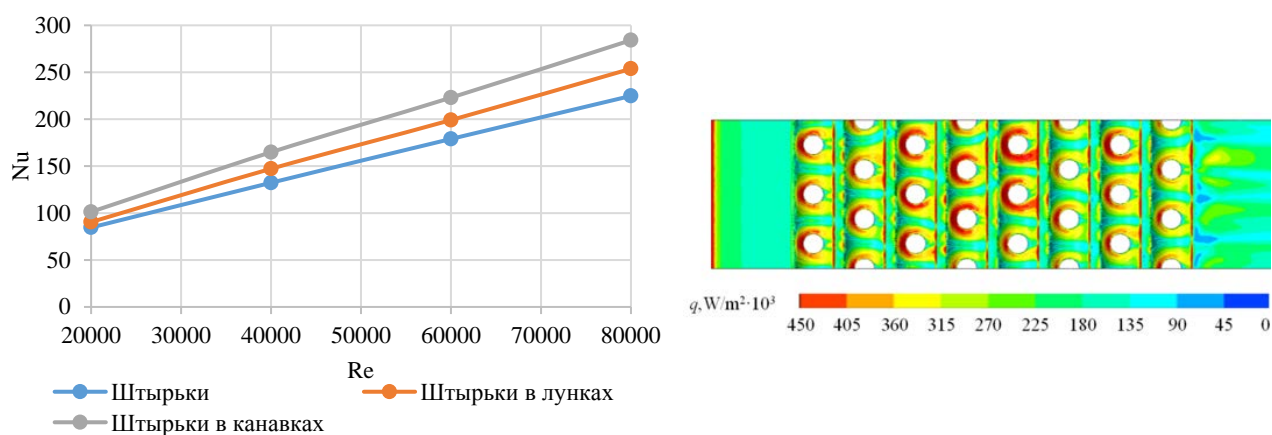
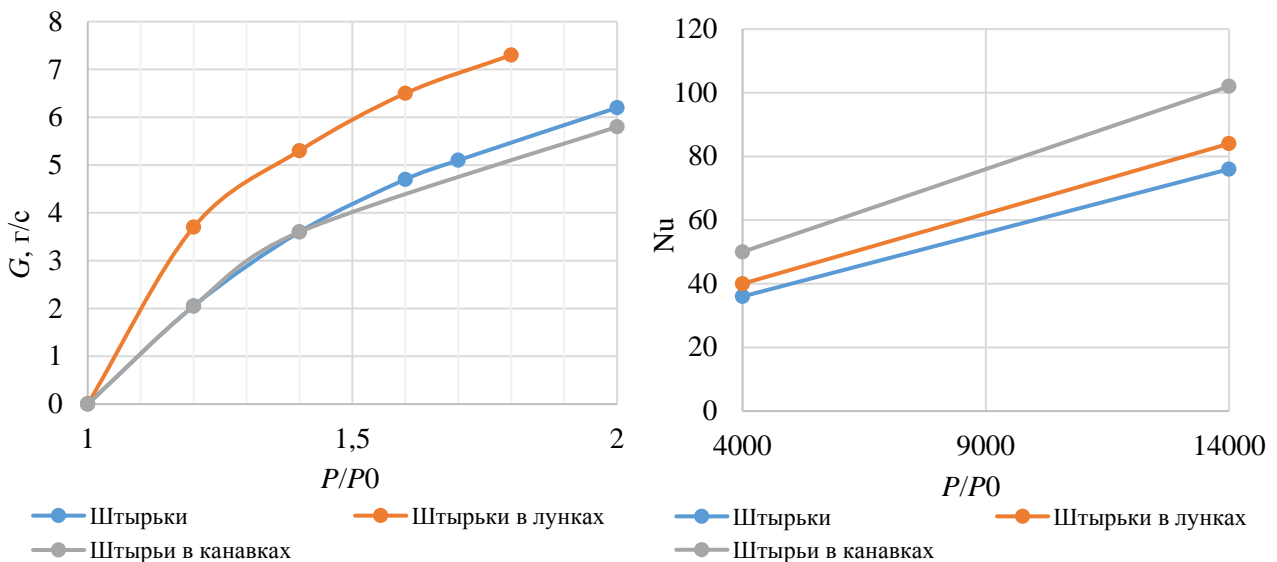


Рисунок 10 – Результаты численного моделирования канала с пучком штырьков, размещенных в канавках

Результаты экспериментальных исследований показали, что пропускная способность модели со штырьково-луночными интенсификаторами в условиях эксперимента в жидкометаллическом термостате ниже, чем у базовой модели со штырьками, в среднем на 9% в исследованном диапазоне перепадов давления (рисунок 11). Расход модели со штырьками в канавках больше, чем у базовой модели со штырьковыми интенсификаторами, на 45-50%, что обусловлено большим значением площади минимального поперечного сечения канала. Сравнение средних значений чисел Нуссельта $Nu_{ср}$ по длине каналов показало, что дополнительная установка лунок под штырьками позволит увеличить интенсивность теплоотдачи на 11% по сравнению с каналом со штырьками. Применение канавок вместо лунок увеличивает среднее число Нуссельта на 30% по отношению к каналу с традиционными штырьковыми интенсификаторами теплообмена.

Для расчета среднего коэффициента теплоотдачи в щелевом канале выходных кромок лопаток газовых турбин со штырьково-луночными интенсификаторами теплообмена была разработана критериальная зависимость числа Нуссельта от Рейнольдса (4). Для расчета среднего коэффициента теплоотдачи в щелевом канале выходных кромок лопаток газовых турбин со штырьками, расположенными в канавках, получена зависимость (5).

Результаты расчетно-экспериментальных исследований охлаждающих каналов с новыми методами организации охлаждения в радиальных каналах середины пера лопатки и в каналах выходной кромки позволили сделать вывод о перспективности применения данных решений для улучшения эффективности охлаждения лопаток высокотемпературных газовых турбин как авиационных двигателей, так и газотурбинных энергетических установок.



а) расходные характеристики каналов

б) тепловые характеристики каналов

Рисунок 11 – Результаты экспериментальных исследований каналов с различными интенсификаторами теплообмена

$$Nu_{cp} = 0,271 \cdot Re^{0,6}. \quad (4)$$

$$Nu_{cp} = 0,332 \cdot Re^{0,6}. \quad (5)$$

Четвертая глава посвящена обработке методики интеграции новых разработанных научно-технических решений для совершенствования системы охлаждения лопатки газовой турбины с заданными геометрическими ограничениями.

Объектом для внедрения разработанных решений в системы охлаждения являлась рабочая лопатка первой ступени газовой турбины энергетической ГТУ. С использованием оборудования для 3D сканирования и компьютерной томографии экспериментального комплекса для реинжиниринга и повышения эффективности систем охлаждения лопаток высокотемпературных газовых турбин были получены данные, позволяющие разработать трехмерную модель базовой лопатки газовой турбины

После получения трехмерной модели лопатки газовой турбины была проведена модернизация ее системы охлаждения с использованием новых разработанных решений. Устройство разработанной системы охлаждения лопатки представлено на рисунке 12.

Для уменьшения несимметричности температурного поля между корытом и спинкой лопатки в ребре, разделяющем каналы С2 и С3, выполнены шесть отверстий со стороны корыта для интенсификации теплоотдачи с ее поверхности. В периферийном сечении канала С3 выполнено сужение для перераспределения расхода из канала С3 в канал С2 через шесть отверстий. Базовая система охлаждения рабочей лопатки в области выходной кромки в качестве метода организации конвективного охлаждения имела вихревую матрицу. Для уменьшения гидравлического сопротивления и улучшения эффективности охлаждения выходной кромки было предложено сократить область, занятую вихревой матрицей, и разместить перед ней два ряда штырьковых интенсификаторов, расположенных в канавках. Поскольку выполнение канавок во внутренней части лопатки привело бы к ухудшению ее прочностного состояния в связи с уменьшением толщины стенки, углубление в области размещения штырьков было выполнено путем создания полусферических буртов впереди и сзади первого ряда штырьковых интенсификаторов.

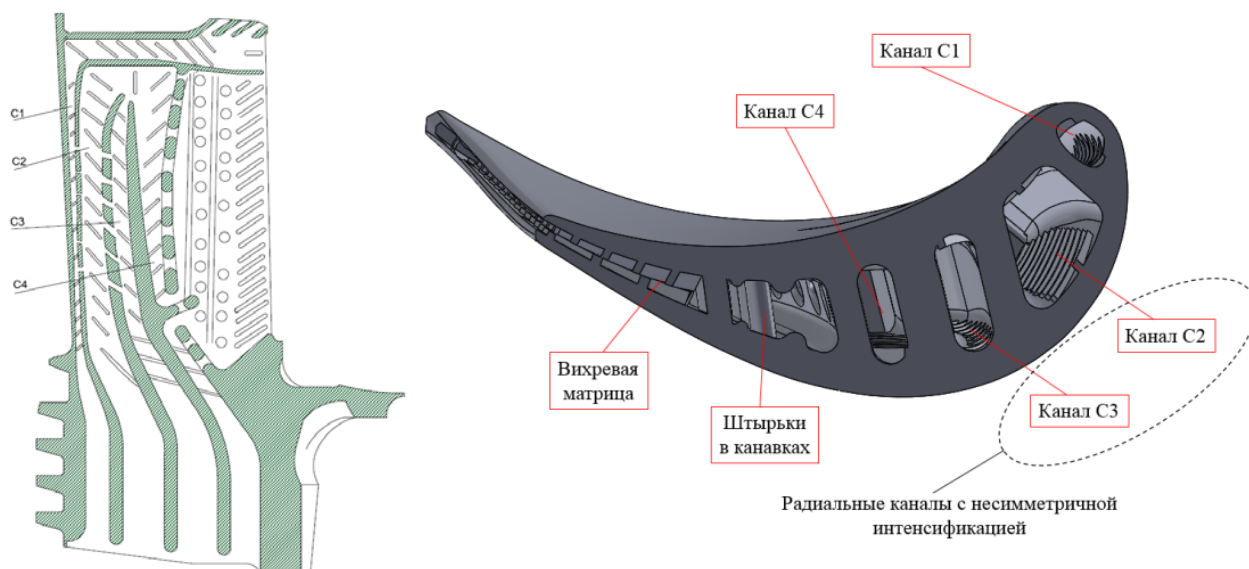


Рисунок 12 – Устройство новой системы охлаждения рабочей лопатки газовой турбины

С применением метода конечно-элементного анализа разработана расчетная гидравлическая модель системы охлаждения лопатки газовой турбины, позволяющая определять расходную характеристику, значения статического давления в узлах гидравлической сети и структуру течения во внутренних каналах лопатки при эксплуатационных параметрах работы, а также в условиях модельных продувок на гидравлическом стенде (рисунок 13). При разработке расчетной модели создание сетки объема потока системы охлаждения лопатки газовой турбины производилось в программном комплексе ANSYS ICEM. Расчетная сетка для объема системы охлаждения – гибридная, неструктурированная. Зона основного потока формировалась из тетраэдров, а зона пристеночного слоя – из призм с безразмерной высотой первого призматического слоя $y^+=1$. Максимальный размер элемента основного потока составляет 0,2 мм. Общий размер рассматриваемой сетки составляет 3,4 млн ячеек. Метод моделирования процессов гидрогазодинамики – метод осреднения системы уравнений Навье-Стокса по Рейнольдсу, модель турбулентности – SST.

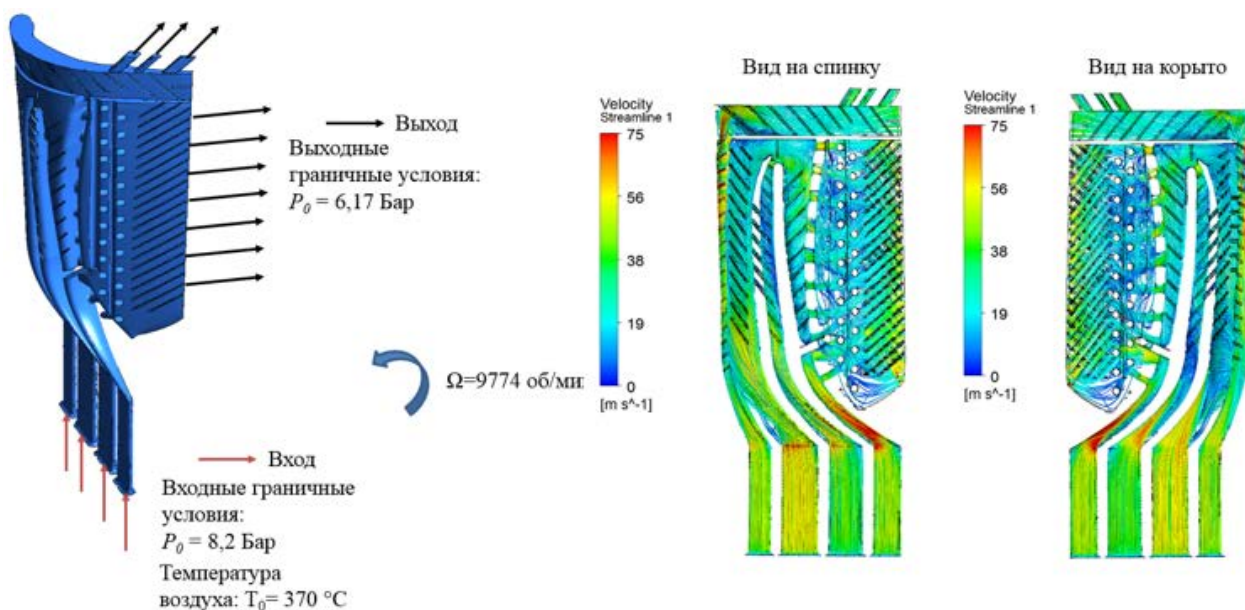


Рисунок 13 – Гидравлическая модель системы охлаждения лопатки и результаты моделирования течения хладагента

Для получения температурного поля лопатки была разработана ее расчетная тепловая модель. Основное отличие в процессе построения расчетной сетки для тепловой модели от гидравлической заключалось в построении расчетной сетки для металла лопатки, которая является тетраэдрической, неструктурированной с максимальным размером элемента 0,4 мм. Общий размер сетки для металла составил 9,5 млн ячеек.

Анализ результатов численного моделирования показал, что при изменении перепада давления на систему охлаждения лопатки с 1,2 до 2,2, расход охлаждающего воздуха увеличивается с 5,66 до 15,98 г/с при условиях испытаний на гидравлическом стенде. Результаты моделирования системы охлаждения лопатки при эксплуатационных граничных условиях показали, что расход воздуха через лопатку составил 34,75 г/с при рабочем перепаде давления, равном 1,33. После получения результатов расчетов гидравлической модели были проведены модельные испытания лопатки на гидравлическом стенде (рисунок 1). Экспериментальная модель системы охлаждения изготавливалась из пластика методом быстрого прототипирования. Верификация результатов показала, что отличие экспериментальных и расчетных значений расхода не превышает 5% во всем исследованном диапазоне перепадов давления, а отличие статического давления в контрольных точках внутренней полости не превышает 8%, что подтверждает адекватность разработанной гидравлической модели лопатки.

При разработке математической тепловой модели для получения достоверных результатов моделирования температурного поля пера лопатки необходимо учитывать все факторы воздействия потока. Выполнить это можно либо детальным моделированием проточной части, что является довольно трудоемким процессом и зачастую не целесообразным, поскольку невозможно учесть все факторы (конструктивные и аэродинамические) работы натурной машины, либо использовать в качестве граничных условий экспериментальные данные распределения коэффициента теплоотдачи по газовой стороне и распределения температуры газа по перу базовой лопатки, для которой осуществляется реверс-инжиниринг. При разработке расчетной тепловой модели рассматриваемой лопатки использовался второй способ – с заданием распределения тепловых характеристик по перу лопатки (рисунок 14).

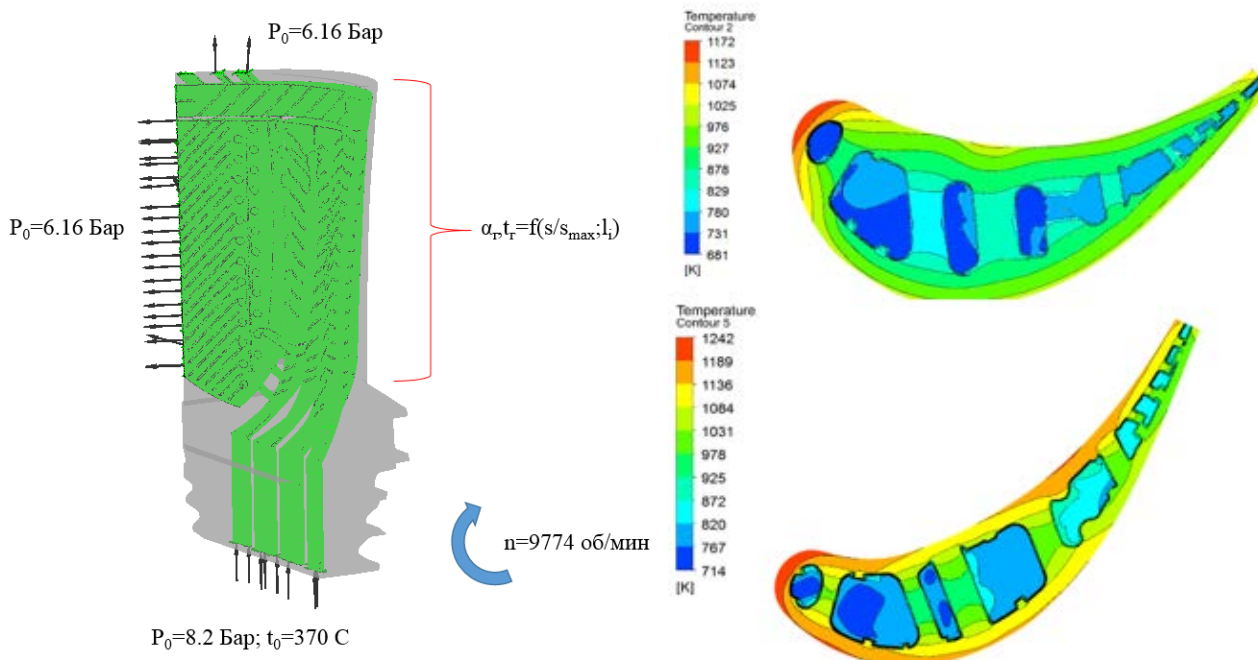


Рисунок 14 – Тепловая модель системы охлаждения лопатки и результаты моделирования температурного поля при эксплуатационных параметрах работы

Полученное численным моделированием температурное поле лопатки газовой турбины при эксплуатационных параметрах работы показало, что максимальная температура на стенке лопатки, наблюдаемая на входной кромке, обусловленная торможением потока в этой области,

не превышает 1270К, что соответствует современному допустимому уровню температур для лопаток высокотемпературных газовых турбин. Максимальная разница температур между корытом и спинкой профиля не превышает 160К. По сравнению с исходной конструкцией охлаждаемой лопатки разработанный вариант системы охлаждения обеспечил снижение неравномерности температурного поля в поперечных сечениях пера на 22-46К. Результаты моделирования температурного состояния лопатки в составе межлопаточного канала при модельных условиях показали, что максимальная разница температур между спинкой и корытом лопатки не превышает 50К. Меньшая разница температур между частями лопатки при модельных условиях обусловлена меньшим температурным напором между газом и воздухом по сравнению с эксплуатационными параметрами работы лопатки газовой турбины. Верификация результатов показала, что отличие экспериментальных и расчетных значений температуры стенки охлаждающей лопатки не превышает 5%.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1. Разработан расчетно-экспериментальный комплекс, обеспечивающий совершенствование систем охлаждения лопаток наземных ГТУ за счет внедрения решений, зарекомендовавших себя в авиационном газотурбостроении, и позволяющий осуществлять разработку новых охранный способных технических решений. Расчетно-экспериментальный комплекс включает:

- усовершенствованную методику проектирования охлаждаемых лопаток, отличающуюся применением технологий обратного проектирования, методов и моделей математического моделирования и включающую отработку решений на моделях-демонстраторах, изготовленных по аддитивной технологии;

- экспериментальный комплекс, обеспечивающий проведение испытаний отдельных элементов системы охлаждения, а также всей ее конструкции с применением моделей-демонстраторов, изготовленных по аддитивной технологии.

2. На основании проведенных исследований сформирован научно-технический задел, обеспечивающий повышение эффективности систем охлаждения лопаток турбин и ГТУ в целом, включающий следующие научно обоснованные технические решения:

- закрытая циклонная схема охлаждения входной кромки лопатки с относительными диаметрами подводящих и отводящих отверстий, равными 0,32 и 0,48 соответственно, конструкция которой позволяет обеспечить равномерное распределение охлаждающих струй по внутренней поверхности входной кромки;

- метод интенсификации конвективного теплообмена, заключающийся в размещении штырькового интенсификатора в углубление, представляющее собой лунку или канавку, что позволяет организовать вихревое движение потока высокой интенсивности и ликвидировать в пристеночной области застойную зону, имеющую место при обтекании штырька потоком. Расчетно-экспериментальным путем установлено, что размещение цилиндрических штырьков в лунки приводит в диапазоне чисел Рейнольдса 4000-14000 к уменьшению пропускной способности щелевого канала с шахматным пучком штырьков на 9%, а числа Нуссельта – на 10-11%, при этом размещение штырьков в канавки приводит к увеличению пропускной способности щелевого канала с шахматным пучком штырьков на 45-50%, а числа Нуссельта – на 30%;

- метод снижения температурной неравномерности между спинкой и корытом в середине пера охлаждаемой лопатки, заключающийся в размещении пристеночных отверстий в разделяющей радиальные каналы перегородке, что позволяет увеличить теплосъем с поверхности лопатки за счет уменьшения толщины пограничного слоя в одном радиальном канале и создания дополнительной струйной интенсификации в другом радиальном канале. Расчетно-экспериментальным путем установлено, что в диапазоне чисел Рейнольдса 6000-18000 приме-

нение предложенного метода несимметричной интенсификации обеспечивает увеличение теплоотдачи в среднем до 20% со стороны спинки и 35% со стороны корыта пера лопатки газовой турбины.

3. Отработана методика интеграции методов повышения эффективности охлаждения, разработанных для лопаток авиационных газотурбинных двигателей, в системы охлаждения лопаток энергетических ГТУ.

ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Научные статьи в изданиях, рекомендованных ВАК Минобрнауки России для опубликования основных научных результатов:

1) Шевченко И.В., Соколов В.П., Рогалев А.Н., Вегера А.Н., Осипов С.К. Исследование влияния геометрических параметров циклонной системы охлаждения входной кромки лопатки газовой турбины на ее теплогидравлические характеристики / Вестник Московского авиационного института. – 2021. – № 28(4). – С. 59-70.

Научные статьи в изданиях, входящих в международные базы цитирования Scopus и Web of Science:

2) Shevchenko I.V., Rogalev A.N., Shevchenko M.I., Vegera A.N. Method of calorimetric measurements in molten metal thermostat and its application for developing blade cooling system of gas turbines / International Journal of Applied Engineering Research. – 2017. – № 12(10). – pp. 2382-2386.

3) Shevchenko I.V., Rogalev A.N., Garanin I.V., Vegera A.N., Kindra V.O. Research and development of asymmetrical heat transfer augmentation method in radial channels of blades for high temperature gas turbines / Journal of Physics: Conference Series. – 2017. – № 891(1). – 012142.

4) Shevchenko I.V., Rogalev A.N., Garanin I.V., Komarov I.I., Vegera A.N. Asymmetrical heat transfer intensification method for high-temperature gas turbines blades / International Journal of Applied Engineering Research. – 2017. – № 12(18). – pp. 7478-7484.

5) Shevchenko I.V., Rogalev N.D., Rogalev A.N., Vegera A.N., Bychkov N.M. Verification of thermal models of internally cooled gas turbine blades / International Journal of Rotating Machinery. – 2018. – № 2018. – 6780137.

6) Shevchenko I.V., Osipov S.K., Vegera A.N., Komarov I.I. Cooling efficiency of gas turbine blade leading edge with a closed whirler / Journal of Physics: Conference Series. – 2018. – № 1128(1). – 012023.

Доклады на конференциях:

7) Киндра В. О., Осипов С.К., Вегера А.Н., Шевченко И.В., Рогалев А.Н. Разработка и численное исследование штырьковых турбулизаторов потока, размещенных в конфузородиффузорных каналах / Труды VII Российской национальной конференции по теплообмену. – М.: Издательский дом МЭИ, 2018. – С. 364-367.

8) Шевченко И. В., Гаранин И.В., Осипов С.К., Вегера А.Н. Разработка и исследования односторонней интенсификации теплоотдачи в радиальных каналах охлаждения лопаток газовых турбин / Труды VII Российской национальной конференции по теплообмену. – М.: Издательский дом МЭИ, 2018. – С. 435-438.

9) Вегера А.Н., Рогалев А.Н., Шевченко И.В. Разработка и исследование методов интенсификации теплообмена для системы охлаждения лопатки газовой турбины / Сборник докладов Международной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения». – Самара: Самарский университет, 2021. – С. 188-189

Патенты:

10) Охлаждаемая лопатка соплового аппарата газовой турбины: пат. № 2663966 РФ / Шевченко И.В., Рогалев Н.Д., Рогалев А.Н., Вегера А.Н., Бычков Н.М. – заявл. 14.11.2017; опубл. 13.08.2018.

11) Охлаждаемая лопатка газовой турбины: пат. № 2686244 РФ / Шевченко И.В., Рогалев А.Н., Киндра В.О., Вегера А.Н., Злышко О.В.– заявл. 13.11.2018; опубл. 24.04.2019.