

На правах рукописи

БАЙБУЗЕНКО Игорь Николаевич

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ВОЗДУШНО-КОНВЕКТИВНЫХ СИСТЕМ
ОХЛАЖДЕНИЯ ЛОПАТОК ТУРБИН С ВНУТРИКАНАЛЬНЫМ
ОРЕБРЕНИЕМ ДЛЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ГАЗОТУРБИННЫХ
УСТАНОВОК БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ**

Специальность 05.04.12 –

Турбомашины и комбинированные турбоустановки

АВТОРЕФЕРАТ

диссертация на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Москва – 2019

Работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана» (национальный исследовательский университет)

Научный руководитель: **Иванов Вадим Леонидович**,
кандидат технических наук, почетный работник высшего специального образования РФ, доцент кафедры газотурбинных и нетрадиционных энергоустановок ФГБОУ ВО МГТУ им. Н.Э. Баумана

Официальные оппоненты: **Щукин Андрей Викторович**,
доктор технических наук, профессор кафедры теплотехники и энергетического машиностроения Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева – КАИ» (ФГБОУ ВО «КНИТУ-КАИ»)

Харьковский Сергей Валентинович,
кандидат технических наук, главный научный сотрудник отдела «Газовые турбины» Федерального государственного унитарного предприятия «Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова» (ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова»)

Ведущая организация: **Открытое акционерное общество «Всероссийский дважды ордена Трудового Красного Знамени теплотехнический научно-исследовательский институт» (ОАО «ВТИ»)**

Защита состоится «11» июня 2019 г. в 16 часов 00 минут на заседании диссертационного совета Д 212.141.09 при МГТУ им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, г. Москва, Рубцовская наб., д. 2/18, Учебно-лабораторный корпус, ауд.947.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н.Э. Баумана и на сайте <http://bmstu.ru>.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью учреждения, прошу направить по адресу: 105005, г. Москва, ул. 2-я Бауманская, д. 5, стр. 1, МГТУ им. Н.Э. Баумана, ученому секретарю диссертационного совета Д212.141.09.

Автореферат разослан «19» апреля 2019 г.

Ученый секретарь диссертационного совета Д 212.141.09,
кандидат технических наук, доцент

 Тумашев Р.З.

Общая характеристика работы.

Актуальность диссертационной работы. Газотурбинные установки (ГТУ) получили широкое распространение в различных отраслях промышленности, на воздушном, наземном, водном транспорте, используются в гражданских и военных целях; энергетические ГТУ стали неотъемлемой частью тепловых электрических станций. ГТУ прошли большой путь развития от первых образцов с температурой газа перед турбиной 800 К, КПД 18% и мощностью 4 МВт до современных установок, для которых агрегатная мощность составляет более 300 МВт, КПД 40%, а расход воздуха через проточную превышает 800 кг/с. Столь высоких параметров удалось достичь благодаря росту температуры газа на входе в турбину и степени повышения давления в компрессоре, что в свою очередь потребовало применения эффективных систем охлаждения лопаточных аппаратов турбин. К системам охлаждения предъявляются требования по минимизации расхода отбираемого воздуха при обеспечении заданного уровня температуры металла. Одним из наиболее распространенных способов воздушного охлаждения лопаточных аппаратов турбин является конвективно-пленочное, эффективность которого во многом зависит от степени совершенства внутреннего конвективного охлаждения.

В применении для энергетических турбомашин большой мощности наибольшее распространение получила продольно-петлевая конфигурация внутренних каналов охлаждения. Выбор такой схемы характерен для лопаток с большой хордой. Интенсификация теплоотдачи обеспечивается посредством оребрения стенки канала поперечными (по отношению к направлению потока) интенсификаторами различных конфигураций. Воздействие на течение преимущественно локализуется в области пограничного слоя. При течении за ребром происходит отрыв пограничного слоя, и далее реализуется течение на начальном участке, что обеспечивает интенсификацию теплоотдачи. При этом в зоне смешения основного потока и отрывного течения за ребром генерируются турбулентные пульсации, которые переносятся в область присоединения, тем самым дополнительно интенсифицируя теплоотдачу.

Данный способ интенсификации теплоотдачи известен достаточно давно. Многочисленные экспериментальные исследования, представленные в доступных публикациях, свидетельствуют о его детальном изучении. Однако большинство исследований выполнены в диапазоне значений числа Рейнольдса $Re < 80'000$, рассчитанного по гидравлическому диаметру внутреннего канала системы охлаждения. Данные представлены преимущественно в виде интегральных характеристик по теплоотдаче для оребренной поверхности. Для энергетических турбин рост единичной мощности связан в том числе с увеличением расхода горячего газа в проточной части турбины. В связи с этим для современных и перспективных энергетических турбин течение во внутренних каналах характеризуется значениями числа Рейнольдса в диапазоне $Re = 80'000 - 200'000$, приведенная скорость составляет $\lambda = 0.1 - 0.3$.

Формальная экстраполяция результатов предыдущих исследований в данную область неправомочна. Кроме того, если для лопаток с малой хордой

допустима оценка теплового состояния на основе интегральных данных по теплоотдаче для оребренной поверхности, то при больших геометрических размерах лопаток необходимо учитывать локальные характеристики.

К настоящему моменту в России сложился спрос на модернизацию существующих генерирующих мощностей и ввод новых. В рамках программы импортозамещения принятая энергетическая стратегия на период до 2030 года, целью которой является достижение конкурентоспособности отечественных турбомашин.

В данной работе представлены результаты исследования тепло-гидравлических характеристик оребренных каналов систем охлаждения в диапазоне значений числа Рейнольдса $Re = 100'000 - 180'000$, что соответствует современным мощным и перспективным энергетическим ГТУ. Обобщенные материалы исследования базируются на локальных значениях коэффициента теплоотдачи для межреберных участков поверхности теплообмена канала лопатки. Полученные данные позволяют совершенствовать системы охлаждения турбин, а именно выбирать эффективную конфигурацию оребрения и повышать достоверность расчета теплонапряженного состояния лопаток турбин.

Цель работы: исследование влияния конфигурации и относительных геометрических параметров оребрения на распределение локальных значений коэффициента теплоотдачи для оребренной стенки и гидравлическое сопротивление в канале при значениях числа Рейнольдса в диапазоне $Re = 100'000 - 180'000$; разработка рекомендаций по выбору рациональной конфигурации оребрения канала для системы охлаждения лопаток турбин с учетом среднеинтегральных и локальных характеристик теплоотдачи, что позволит повысить эффективность и ресурс энергетических ГТУ. Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

1. На основе анализа известных опубликованных данных выявить ключевые геометрические факторы влияния оребрения на теплообмен и обосновать выбор конфигураций оребрения для исследования.

2. Разработать методику проведения и обработки эксперимента, выбрать тип используемого экспериментального оборудования, разработать и изготовить экспериментальный стенд.

3. Провести физический эксперимент и выявить факторы влияния различных типов оребрения на локальные и интегральные характеристики теплообмена и гидравлического сопротивления в канале при значениях числа Рейнольдса в диапазоне $Re = 100'000 - 180'000$.

4. Провести численное моделирование течения в оребренном канале для изучения структуры потока и особенностей вторичных течений.

5. Разработать рекомендации по использованию обобщенных результатов экспериментального исследования для проектирования систем охлаждения лопаток турбин.

Научная новизна заключается в том, что:

1. Получены новые экспериментальные данные по локальному распределению значений коэффициента теплоотдачи на оребренной

поверхности при обтекании поперечных, наклонных и шевронных ребер-интенсификаторов для $Re = 100'000 - 180'000$ при относительных геометрических параметрах характерных для систем охлаждения деталей горячего тракта энергетических турбомашин. Указаны характерные особенности рассмотренных типов оребрения.

2. На основании экспериментальных данных для оребренной поверхности был расширен диапазон критериальных зависимостей в виде числа Нуссельта как функции числа Рейнольдса $Nu = f(Re)$, приведены значения гидравлического коэффициента трения f в оребренном канале, указаны рекомендации по применению оребрения для создания эффективных систем охлаждения.

3. На примере расчета теплового состояния охлаждаемого соплового аппарата турбины ГТУ большой мощности показано, что для повышения точности предсказания температуры металла, а следовательно, и ресурса необходимо в качестве конвективного граничного условия для оребренного канала задавать локальное распределение коэффициента теплоотдачи (вместо традиционного подхода, когда используется осредненное значение для межреберной поверхности).

Достоверность и обоснованность полученных результатов обеспечивается применением современных средств измерений при проведении экспериментальных исследований, оценкой неопределенностей измерений, повторяемостью экспериментов и согласованностью результатов настоящей работы с полученными ранее другими авторами для сходных условий эксперимента.

Теоретическая и практическая значимость работы заключается в том, что полученные экспериментальные и расчетные данные для теплоотдачи и гидравлического сопротивления в оребренных каналах могут быть использованы при проведении расчетов теплонапряженного состояния систем охлаждения энергетических турбомашин, что повысит их точность и позволит разрабатывать эффективные системы охлаждения. Результаты исследования раскрывают локальные особенности теплообмена при обтекании ребер-интенсификаторов и расширяют представление о физическом содержании рассмотренных процессов. Разработанный экспериментальный стенд используется в учебном процессе на кафедре газотурбинных и нетрадиционных энергоустановок МГТУ им. Н.Э. Баумана для проведения лабораторных работ по курсу «Системы охлаждения».

Апробация результатов работы. Основные результаты исследований, изложенные в диссертации, были представлены и получили и одобрение на: трех Международных Форумах Двигателестроения «Научно-технический Конгресс по двигателестроению» (г. Москва, 2014, 2016, 2018 гг.), заседаниях кафедры газотурбинные и нетрадиционные энергоустановки МГТУ им. Н.Э. Баумана (г. Москва, 2018 г.), Всероссийской научно-технической конференции молодых ученых и специалистов «Новые решения и технологии в газотурбостроении», ЦИАМ им. П.И. Баранова (г. Москва, 2015 г.), Пятой Российской национальной конференции по теплообмену «РНКТ5», МЭИ (ТУ)

(г. Москва, 2010 г.), Второй Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов «Будущее машиностроения», МГТУ им. Н.Э. Баумана (г. Москва, 2009 г.), Тринадцатой Всероссийской межвузовской научно-технической конференции «Газотурбинные и комбинированные установки и двигатели», МГТУ им. Н.Э. Баумана (г. Москва, 2008 г.). Положения работы были отмечены дипломом за лучшую научную работу по направлению Энергомашиностроение на Второй Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов «Будущее машиностроения», МГТУ им. Н.Э. Баумана (г. Москва, 2009 г.).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 10 научных работ (5 статей, 5 тезисов докладов и материалов конференций), из них 3 статьи в журналах из списка ВАК РФ, включая 1 в журнале, цитируемом в базах Web of Science, Scopus, 1 издана на английском языке, общим объемом 1.87 п.л.

Личный вклад автора заключается в постановке цели и задач исследования, анализе опубликованных данных, проведении экспериментального исследования и математического моделирования теплоотдачи и трения для течения в канале при различных конфигурациях ребер-интенсификаторов для систем охлаждения лопаток газовых турбин. Диссертационная работа выполнена в лаборатории кафедры газотурбинных и нетрадиционных энергоустановок МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Автором была разработана экспериментальная установка, включающая входное устройство, компактный электрический нагреватель для обеспечения равномерного подогрева воздуха по сечению, перепускное устройство и рабочий участок, системы измерения параметров, программное обеспечение для синхронизированного сбора данных датчиков и визуальных изображений цифровой видеокамеры. На основании серии проведенных экспериментальных и численных исследований теплоотдачи и трения в каналах с различными конфигурациями ребер-интенсификаторов выполнено обобщение и анализ результатов.

Положения, выносимые на защиту:

1. Экспериментально полученные локальные характеристики теплоотдачи при течении в оребренном канале при варьировании следующих геометрических параметров:
 - угла установки ребер-интенсификаторов;
 - количества оребренных стенок;
 - формы ребер-интенсификаторов (шевроны).
2. Критериальные зависимости для теплоотдачи и значения коэффициентов трения при течении в оребренном канале для диапазона $Re = 100'000 - 180'000$
3. Данные и рекомендации по применению ребер-интенсификаторов для систем охлаждения турбомашин.

Структура и объем диссертации. Текст диссертации изложен на 155 страницах и состоит из введения, 4 глав, заключения, списка литературы и приложения. Работа иллюстрирована 88 рисунками и имеет 14 таблиц. Список литературы насчитывает 119 наименований.

Содержание работы

Во введении отмечена актуальность диссертационной работы, ее теоретическая и практическая значимость, поставленные цель и задачи исследования, отражена научная новизна, дана общая характеристика работы и кратко описано содержание.

Первая глава носит обзорный характер. В ней представлены тенденции развития энергетических турбин и уровень параметров рабочего процесса. Показано, что энергетические турбомашины средней и большой мощности занимают ключевую долю рынка по стоимости. На примере расчета параметров цикла показано негативное влияние отбора воздуха для систем охлаждения на КПД турбомашины и обоснована актуальность разработки систем охлаждения, обеспечивающих высокий уровень теплоотдачи.

Приведено описание конструкций современных систем охлаждения деталей горячего тракта энергетических турбин большой и средней мощности. Показано, что петлевые каналы находят широкое применение для охлаждения сопловых и рабочих лопаток турбин, и что для интенсификации теплоотдачи на стенке канала используются периодически расположенные ребра. На Рис.1 показаны примеры данных конструкций. Оценка параметров течения воздуха в каналах систем охлаждения показывает, что диапазон значений числа Рейнольдса, рассчитанного по гидравлическому диаметру канала, составляет $Re = 80'000 - 200'000$.

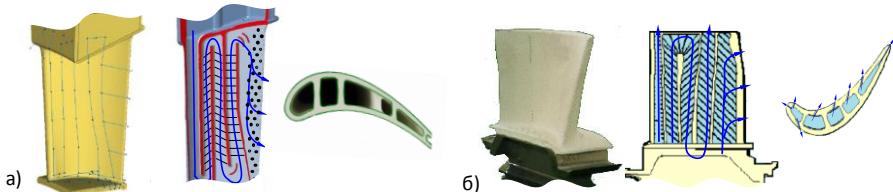


Рис.1. Системы охлаждения: а) сопловых аппаратов; б) рабочих лопаток

Проведен обзор работ, посвященных изучению структуры течения, а также интенсификации теплоотдачи и гидравлическому сопротивлению в оребренных каналах. Приведенный иллюстративный материал наглядно показывает особенности течения, которое реализуется при обтекании поперечных ребер-интенсификаторов — за ребром происходит отрыв пограничного слоя, и далее реализуется течение на начальном участке, что обеспечивает интенсификацию теплоотдачи. При этом в зоне смешения основного потока и отрывного течения за ребром генерируются турбулентные пульсации, которые переносятся в область присоединения, тем самым дополнительно интенсифицируя теплоотдачу.

Описаны наиболее часто применяемые подходы к экспериментальному исследованию теплоотдачи в оребренных каналах. При обзоре результатов опубликованных работ внимание было уделено выявлению ключевых параметров, определяющих характеристики течения и теплообмена в оребренном канале. Наибольшее применение находят конфигурации оребрения с углами установки к потоку $\varphi = 45^\circ, 60^\circ, 90^\circ$. Для обеспечения умеренного

уровня гидравлического сопротивления высота оребрения e , нормированная на гидравлический диаметр D , выбирается в диапазоне $e/D = 0.05 – 0.15$. Относительный шаг оребрения $P/e = 10$ является оптимальным для реализации отрывного течения с последующим течением на начальном участке в пределах одной межреберной поверхности. Соотношение ширины к высоте канала в пределах диапазона $W/H = 1.0 – 2.0$ не оказывает существенного влияния на теплоотдачу. Также показано, что действие массовых сил во вращающейся системе (при частоте вращения 3000 об/мин) оказывает незначительное влияние на теплоотдачу. Влияние условия входа в оребренный канал, как то: внезапное сужение или плавный вход, на уровень теплоотдачи находится в пределах 10%. Степень турбулентности набегающего потока оказывает влияние на уровень теплоотдачи преимущественно для нескольких первых межреберных поверхностей, и далее уровень турбулентности потока определяется конфигурацией оребрения. В целом оребренным каналам посвящено существенное число работ, однако большинство исследований сделано для диапазона $Re = 10'000 – 80'000$. Автору известны лишь несколько работ для значений Re , превышающих указанный диапазон.

Вторая глава посвящена описанию экспериментального стенда и математической модели для исследования локальных характеристик теплоотдачи и гидравлического сопротивления в оребренном канале.

Одним из современных подходов к определению характеристик теплообмена в элементах систем охлаждения деталей горячего тракта турбин является нестационарный метод при использовании термохромных жидкокристаллов (ТЖК). На Рис.2 показана схема экспериментального стенда, разработанного автором в МГТУ им. Н.Э. Баумана на кафедре газотурбинных и нетрадиционных энергоустановок. Канал 4 моделирует в увеличенном масштабе внутренний оребренный канал системы охлаждения лопатки турбины. Геометрические размеры выбраны на основании анализа типовых систем охлаждения лопаток. Относительная высота оребрения составляет $e/D = 0.083$ от гидравлического диаметра канала D (рассчитанного по незагроможденному проходному сечению). Относительный шаг оребрения равен $P/e = 10$. Сечение ребер-интенсификаторов — квадратное, поперечное сечение канала — прямоугольное с отношением сторон $W/H = 3/2$.

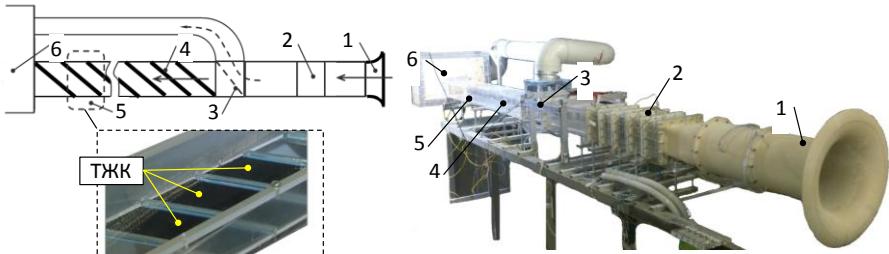


Рис.2. Общий вид стенда: 1 – входное устройство, 2 – нагреватель, 3 – заслонка, 4 – канал, 5 – рабочий участок, 6 – вентилятор

Нестационарный метод измерения коэффициента теплоотдачи основан на скачкообразном изменении температуры воздуха на входе в рабочий участок 5 (см. Рис.2) и мониторинге по времени темпа прогрева стенки. Для измерения локальной температуры стенки на рабочем участке 5 поверх межреберной поверхности установлены ТЖК (толщиной $\delta = 100$ мкм). Ключевой особенностью ТЖК является способность изменять цвет лишь в узком температурном диапазоне (в видимом световом спектре), в остальном диапазоне ТЖК оптически прозрачны. Для определения соответствия между цветовой индикацией ТЖК и температурой стенки был разработан калибровочный стенд. Получено значение температуры стенки, соответствующее максимальной интенсивности цвета ТЖК.

Сбор данных осуществляется высокопроизводительной многоканальной системой, выполненной на базе SCXI National Instruments. Температура воздуха и стенки измеряется термопарами хромель-копель, давление воздуха — датчиками Honeywell мембранных типов. Цветовой отклик ТЖК в ходе эксперимента регистрируется цифровой видеокамерой. В среде LabView разработана программа для синхронизированного сбора данных в процессе проведения эксперимента. Пример цветовой индикации ТЖК в различные моменты времени для оребренного канала показан на Рис.3 (здесь и далее течение сверху вниз). В ходе обработки результатов для каждой точки межреберной поверхности определяется момент времени t , в который зарегистрирована максимальная интенсивность цвета ТЖК.

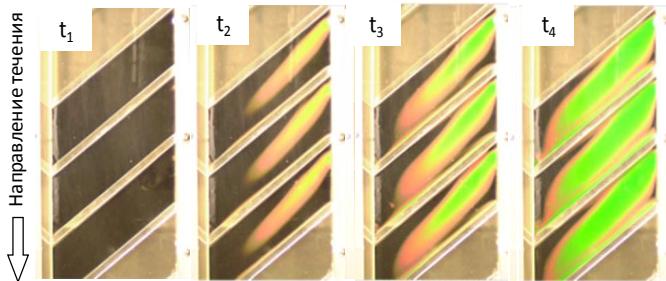


Рис.3. Цветовая индикация ТЖК при прогреве межреберной поверхности оребренного канала в моменты времени: $t_1 < t_2 < t_3 < t_4$

На основании калибровочных данных для ТЖК в момент времени t известна локальная температура стенки T_w . Также проводятся измерения температуры воздуха T_{air} и температуры стенки T_0 в начальный момент времени. Прогрев стенки с низкой теплопроводностью (канал выполнении из плексигласа, $\lambda_w = 0.19$ Вт/(м·К)) можно считать одномерным, т.е. тепловой поток в плоскости стенки отсутствует. Тогда для определения локальных значений коэффициентов теплоотдачи α используется решение одномерной нестационарной задачи о теплопроводности для полубесконечной стенки в виде (1).

$$(T_w - T_0)/(T_{air} - T_0) = 1 - e^{\beta^2} \cdot erfc(\beta); \text{ где } \beta = \alpha \sqrt{t/(\rho_w c_p \lambda_w)} \quad (1)$$

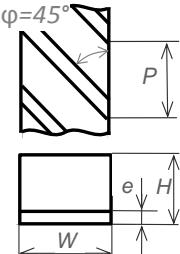
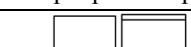
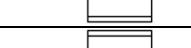
Серия измерений коэффициента теплоотдачи для гладкого канала (без ребер-интенсификаторов) была выполнена при $Re = 100'000 - 130'000$. Измерения температуры стенки проводились на расстоянии $x = 0.9 - 1.2$ м от входа в канал. Полученные значения коэффициента теплоотдачи были сопоставлены с известными критериальными соотношениями для теплоотдачи в канале в зависимости от расстояния x от входа: Сукомел С.А. $Nu = 0.022 Re^{0.8} \cdot Pr^{0.43} \cdot [1.38 \cdot (x/D)^{-0.12}]$ и Петухов Б.С., Гнелинский В. $Nu = (\xi/8) \cdot Re \cdot Pr / [1.07 + 12.7\sqrt{\xi/8} \cdot (Pr^{2/3} - 1)] \cdot [1 + 1/3 \cdot (D/x)^{2/3}]$, где $\xi = (1.8 \log_{10} Re - 1.5)^{-2}$. Данные согласуются с точностью $\pm 5\%$. Проведена оценка неопределенности при измерении коэффициентов теплоотдачи и коэффициента трения в соответствии с ГОСТ Р 54500.3-2011. Неопределенность для коэффициента трения составляет не более $\Delta f = \pm 4\%$, коэффициента теплоотдачи — $\Delta \alpha = \pm 7\%$, нормированного числа Нуссельта — $\Delta(Nu/Nu_0) = \pm 8\%$.

Помимо экспериментального исследования в данной работе было проведено численное моделирование теплообмена и трения при течении в оребренном канале. Расчетная область повторяет оребренный канал экспериментальной установки. Численное решение уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу, уравнения неразрывности и энергии в стационарной трехмерной постановке для сжимаемого газа выполнено с использованием программного комплекса ANSYS FluentTM, использовались двухпараметрические модели турбулентности k-ε, k-ω.

В третьей главе рассмотрены результаты экспериментального исследования и численного моделирования теплообмена и трения при течении в оребренном канале при варьировании угла установки оребрения, количества оребренных стенок, а также для шевронного оребрения в диапазоне $Re = 100'000 - 180'000$. Конфигурации оребрения приведены в Таблице 1.

Таблица 1.

Конфигурации оребрения

	Угол установки ребра к потоку	Число оребрен. сторон	
		1, 2	
	90°		
	45°		
	60°		
	шевр. 45°		
	шевр. 60°		

Результаты эксперимента демонстрируют неравномерный характер распределения поля значений коэффициента теплоотдачи. В качестве иллюстрации на Рис. 4 показано распределение коэффициента теплоотдачи при угле установки $\varphi = 45^\circ$ при различных числах Re . Следует отметить, что при различных Re распределение поля значений коэффициента теплоотдачи,

нормированного на среднее значение α/α_{avg} , носит сходный характер. На Рис.5 показано экспериментально полученное распределение нормированного коэффициента теплоотдачи α/α_{avg} для одно- и двустороннего оребрения при углах установки $\varphi = 90^\circ, 45^\circ, 60^\circ$. Для наклонного оребрения ($\varphi = 45^\circ, 60^\circ$) зона максимального уровня теплоотдачи расположена в области за входной кромкой ребра (т.е. за частью ребра вблизи боковой стенки, которую поток достигает первой) и далее — по диагонали межреберной поверхности; минимальный уровень теплоотдачи соответствует зоне у выходной кромки (вблизи противоположной стенки). Для поперечного оребрения ($\varphi = 90^\circ$) характерен низкий уровень теплоотдачи в зоне на расстоянии 1–2 высот за ребром, максимальный — для центральной зоны межреберной поверхности.

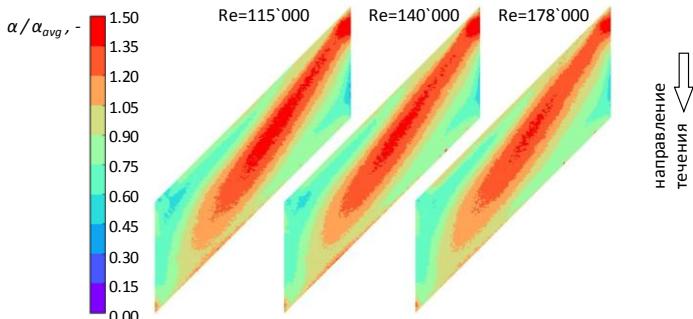


Рис. 4. Локальное распределение значений α/α_{avg} для одностороннего оребрения для $\varphi = 45^\circ$ при различных Re

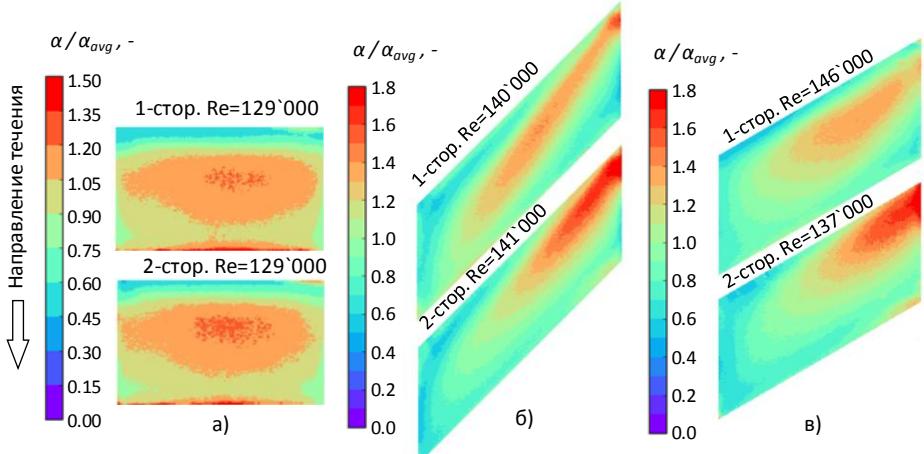


Рис.5. Распределение значений α/α_{avg} для одно- и двустороннего оребрения: а) $\varphi = 90^\circ$; б) $\varphi = 45^\circ$; в) $\varphi = 45^\circ$

Для количественной оценки степени неравномерности коэффициента теплоотдачи удобно провести осреднение в направлении поперек потока для одной межреберной поверхности. Для наклонного одностороннего оребрения уровень теплоотдачи вблизи выходной кромки ребра на 30% ниже среднего

значения. При двустороннем оребрении неравномерность выше на 10%, чем при соответствующем одностороннем. В то же время для поперечного оребрения неравномерность теплоотдачи варьируется в диапазоне 10%.

На основании результатов численного моделирования рассмотрены особенности структуры течения в оребренном канале. На Рис.6 показаны линии тока для течения в канале при поперечном ($\varphi = 90^\circ$) и наклонном ($\varphi = 45^\circ$) оребрении. При обтекании поперечного оребрения в ядре потока реализуется максимальная скорость, течение остается невозмущенным. За поперечным ребром располагается отрывная зона с низкоскоростным возвратным течением. В пристеночной зоне уровень скоростей пониженный.

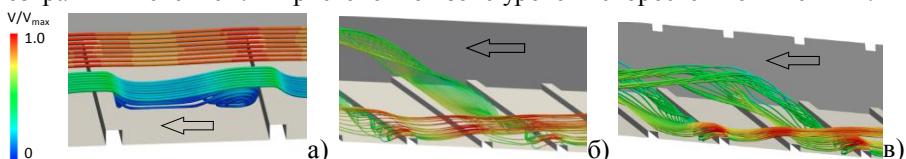


Рис.6. Структура течения в канале: а) одностороннее оребрение, $\varphi = 90^\circ$; б) одностороннее оребрение, $\varphi = 45^\circ$; в) двустороннее оребрение, $\varphi = 45^\circ$

При наклонном оребрении структура течения существенно отличается. Линии тока из ядра потока приходят к стенке. Вблизи межреберной поверхности реализуется диагональное вторичное течение, которое затем сносится основным потоком. Высокий уровень скоростей соответствует положению у входной кромки ребра, у выходной кромки — скорость минимальная. Существенных различий в структуре течения для углов установки $\varphi = 45^\circ$ и $\varphi = 60^\circ$ не обнаруживается. При одностороннем оребрении течение осуществляется аналогичным образом, но скорость вторичного диагонального течения вблизи межреберной поверхности несколько выше в центральной части. Рассмотренные особенности течения иллюстрируют различия в локальном распределении значений коэффициента теплоотдачи, полученных при обтекании поперечного и наклонного оребрения. Высокий уровень теплоотдачи соответствует областям с высокой скоростью потока. При переходе от поперечного к наклонному оребрению структура течения существенно перестраивается, что приводит к росту неравномерности распределения поля значений коэффициента теплоотдачи, а также к увеличению гидравлического сопротивления.

Интенсификация теплоотдачи на межреберной поверхности определяется как отношение осредненного числа Нуссельта Nu для оребренной стенки к числу Нуссельта, рассчитанного для стенки гладкого канала, $Nu_0 = 0.023Re^{0.8}Pr^n$ (где $n = 0.4$ при нагреве и $n = 0.3$ при охлаждении). Сравнение интегральных характеристик интенсификации теплоотдачи показано на Рис.7 для одно- и двустороннего оребрения. Следует отметить тенденцию к снижению интенсификации по мере роста числа Re. При одностороннем поперечном оребрении ($\varphi = 90^\circ$) обеспечивается небольшая интенсификация теплоотдачи $Nu/Nu_0 = 1.2$. Для наклонного оребрения уровень интенсификации теплоотдачи существенно больше. Двустороннее наклонное оребрение с углом установки $\varphi = 60^\circ$ обеспечивает максимальную

интенсификацию $Nu/Nu_0 = 2.1 - 2.3$. Сравнение наклонного оребрения показывает, что уровень интенсификации теплоотдачи для угла установки $\varphi = 45^\circ$ ниже на 5 – 10%, чем для $\varphi = 60^\circ$. Двустороннее оребрение обеспечивает интенсификацию теплоотдачи на оребренной стенке на 25% больше, чем соответствующее одностороннее оребрение.

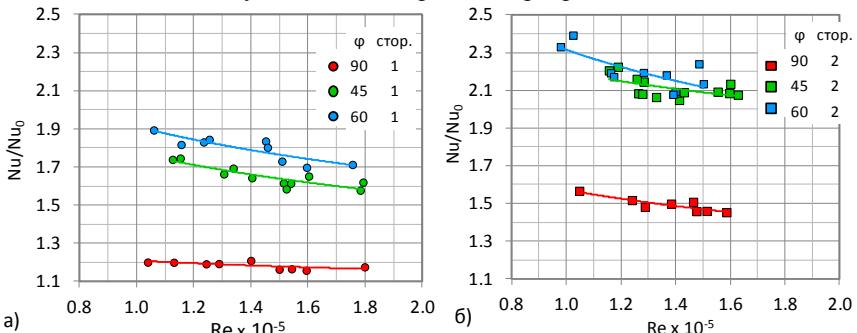


Рис.7. Интенсификация теплоотдачи при углах установки $\varphi = 90^\circ, 45^\circ, 60^\circ$: а) одностороннее оребрение; б) двустороннее оребрение

Применение наклонного оребрения обеспечивает высокий уровень теплоотдачи при заметном уровне неравномерности. С целью уменьшения неравномерности теплоотдачи применяют, так называемое, шевронное оребрение. На Рис.8 показаны результаты экспериментального исследования теплоотдачи для шевронного оребрения при углах установки $\varphi = 45^\circ, 60^\circ$ (угол при вершине $90^\circ, 120^\circ$, направлен против потока).

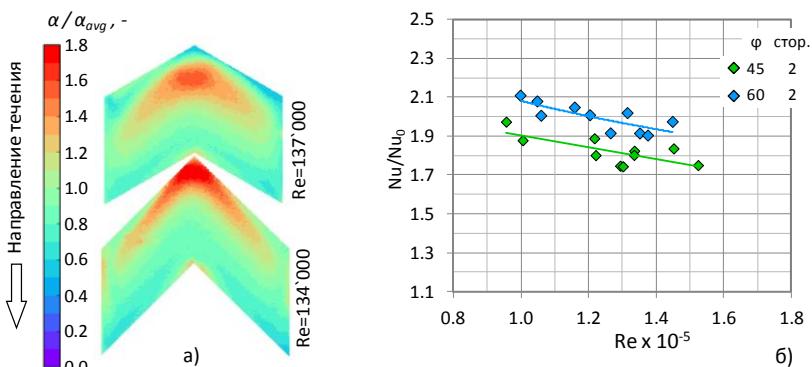


Рис.8. Двустороннее шевронное оребрение, $\varphi = 45^\circ, 60^\circ$: а) значения α/α_{avg} , б) значения Nu/Nu_0

При обтекании системы шевронных ребер максимальный уровень теплоотдачи соответствует зоне в центре канала за вершиной угла, минимальный — вблизи боковых стенок. Зона повышенного уровня теплоотдачи располагается по двум диагоналям от вершины угла к боковым стенкам. При осреднении поля коэффициента теплоотдачи в направлении поперек потока неравномерность для шевронных ребер не превышает 15%.

При этом интегральные значения теплоотдачи несколько ниже, чем при наклонном оребрении. Угол установки $\varphi = 60^\circ$ обеспечивает уровень интенсификации теплоотдачи в диапазоне $Nu/Nu_0 = 1.9 - 2.1$, для угла установки $\varphi = 45^\circ$ уровень интенсификации теплоотдачи ниже на 10%.

Численное моделирование было также проведено для шевронного оребрения. На Рис.9 показана структура течения для углов установки $\varphi = 45^\circ, 60^\circ$. Также как и в случае наклонного оребрения, линии тока из ядра потока приходят к стенке. Вблизи межреберной поверхности реализуется двудиагональное вторичное течение, которое начинается от отрывной зоны у вершины угла и расходится к противоположным стенкам и далее сносится основным потоком. Высокий уровень скоростей соответствует положению у вершины ребра, у боковых стенок скорость минимальная. Существенных различий в структуре течения для углов установки $\varphi = 45^\circ$ и $\varphi = 60^\circ$ не обнаруживается.

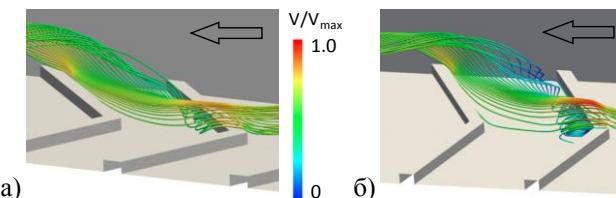


Рис. 9. Линии тока для шевронного двусторонн. оребрения: а) $\varphi = 45^\circ$ б) $\varphi = 60^\circ$

Было проведено сравнение результатов экспериментального исследования и численного моделирования. Численная модель хорошо воспроизводит локальное распределение теплоотдачи, за исключением зон низкоскоростного вторичного течения, при этом максимальные отклонения в интегральных значениях не превышают 30%.

Гидравлический коэффициент трения является второй важной характеристикой интенсификаторов теплообмена. Для рассмотренных конфигураций оребрения были проведены замеры давления по тракту оребренного канала, на основании которых были определены коэффициенты трения $f = D/L \cdot \Delta p / (\rho V^2 / 2)$, где L - длина измерительного участка, м; Δp – потери полного давления, Па; $\rho V^2 / 2$ – скоростной напор, Па. Для сравнительного анализа типов оребрения целесообразно рассмотреть совместно теплоотдачу и гидравлическое сопротивление. Рис.10 показывает значения Nu/Nu_0 и коэффициента трения f . Также приведены критериальные соотношения вида $Nu = A Re^n$. Коэффициент трения в диапазоне $Re = 100'000 - 180'000$ является автомодельным по числу Re . Для одностороннего поперечного и наклонного оребрения при $\varphi = 45^\circ$ получены минимальные значения коэффициента трения; для одностороннего наклонного оребрения при $\varphi = 60^\circ$ коэффициент трения выше на 30%. Сравнение соответствующих конфигураций одно- и двустороннего оребрения показывает двукратное и более различие для коэффициента трения. Максимальное значение коэффициента трения получено для шевронного двустороннего оребрения при $\varphi = 60^\circ$, что больше в 1.5 раза, чем для двустороннего наклонного при $\varphi = 60^\circ$.

Рассмотрим конфигурации наклонного оребрения при $\varphi = 45^\circ$. В сравнении с другими конфигурациями одностороннее оребрение характеризуется средним уровнем теплоотдачи и небольшим гидравлическим сопротивлением. При добавлении оребрения на противоположной стенке уровень теплоотдачи возрастает на 30%, а гидравлическое сопротивление — в 2 раза, при этом, как показано выше, неравномерность коэффициента теплоотдачи увеличивается и достигает 40%. При переходе от двустороннего наклонного оребрения к шевронному уровень теплоотдачи снижается на 10%, коэффициент трения увеличивается в 1.8 раза, при этом неравномерность поля коэффициента теплоотдачи снижается и составляет не более 15%.

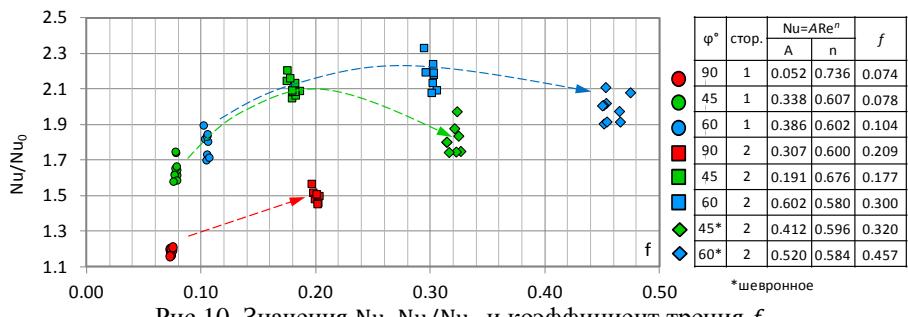


Рис.10. Значения Nu , Nu/Nu_0 и коэффициент трения f

Как упомянуто во введении, объем публикаций по интенсификации теплоотдачи для $Re > 80'000$ весьма ограничен. Рис.11 показывает сравнение полученных данных для нормированных значений Nu/Nu_0 при $\varphi = 45^\circ$. Учитывая некоторый разброс значений, следует отметить хорошее согласование данных работы с результатами других авторов.

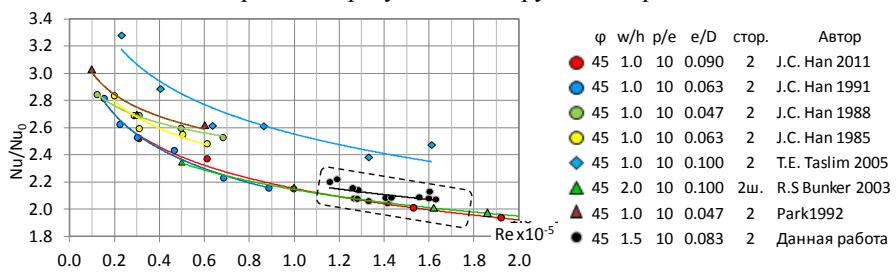


Рис.11. Сравнение с опубликованными данными

В четвертой главе рассмотрен вопрос применения ребер-интенсификаторов во внутренних каналах конвективной системы охлаждения соплового аппарата второй ступени одновальной энергетической турбины мощностью 180 МВт. Геометрическая модель была восстановлена на основании опубликованных данных. Общий вид показан на Рис.12, а. Подвод воздуха реализован через периферийную платформу, канал входной кромки осуществляет транзит воздуха к втулочной платформе, второй и третий каналы имеют наклонное оребрение при $\varphi = 60^\circ$, четвертый канал — поперечное оребрение, в выходной кромке — штырьки.

Для расчета тепловых конвективных граничных условий со стороны горячего газа выполнено численное моделирование течения в межлопаточном канале. Для расчета параметров охлаждающего воздуха была построена гидравлическая модель. Коэффициенты теплоотдачи для оребренных участков вычислены согласно полученным критериальным зависимостям. Проведено два теплогидравлических расчета: в первом коэффициент теплоотдачи задавался осредненным в пределах одной межреберной поверхности, во втором было задано локальное распределение коэффициента теплоотдачи. На Рис.12, в показано распределение коэффициента теплоотдачи со стороны воздуха для второго расчета и указано осредненное значение для одной межреберной поверхности для первого расчета. Температура воздуха с учетом подогрева (Рис.12, б) определена на основании уравнения теплового баланса.

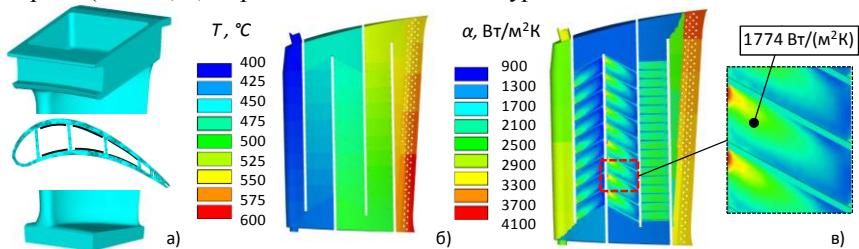


Рис.12. Сопловой аппарат турбины: а) общий вид, б) температура воздуха с учетом подогрева, в) коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха

Для сравнения результатов расчетов удобно вычесть поле температуры металла, полученного в первом расчете, из поля второго расчета (см. Рис.13).

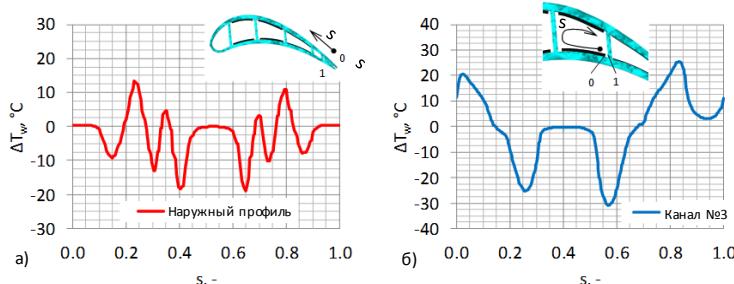


Рис.13. Развортки разности температур металла для двух расчетов: а) по наружному профилю; б) по внутреннему контуру канала #3

Сравнение полученных полей температуры металла демонстрирует существенную локальную разность в температуре металла и, что особенно важно для теплонапряженного состояния, в температурном градиенте, который составляет порядка 50°C на участке стенки малой протяженности. Таким образом, для повышения точности предсказания температуры металла, а, следовательно, и ресурса, необходимо в качестве конвективного граничного условия для оребренного канала задавать локальное распределение коэффициента теплоотдачи, вместо традиционного подхода, когда используется осредненное значение для межреберной поверхности.

Основные результаты и выводы

1. Проведен анализ систем охлаждения энергетических ГТУ большой мощности, обобщены опубликованные данные по интенсификации теплоотдачи и гидравлическому сопротивлению в оребренных каналах и выявлены ключевые геометрические факторы влияния. На основе анализа выбраны конфигурации оребрения для исследования.

2. Создана экспериментальная установка и методики проведения измерений локальных характеристик теплоотдачи и гидравлического сопротивления в оребренном канале.

3. Получены новые экспериментальные данные о влиянии угла установки ($\varphi = 90^\circ, 45^\circ, 60^\circ$), количества оребренных сторон (1, 2), а также специальной формы оребрения (шевронное) на интегральные и локальные характеристики теплоотдачи и гидравлическое сопротивление в оребренном канале при $Re = 100'000 - 180'000$ при относительных геометрических параметрах характерных для систем охлаждения деталей горячего тракта энергетических ГТУ большой мощности.

4. Показано, что, несмотря на существенную неравномерность теплоотдачи на оребренной поверхности, распределение нормированного на среднее значение коэффициента теплоотдачи α/α_{avg} носит сходный характер при различных числах Re . При осреднении коэффициента теплоотдачи в направлении поперек потока для наклонного оребрения ($\varphi = 45^\circ, 60^\circ$) неравномерность достигает 40%, для поперечного ($\varphi = 90^\circ$) и шевронного оребрения неравномерность составляет не более 10% и 15% соответственно.

5. Показано существенное различие в структуре потока при обтекании поперечного и наклонного оребрения. Для наклонного оребрения численная модель предсказывает, что течение в канале формируется по спирали: линии тока из ядра потока приходят к стенке, а вблизи межреберной поверхности реализуется диагональное вторичное течение. Для поперечного оребрения течение в ядре потока остается невозмущенным, отрывное течение локализуется вблизи ребер.

6. Составлены критериальные зависимости для интегральных характеристик теплоотдачи на оребренной поверхности вида $Nu = A Re^n$ и приведены значения коэффициента трения в оребренном канале f .

7. Двустороннее оребрение обеспечивает уровень теплоотдачи на оребренной стенке на 25% больше, чем соответствующее одностороннее оребрение. При этом коэффициент трения возрастает в 2 и более раз.

8. Минимальную интенсификацию теплоотдачи (в сравнении с гладким каналом) обеспечивает поперечное одностороннее оребрение $Nu/Nu_0 = 1.2$, максимальную — наклонное ($\varphi = 60^\circ$) двустороннее оребрение $Nu/Nu_0 = 2.1 - 2.3$; наклонное ($\varphi = 45^\circ$) двустороннее оребрение — несколько меньший уровень $Nu/Nu_0 = 2.05 - 2.2$. Шевронное оребрение обеспечивает уровень интенсификации теплоотдачи в диапазоне $Nu/Nu_0 = 1.9 - 2.1$.

9. Коэффициент трения в диапазоне $Re = 100'000 - 180'000$ является автомодельным по числу Re . Для одностороннего поперечного и наклонного

$(\varphi = 45^\circ)$ оребрения получены минимальные значения коэффициента трения, максимальные — для шевронного двустороннего оребрения при $\varphi = 60^\circ$.

10. Отмечено снижение интенсификации теплоотдачи Nu/Nu_0 с ростом Re , снижение составляет 10% для диапазона $Re = 100'000 - 180'000$

11. Двустороннее наклонное оребрение при $\varphi = 45^\circ$ является оптимальной конфигурацией оребрения по соотношению величин коэффициента теплоотдачи и коэффициента трения. Шевронное оребрение целесообразно применять, когда требуется обеспечить минимальную неравномерность распределения значений коэффициента теплоотдачи, поскольку в сравнении с наклонным оребрением коэффициент теплоотдачи ниже на 10 – 15%, а коэффициент трения выше в 1.5 – 1.7 раза.

12. Рассмотрен вопрос применения ребер-интенсификаторов для внутренних каналов конвективной системы охлаждения на примере соплового аппарата энергетической ГТУ большой мощности. Показано, что для повышения точности предсказания температуры металла, а, следовательно, и ресурса, необходимо в качестве конвективного граничного условия для оребренного канала задавать локальное распределение значений коэффициента теплоотдачи (вместо традиционного подхода, когда используется осредненное значение для межреберной поверхности).

Основные положения диссертационной работы изложены в работах:

1. Байбузенко И.Н., Иванов В.Л. Результаты экспериментального исследования локальных характеристик теплоотдачи в оребренных каналах конвективных систем охлаждения ГТУ большой мощности // Вестник ТюмГУ. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика. 2018. Том 4. № 4. С. 10-20 (0,48 п.л./0,45 п.л.).
2. Байбузенко И.Н., Седлов А.А., Иванов В.Л. Экспериментальное исследование локальных характеристик теплообмена для поверхностей сложной формы с применением термохромных жидких кристаллов // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. 2016. №2. С. 57-62 (0,41 п.л./0,35 п.л.).
3. Байбузенко И.Н., Иванов В.Л. Тепло-гидравлические характеристики оребренных каналов в системах охлаждения элементов турбомашин. Современное состояние и пути развития // Инженерный вестник. МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2014. №2. С. 38-50 (0,43 п.л./0,40 п.л.).
4. Байбузенко И. Н., Седлов А. А., Иванов В. Л., Щеголев Н. Л., Экспериментальное исследование характеристик теплообмена во внутренних каналах систем охлаждения турбомашин при использовании термохромных жидких кристаллов // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана (электронное научно-техническое издание). 2012. №01. С. 1-8 (0,24 п.л./ 0,20 п.л.).
5. Осипов М. И., Байбузенко И. Н. Численный анализ теплообмена и потерь давления при течении во внутренних оребренных каналах и на участках поворота систем охлаждения лопаток газовых турбин // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2010. №3(80). С. 31-39 (0,32 п.л./0,30 п.л.).