

Научная статья
УДК 621.5
DOI: 10.34759/vst-2023-2-122-130

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ОХЛАЖДАЕМЫХ ЛОПАТОК ГАЗОВЫХ ТУРБИН С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МЕТОДА РЕВЕРС-ИНЖИНИРИНГА

Сергей Константинович Осипов¹, Игорь Владимирович Шевченко², Николай Дмитриевич Рогалев³,
Андрей Николаевич Вегера⁴, Павел Александрович Брызгунов⁵ 

^{1, 2, 3, 4, 5} Национальный исследовательский университет «МЭИ»,

Москва, Россия

¹ OsipovSK@mpei.ru

² ShevchenkoIgV@mpei.ru

³ RogalevND@mpei.ru

⁴ VegeraAN@mpei.ru

⁵ BryzgunovPA@mpei.ru 

Аннотация. С использованием метода реверс-инжиниринга разработаны конструкции охлаждаемых лопаток высокотемпературных газовых турбин. Дано обоснование выбора конструктивных решений для интенсификации теплообмена в охлаждающих каналах лопатки. По результатам численных и экспериментальных исследований получены расходная характеристика лопатки и распределение температур металла лопатки в номинальном режиме работы турбины, что позволило сделать вывод о высокой эффективности разработанной теплогидравлической модели.

Ключевые слова: реверс-инжиниринг охлаждаемых лопаток газотурбинных двигателей, циклонное охлаждение входной кромки, интенсификация теплообмена в охлаждаемых лопатках турбин, верификация теплогидравлических моделей охлаждаемых лопаток турбин

Финансирование: работа выполнена при поддержке Минобрнауки России (государственное задание № FSWF-2023-0014, соглашение № 075-03-2023-383 от 18 января 2023 г.).

Для цитирования: Осипов С.К., Шевченко И.В., Рогалев Н.Д., Вегера А.Н., Брызгунов П.А. Разработка и исследование конструкций охлаждаемых лопаток газовых турбин с использованием метода реверс-инжиниринга // Вестник Московского авиационного института. 2023. Т. 30. № 2. С. 122–130. DOI: 10.34759/vst-2023-2-122-130

Original article

RESEARCH AND DEVELOPMENT OF GAS TURBINE ENGINE COOLED BLADES BY REVERSE ENGINEERING METHOD

Sergei K. Osipov¹, Igor' V. Shevchenko², Nikolai D. Rogalev³,
Andrei N. Vegera⁴, Pavel A. Bryzgunov⁵ 

^{1, 2, 3, 4, 5} National Research University "Moscow Power Engineering Institute",

Moscow, Russia

¹ OsipovSK@mpei.ru

² ShevchenkoIgV@mpei.ru

³ RogalevND@mpei.ru

⁴ VegeraAN@mpei.ru

⁵ BryzgunovPA@mpei.ru 

Abstract

At present, one of the basic ways for power plants of gas turbine engines efficiency enhancing is temperatures increasing at the turbine inlet that reach 1500-1700°C, which exceeds melting temperatures of the nickel-based alloys used for turbine blades manufacturing.

To ensure the turbine blades operability and the required life cycle the blades cooling is implemented. Cooling channels should ensure intensive and uniform heat takeoff to ensure the necessary temperatures level at minimum hydraulic

resistance. Traditionally, the blade leading edge zone and the middle of the blade airfoil zone are being marked out. The article being presented analyses the existing design solutions for both leading edge and the middle of the blade thermal exchange intensifying, defines the prototypes of design solutions for the reverse engineering with account for the existing patents. Cyclone cooling models, ensuring heat takeoff by forming stable vortex structures, were selected for the leading edge. Finned radial channels and vortex matrices were selected for the middle of the blade. Thermal-hydraulic models employing these design solutions were computed by the numerical simulation in a wide range of mode parameters and aspect ratios. Experimental studies were conducted using thermal imaging methods and calorimetry to confirm the obtained results. By the results of numerical studies, the temperature at the leading edge did not exceed 1270K, which confirms the necessary efficiency achieving. At the same time, the validation of the hydraulic model showed a discrepancy between physical and numerical simulations no more than 7%.

Keywords: reverse engineering of cooled blades of gas turbine engines, cyclone cooling of the leading edge, intensification of heat transfer in the cooled turbine blades, validation of thermal-hydraulic models of cooled turbine blades

Funding: the work was supported by the Ministry of Education and Science of Russian Federation (State task No. FSWF-2023-0014, Agreement No. 075-03-2023-383 dated January 18, 2023).

For citation: For citation: Rogalev N.D., Osipov S.K., Shevchenko I.V., Vegera A.N., Bryzgunov P.A. Research and Development of Gas Turbine Engine Cooled Blades by Reverse Engineering Method. *Aerospace MAI Journal*, 2023, vol. 30, no. 2, pp. 122-130. DOI: 10.34759/vst-2023-2-122-130

Введение

Одним из основных параметров газотурбинного двигателя (ГТД) является тепловая экономичность цикла. Повысить КПД газотурбинного двигателя возможно за счет роста начальной температуры газов. Дальнейшее повышение температуры газа ограничивается тепловой прочностью ответственных деталей и узлов. Теплонапряженные детали и узлы современного энергетического оборудования работают при температурах, достигающих 1500–1700°C. Лучшие мировые образцы высоколегированных сплавов на основе никеля (с содержанием Ni не менее 70%) имеют температуру плавления на уровне 1100–1200°C. В целях обеспечения работоспособности деталей в таких условиях широко применяются системы охлаждения, позволяющие понизить среднюю температуру стенки детали и тем самым предотвратить ее разрушение от температурного воздействия.

Задачей настоящей работы является разработка и исследование охлаждаемой лопатки газовой турбины методами реверс-инжиниринга с использованием существующих конструктивных решений. Сущность метода реверс-инжиниринга при проектировании охлаждаемых лопаток турбин заключается в анализе существующих конструктивных решений и формировании на их основе новых конструкций.

При проектировании охлаждаемых лопаток турбин традиционно выделяют несколько основных зон в конструкции лопатки газовой турбины: входная кромка, середина пера и выходная кромка, которые подвержены в процессе работы различным тепловым нагрузкам и имеют собственные геометрические ограничения.

Для середины пера лопатки с целью интенсификации часто устанавливают ребра, применение которых позволяет повысить площадь поверхности теплообмена и дополнительно турбулизовать поток

за счет периодического отрыва пограничного слоя. Рассмотрим общие факторы, влияющие на степень интенсификации при использовании ребер на стенках канала в середине пера лопатки:

- форма канала (соотношение сторон, гидравлический диаметр);
- геометрия ребра (высота, шаг, угол натекания, взаимное расположение ребер, форма ребра в поперечном сечении).

Форма канала значительно влияет на показатели теплообмена. Рассматривая геометрию прямоугольного канала, выделяют его ширину W и высоту H . Результаты одного из основных исследований по данному направлению отражены в работах [1, 2]. Оптимальная форма канала для разнообразных вариантов углов расположения ребер различается. При этом наилучшие характеристики показывают каналы с равными сторонами ($W/H = 1$): при углах наклона 45° и 60° каналы квадратного сечения достигают степени интенсификации в 3,5 раза, при 30° и 90° – в 2,8 и 2,3 раза соответственно.

Влияние шага ребер на теплогидравлические характеристики канала охлаждения зависит от угла расположения ребра в канале, т. е. для ребер, расположенных под разными углами, значение оптимального шага будет также различно. Исследование влияния шага ребер, расположенных под углом 90° к потоку, представлено в работе [3]. В статье [4] проведено исследование теплоотдачи в полупетлевом канале с установленными ребрами разного шага на боковых стенках. Измерение параметров теплоотдачи проведено для шести случаев, отличающихся друг от друга разным относительным шагом оребрения. Во всех расчетных вариантах ребра располагались под углом 90° к потоку.

Одним из недостатков при обтекании перпендикулярно установленного ребра прямоугольной формы

является образование «теневых зон» за ребром. В зоне отрыва потока за реберным интенсификатором образуется обратное течение малой интенсивности, из-за чего коэффициент теплоотдачи в области «теневого зоны» существенно уменьшается (в 1,6 раза) [5]. Чаще всего в современных системах охлаждения применяются ребра, расположенные под различными углами к потоку. Влияние типа ребер на интенсивность процесса теплообмена наиболее детально экспериментально исследовано в работе [6, 7].

Примером комбинированных систем может быть совместное использование ребер и лунок [8, 9]. В работе [9] приводятся экспериментальные данные, полученные в ходе тепловых испытаний сочетания ребер (параллельных, расположенных под углом 45°; V-образных и М-образных ребер) с лунками. Наиболее эффективным, по мнению авторов, является сочетание с лунками прямых параллельных ребер, расположенных под углом 45°.

В области выходной кромки лопаток газовых турбин в качестве интенсификаторов используются штырьковые турбулизаторы потока, лунки и вихревые матрицы. Как и ребра, штырьковые турбулизаторы могут иметь различную конфигурацию. Что касается профиля штырька, то в сравнении со сферическим предпочтение следует отдать цилиндрическому или призматическому штырьку, который оказывается в 1,5 раза эффективнее. Проведенный анализ научно-технической литературы показывает, что наиболее предпочтительной формой поперечного сечения штырька является веерообразная. Такая форма позволяет увеличивать размер подковообразного вихря, образующегося вблизи штырька, а также снижать гидравлические потери [10]. Однако, учитывая сложность изготовления подобной формы, следует обратить внимание на квадратную форму штырька, расположенного под углом 30° по течению теплоносителя. Такая форма не хуже веерообразной [11].

При использовании лунки интенсификация происходит за счет образования конусных вихревых жгутов. Однако ее эффективность значительно ниже эффективности штырьков и ребер. Кроме того, использование лунок сопряжено с некоторыми конструктивными сложностями, а именно с утонением стенки, на которой она расположена [12]. Следует выбирать отношение глубины лунки к ее диаметру, равное 0,3, отношение поперечного шага лунок к продольному – 0,3, а геометрические размеры меньших лунок – в два раза меньше размеров больших лунок [13].

Вихревые матрицы представляют собой комбинацию взаимоскрещивающихся ребер под определенным углом с образованием компланарных каналов. Подобная конструкция позволяет образовывать вихревые потоки в зонах пересечения каналов. Существует множество конфигураций вихревых матриц: традиционные, с переменным углом наклона, с переменным шагом, с Т-образными ребрами, с диффузорно-конфузорными каналами [14]. В работе [15] рекомендована сложная трехрядная секционная конструкция

вихревой матрицы, в которой угол наклона ребер на спинке (корыте) изменяется на 270° при переходе от одной секции к другой и устанавливаются два ряда наклонных прерывистых перемычек.

При создании современных систем охлаждения редко используют интенсификаторы одного вида, обычно применяют их комбинации. Например, возможно компоновать ребра и штырьки, пользуясь рекомендациями, ранее сформулированными для обоих типов [16, 17]. В патенте [18] предлагает размещать V-образное ребро сразу за штырьком на расстоянии в 0,9–1,2 раза большем, чем диаметр штырька. При таком решении следует выбирать шахматную компоновку с отношением поперечного шага к продольному, равным 2,5. Другим интересным решением является использование комбинации ребер и лунок, при этом в промежутках между ребрами размещают несколько рядов лунок с шагом, равным диаметру лунки, а шаг V-образных ребер в 8 раз больше шага лунок. Для выбора высоты ребер и глубины лунок подходят рекомендации, предложенные для этих элементов в отдельности [18, 19]. Поскольку в теневой зоне штырька образуется застойная зона с низкой теплоотдачей, в работах [21, 22] предлагается помещать штырек внутри лунки и тем самым организовывать вихри высокой интенсивности в углублении вокруг штырька, которые позволяют уменьшить застойную зону за штырьком. Альтернативным вариантом является размещение штырьков в поперечных потоках канавках, что проще для изготовления [22]. Однако это не решает проблему, связанную с уменьшением толщины стенки охлаждаемой лопатки, что в конечном счете может ухудшить ее прочностные характеристики. Размещение штырьковых турбулизаторов в углублении возможно за счет размещения перед и за штырьками полусферических буртов.

В работе [23] рассматривались конструкции циклонного охлаждения входной кромки лопатки. В работе показано, что данные системы являются эффективным способом интенсификации теплообмена, снижающим потери давления в каналах охлаждения, минимизирующим расход охладителя, что позволяет делать вывод о том, что данная схема является наиболее оптимальным решением для охлаждения входной кромки.

Таким образом, по результатам обзора научно-технической литературы были отобраны конструктивные решения для интенсификации теплообмена в охлаждающих каналах лопаток газовой турбины.

1. Конструктивные решения, используемые при разработке системы охлаждения лопатки турбины, и методы исследования гидравлических характеристик системы охлаждения

Объектом исследования являлась рабочая лопатка первой ступени газовой турбины энергетической ГТУ с температурой продуктов сгорания перед первой ступенью 1540 К. Устройство разработанной с применением реверс-инжиниринга системы охлаждения лопатки представлено на рис. 1.

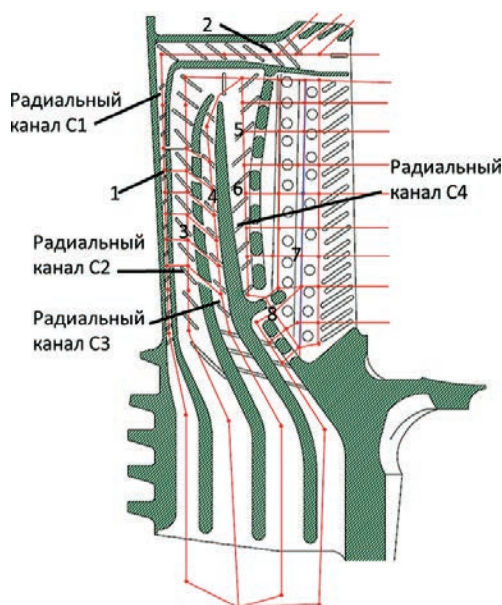


Рис 1. Гидравлическая сеть системы охлаждения лопатки газовой турбины: 1 – узел середины канала С1; 2 – узел торцевого канала; 3 – узел канала С2; 4 – узел канала С3; 5, 6 – узлы канала С4; 7, 8 – узлы заштырькованной зоны выходной кромки лопатки

Лопатка имеет радиальный канал С1 вдоль входной кромки с наклонными ребрами. На периферии канал поворачивает на 90° , выпуск воздуха осуществляется через щель в выходной кромке и три отверстия в торцевой стенке пера за ребро, расположенную со стороны спинки. В серединной части пера расположены два радиальных канала С2 и С3 с оребренными стенками. В ребре, разделяющем канал С1 и С2, выполнено шесть отверстий для тангенциальной подачи воздуха в канал С1 с целью интенсификации теплоотдачи за счет закрутки потока и организации циклонной схемы охлаждения входной кромки. 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. В области выходной кромки в канавках размещены два ряда штырьковых турбулизаторов потока. При этом канавки образуются путем размещения перед и за штырьковыми турбулизаторами полусферических буртов. В выходной части выходной кромки размещена вихревая матрица.

С применением метода конечно-элементного анализа разработана расчетная теплогидравлическая модель системы охлаждения лопатки газовой турбины, позволяющая определять расходную характеристику, давление в узлах системы охлаждения и температурное поле лопатки при параметрах в условиях эксплуатации, а также в условиях модельных продувок на гидравлическом стенде.

Построение расчетной сетки объема потока и металла в системе 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. Закон роста призматического слоя wb -exponential. Количество слоев призм составило 11. Максимальный размер элемента основного потока $0,2$ мм. Общий объем рассматриваемой сетки $3,4$ млн ячеек. Расчетная сетка для металла лопатки тетраэдрическая, размер ячейки 1 мм. Количество элементов сетки для металлических стенок лопатки составило 25 млн.

Первоначально проводилось моделирование при эксплуатационных параметрах. Давление воздуха на входе в лопатку $8,2$ бар, температура воздуха на входе в лопатку $t_0 = 370^\circ\text{C}$, давление на выходе из лопатки $6,16$ бар. На поверхность пера лопатки накладывалось граничное условие третьего рода: распределение коэффициента теплоотдачи газа и его температуры. Поскольку для данной лопатки было известно распределение этих параметров только в пяти сечениях, чтобы задать распределения коэффициента теплоотдачи и температуры газов в промежуточных сечениях, известные значения тепловых характеристик интерполировались. Также задавалась частота вращения лопатки, равная 9774 об/мин. С целью определения адекватности принятых настроек численного моделирования было выполнено экспериментальное исследование гидравлических характеристик лопатки при модельных условиях. Экспериментальная модель гидравлической системы охлаждения лопатки газовой турбины спроектирована с восемью штуцерами, расположенными по спинке пера лопатки. Штуцеры расположены соосно с отверстиями во внутренней полости лопатки, служащими для замера статического давления в контрольных точках ее системы охлаждения.

Замерить давление во всех узлах сети при проведении эксперимента – технически сложно реализуемая задача, поскольку не представляется возможным разместить на поверхности профиля лопатки большое количество трубок отбора давления. По этой причине для определения давления были выбраны характерные узлы (1–8, см. рис. 1).

Был разработан и создан экспериментальный стенд для гидравлических испытаний систем охлаждения рабочих лопаток газовых турбин (рис. 2), который позволяет получить расходную характеристику и распределение давления охлаждающего воздуха внутри системы охлаждения лопатки. Рабочим телом при проведении аэродинамических испытаний является сжатый воздух.

Экспериментальный стенд работает следующим образом. Поршневой компрессор, обеспечивающий максимальное давление 11 бар при расходе $72,6$ м³/ч, после открытия задвижки и настройки редуктором давления выходного давления на выходе из компрессора, нагнетает воздух в подводящий участок стенда, представляющий собой канал прямоугольного сечения. Далее воздух попадает в экспериментальную

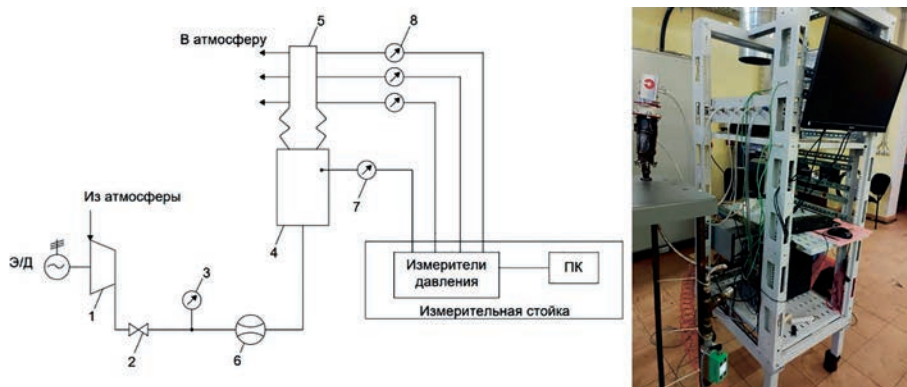


Рис. 2. Схема и фотография подключений и соединений экспериментального стенда для гидравлических испытаний системы охлаждения: 1 – компрессор; 2 – задвижка; 3 – редуктор давления; 4 – подводящий участок стенда; 5 – модель лопатки; 6 – расходомер; 7, 8 – датчики давления

модель лопатки, установленную на стенде, и выходит в атмосферу через выходную кромку лопатки и отверстия на периферии. Для измерения расхода воздуха, поступающего в экспериментальную модель, используется вихревой расходомер. Для измерения давления потока на входе в экспериментальную модель и в узлах системы охлаждения используются датчики абсолютного давления, соединенные трубками со штуцерами на поверхности подводящего участка и спинки охлаждаемой лопатки. Электрические сигналы со всех датчиков давления поступают на измерители давления, значения с которых выводятся на экран монитора персонального компьютера в режиме реального времени с помощью специального приложения. Изменение расхода воздуха в экспериментальном стенде осуществляется за счет изменения степени закрытия редуктора давления, установленного на выходе из компрессора.

После получения результатов холодных продувок лопатки газовой турбины выполнялось численное моделирование гидравлических процессов в системе охлаждения при граничных условиях эксперимента и производилась верификация результатов моделирования с данными эксперимента.

2. Результаты разработки и исследования охлаждаемой лопатки газовой турбины

Полученное численным моделированием температурное поле лопатки газовой турбины при эксплуатационных параметрах работы представлено на рис. 3.

Максимальная температура на стенке лопатки, наблюдаемая на входной кромке, не превышает 1270 К, что соответствует современному допустимому уровню температур для высокотемпературных лопаток газовых турбин. Видна разница между температурным состоянием вогнутой (корыта) и выгнутой части (спинки) пера лопатки. На вогнутой части наблюдается широкая область с температурами 1150–1200 К, в которую включена центральная часть профиля и периферийная область. В корневой зоне вогнутой части имеют место более низкие температуры 1000 К. В связи с тем что характер обтекания спинки профиля значительно отличается от обтекания вогнутой части пера лопатки, температурное поле лопатки в этой части характеризуется большой степенью неравномерности. Область высоких температур занимает меньшую площадь, чем на корыте, и имеет треугольную форму. Температура периферийной и корневой зон выгнутой части лопатки

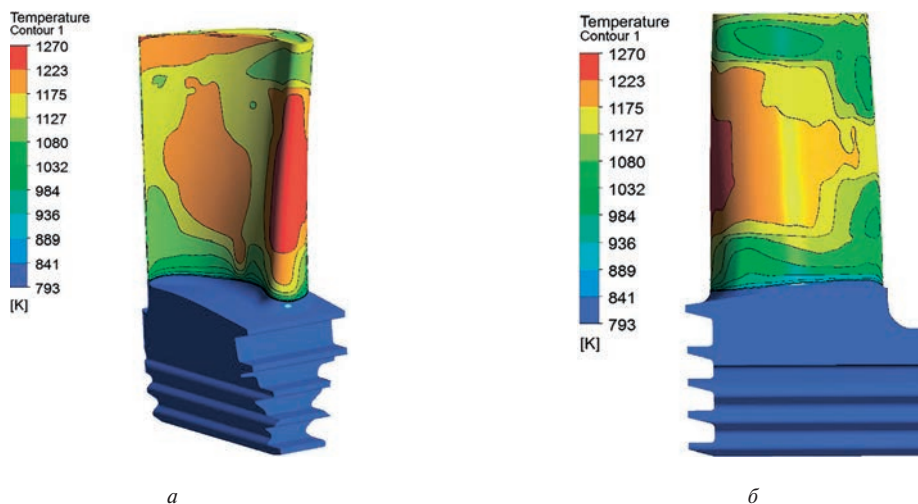


Рис. 3. Температурное поле охлаждаемой лопатки газовой турбины: а – вид на корыто лопатки; б – вид на спинку лопатки

ки ниже 1000 К, что обусловлено отрывом потока от лопатки из-за неоптимального обтекания профиля и наличия концевых парных вихрей в торцевых зонах межлопаточного канала. Неравномерность температурного поля наблюдается только в периферийной части пера лопатки. Структура линий тока, полученная в системе охлаждения лопатки газовой турбины с учетом распределения температуры и коэффициента теплоотдачи по лопатке, представлена на рис. 4.

Поток в каналах имеет закрученную структуру, что положительно влияет на интенсификацию теплообмена. Анализ линий тока показывает, что воздух из канала С2 перетекает в канал С1 через тангенциальные отверстия в заданном направлении, осуществляя закрутку потока в канале С1. Соответственно, производится тангенциальная подача воздуха для интенсификации теплообмена в канале охлаждения входной кромки лопатки. Так же организуется перетекание части потока из канала С3 в канал С2, за счет чего будет осуществляться несимметричная интенсификация теплообмена спинки лопатки.

Была проведена холодная продувка экспериментальной модели лопатки на стенде. Результатами эксперимента являлись расходная характеристика и значения статического давления в узлах системы охлаждения, которые впоследствии сравнивались с результатами моделирования течения хладагента в системе охлаждения при граничных условиях эксперимента. Сравнение расходных характеристик, полученных посредством математического моделирования и экспериментальным путем, представлено на рис. 5.

Как видно из графика, различие экспериментальных и расчетных значений расхода не превышает 5% во всем исследованном диапазоне перепадов давления. Следует отметить, что экспериментальная расходная характеристика лежит ниже расчетных характеристик,

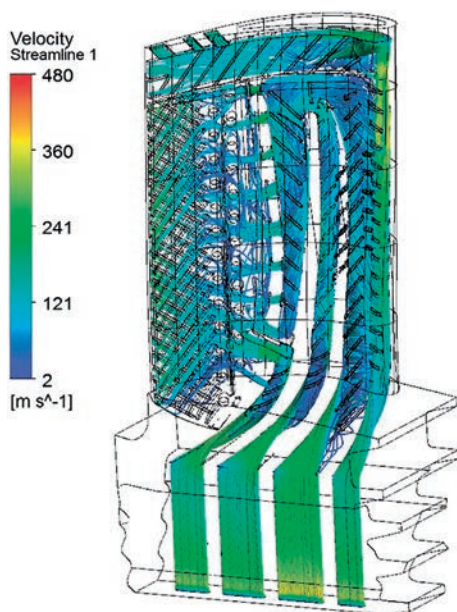


Рис. 4. Линии тока в системе охлаждения разработанной лопатки газовой турбины

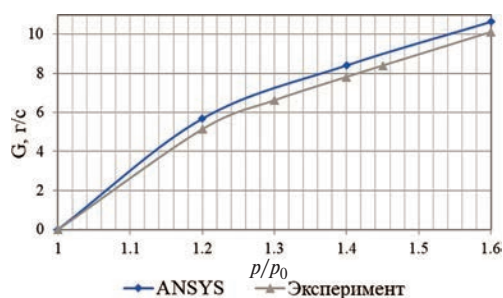


Рис. 5. Расходные характеристики системы охлаждения лопатки

что объясняется большими значениями шероховатости внутренней поверхности каналов. Средняя шероховатость внутренней поверхности каналов близка к литейной. В расчетах каналы были гладкими и влияние шероховатости не моделировалось. Таким образом, расчетная гидравлическая модель тракта охлаждения лопатки по критерию суммарного расхода охладителя является адекватной.

На рис. 6,а приведены экспериментальные зависимости статического давления в середине радиального канала С1 для охлаждения входной кромки (узел 1, см. рис. 1) и в канале, расположенном у торцевой стенки пера (узел 2, см. рис. 1), от перепада давления в системе охлаждения. В узле 1 наблюдается монотонное увеличение статического давления с ростом перепада. В узле 2 влияние перепада достаточно слабое, что говорит о существенном раскрытии площади отводящего канала. Это обеспечивает увеличение скорости и, соответственно, теплоотдачи в канале входной кромки.

На рис. 6,б приведены зависимости статического давления от перепада в узлах радиальных каналов С2 и С3 (узлы 3, 4, см. рис. 1). Как видно, характер изменения зависимостей одинаковый. Статическое давление в канале С2 немного выше, чем в канале С3, что может объясняться тем, что точка измерения в канале С2 находится ниже по потоку, чем в канале С3. На рис. 7,а представлены графики изменения статического давления в канале С4 с центростремительным течением воздуха и коллекторной раздачи в каналы задней полости. В зоне поворота потока (узел 5, см. рис. 1) статическое давление меняется линейно с увеличением перепада давления в системе охлаждения. Выше по потоку (узел 6, см. рис. 1) изменение статического давления имеет нелинейный характер, с увеличением перепада ($p/p_0 > 1,37$) наблюдается более интенсивное увеличение статического давления, что обусловлено ростом расхода воздуха в корневых сечениях пера.

В канале между рядами штырьков (рис. 7,б) статическое давление в характерных узлах (узлы 7, 8, см. рис. 1) практически совпадает, отличие не превышает 2–3%. Это позволяет предположить отсутствие радиальных течений на выходной кромке лопатки в заштырькованной зоне.

Сравнение измеренных значений статического давления в контрольных точках внутренней полости с результатами расчета, полученными с помощью

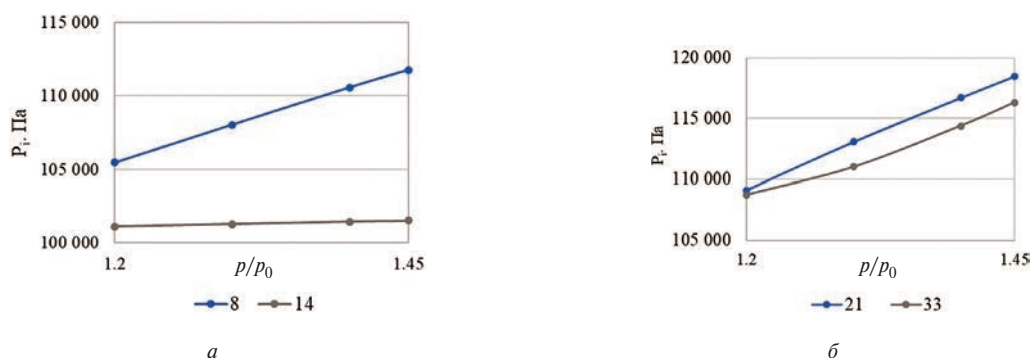


Рис. 6. Зависимость статического давления в узлах 1, 2, 3 и 4 от перепада давления p/p_0 :
а – узлы 1 и 2; б – узлы 3 и 4

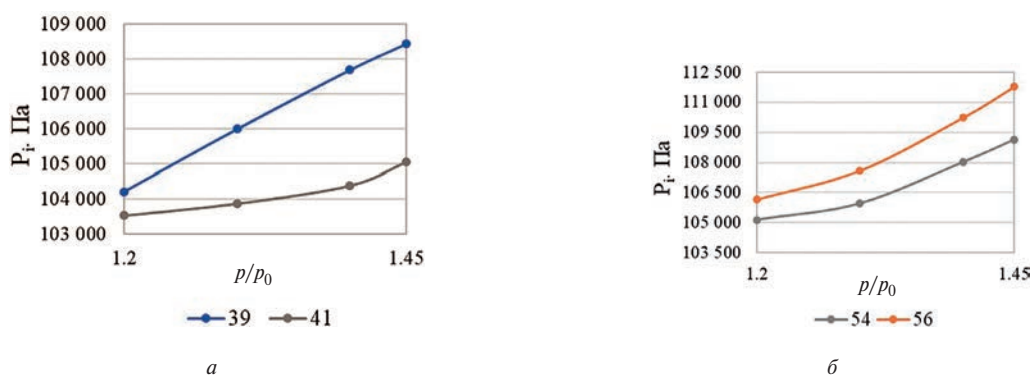


Рис. 7. Зависимость статического давления в узлах 5, 6, 7 и 8 от перепада давления p/p_0 :
а – узлы 5 и 6; б – узлы 7 и 8

численного моделирования, показали, что различие в рабочем диапазоне перепадов давления является незначительным. На рис. 8, в качестве примера, приведены отношения расчетных $p_{расч}$ и экспериментальных $p_{эксп}$ значений статических давлений, полученных при перепаде давления 1,4. Как видно из рис. 8, максимальное различие составляет 7%.

Таким образом, верификация результатов моделирования гидравлических процессов в системе охлаждения лопатки данными экспериментальных исследований позволила подтвердить адекватность выбранных настроек численного моделирования теплогидравлических процессов в лопатке газовой турбины.

Выводы

1. На основе рассмотренных в ходе обзора научно-технической литературы конструктивных решений для

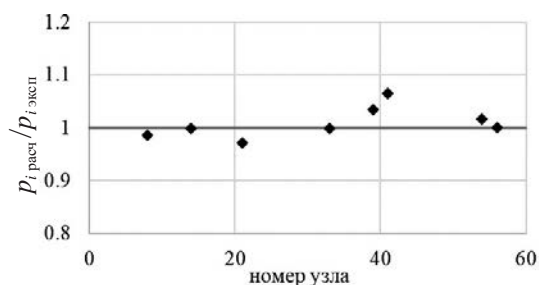


Рис. 8. Отношение расчетных $p_{расч}$ и экспериментальных значений $p_{эксп}$ статических давлений в контрольных точках внутренней полости охлаждаемой лопатки

охлаждения лопатки на входной кромке, для которых в ходе экспериментальных и численных исследований получены относительные размеры, с применением метода реверс-инжиниринга была разработана и изготовлена теплогидравлическая модель охлаждаемой лопатки газотурбинного двигателя.

2. По результатам численных исследований, температура металла на входной кромке не превышала 1270 К, что говорит о достижении необходимой эффективности. При этом верификация гидравлической модели показала расхождение физического и численного моделирования не более 7%.

Список источников

1. Liu Z., Feng Z. Numerical simulation on the effect of jet nozzle position on impingement cooling of gas turbine blade leading edge // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2011. Vol. 54. No. 23-24, pp. 4949-4959. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.07.008
2. Han J.C., Dutta S., Ekkad S. Gas turbine heat transfer and cooling technology. – CRC Press, 2012. – 871 p. DOI: 10.1201/b13616
3. Han J.C., Park J.S. Developing heat transfer in rectangular channels with rib turbulators // International Journal of Heat and Mass Transfer. 1988. Vol. 31. No. 1, pp. 183-195. DOI: 10.1016/0017-9310(88)90235-9
4. Han J.C., Ou S., Park J.S., Lei C.K. Augmented heat transfer in rectangular channels of narrow aspect ratios with rib turbulators // International Journal of Heat and Mass Transfer. 1989. Vol. 32. No. 9, pp. 1619-1630.
5. Леонтьев А.И., Олимпиев В.В. Теплофизика и теплотехника перспективных интенсификаторов теплообмена (обзор) // Известия

- Российской академии наук. Энергетика. 2011. № 1. С. 7–31.
- Xu G., Li Y., Deng H. Effect of rib spacing on heat transfer and friction in a rotating two-pass square channel with asymmetrical 90-deg rib turbulators // *Applied Thermal Engineering*. 2015. Vol. 80, pp. 386-395. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2015.02.011
 - Han J.C., Zhang Y.M., Lee C.P. Augmented heat transfer in square channels with parallel, crossed, and V-shaped angled ribs // *Journal of Heat Transfer*. 1991. Vol. 113. No. 3, pp. 590-596. DOI: 10.1115/1.2910606
 - Han J.C., Zhang Y.M. High performance heat transfer ducts with parallel broken and V-shaped broken ribs // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1992. Vol. 35. No. 2, pp. 513-523. DOI: 10.1016/0017-9310(92)90286-2
 - Singh P., Pandit J., Ekkad S.V. Characterization of heat transfer enhancement and frictional losses in a two-pass square duct featuring unique combinations of rib turbulators and cylindrical dimples // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2017. Vol. 106, pp. 629-647. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.09.037
 - Moon M.A., Kim K.Y. Analysis and optimization of fan-shaped pin-fin in a rectangular cooling channel // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2014. Vol. 72, pp. 148-162. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.12.085
 - Zhao J., Huang Sh., Gong L., Huang Zh. Numerical study and optimizing on micro square pin-fin heat sink for electronic cooling // *Applied Thermal Engineering*. 2016. Vol. 93, pp. 1347-1359. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2015.08.105
 - Xie G., Sundén B., Zhang W. Comparisons of Pins/Dimples/Protrusions Cooling Concepts for a Turbine Blade Tip-Wall at High Reynolds Numbers // *Journal of Heat Transfer*. 2011. Vol. 133. No. 6: 061902. DOI: 10.1115/1.4003558
 - Xie G., Liu J., Zhang W. et al. Numerical Prediction of Flow Structure and Heat Transfer in Square Channels with Dimples Combined with Secondary Half-Size Dimples/Protrusions // *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*. 2014. Vol. 65. No. 4, pp. 327-356. DOI: 10.1080/10407782.2013.832073
 - Ярославцев Н.Л., Викулин А.В., Ремчуков С.С. Использование вихревых матриц в конструкции лопаток высокотемпературных газовых турбин // *Известия Самарского научного центра Российской академии наук*. 2019. Т. 21. № 1. С. 172–177.
 - Чеснова В.А., Попов В.Г., Викулин А.В. Совершенствование конструкции охлаждаемых лопаток высокотемпературных газовых турбин с целью повышения надежности и ресурса работы современных авиационных ГТД и энергетических ГТУ // *Вестник Рыбинской государственной авиационной технологической академии им. П.А. Соловьева*. 2012. № 2(23). С. 7–11.
 - Kanagaraja K., Jegadeeswari G., Kirubadurai B. Optimization of Gas Turbine Blade Cooling System // *International Journal of Innovative Technology and Exploring Engineering*. 2019. Vol. 8. No. 11, pp. 4186-4181.
 - Bu S., Yang L., Qiu H. et al. Effect of sidewall slots and pin fins on the performance of latticework cooling channel for turbine blades // *Applied Thermal Engineering*. 2017. Vol. 117, pp. 275-288. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2017.01.110
 - Киндра В.О., Рогалев А.Н., Рогалев Н.Д. и др. Охлаждаемая лопатка газовой турбины. Патент RU 2740627 С1. Бюл. № 2, 18.01.2021.
 - Luo L., Wang Ch., Wang L. et al. Heat transfer and friction factor performance in a pin fin wedge duct with different dimple arrangements // *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*. 2016. Vol. 69. No. 2, pp. 209-226. DOI: 10.1080/10407782.2015.1052301
 - Rao Y., Wan Ch., Xu Y. An experimental study of pressure loss and heat transfer in the pin fin-dimple channels with various dimple depths // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2012. Vol. 55. No. 23–24, pp. 6723-6733. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.06.081
 - Киндра В., Осипов С., Кхарламова Д., Шевченко И. An experimental and numerical study of flow and heat transfer in cooling channels with pin fin-dimple and pin fin-groove arrays // *13th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics (8-12 April 2019; Lausanne, Switzerland)*. DOI: 10.29008/ETC2019-155
 - 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. Т. 28. № 4. С. 232–244. DOI: 10.34759/vst-2021-4-232-244

References

- Liu Z., Feng Z. Numerical simulation on the effect of jet nozzle position on impingement cooling of gas turbine blade leading edge. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2011, vol. 54, no. 23-24, pp. 4949-4959. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.07.008
- Han J.C., Dutta S., Ekkad S. *Gas turbine heat transfer and cooling technology*. CRC Press, 2012, 871 p. DOI: 10.1201/b13616
- Han J.C., Park J.S. Developing heat transfer in rectangular channels with rib turbulators. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1988, vol. 31, no. 1, pp. 183-195. DOI: 10.1016/0017-9310(88)90235-9
- Han J.C., Ou S., Park J.S., Lei C.K. Augmented heat transfer in rectangular channels of narrow aspect ratios with rib turbulators. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1989, vol. 32, no. 9, pp. 1619-1630.
- Leont'ev A.I., Olimp'ev V.V. *Izvestiya Rossiiskoi akademii nauk. Energetika*, 2011, no. 1, pp. 7-31.
- Xu G., Li Y., Deng H. Effect of rib spacing on heat transfer and friction in a rotating two-pass square channel with asymmetrical 90-deg rib turbulators. *Applied Thermal Engineering*, 2015, vol. 80, pp. 386-395. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2015.02.011
- Han J.C., Zhang Y.M., Lee C.P. Augmented heat transfer in square channels with parallel, crossed, and V-shaped angled ribs. *Journal of Heat Transfer*, 1991, vol. 113, no. 3, pp. 590-596. DOI: 10.1115/1.2910606
- Han J.C., Zhang Y.M. High performance heat transfer ducts with parallel broken and V-shaped broken ribs. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1992, vol. 35, no. 2, pp. 513-523. DOI: 10.1016/0017-9310(92)90286-2
- Singh P., Pandit J., Ekkad S.V. Characterization of heat transfer enhancement and frictional losses in a two-pass square duct featuring unique combinations of rib turbulators and cylindrical dimples. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2017, vol. 106, pp. 629-647. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.09.037

10. Moon M.A., Kim K.Y. Analysis and optimization of fan-shaped pin-fin in a rectangular cooling channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2014, vol. 72, pp. 148-162. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.12.085
11. Zhao J., Huang Sh., Gong L., Huang Zh. Numerical study and optimizing on micro square pin-fin heat sink for electronic cooling. *Applied Thermal Engineering*, 2016, vol. 93, pp. 1347-1359. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2015.08.105
12. Xie G., Sundén B., Zhang W. Comparisons of Pins/Dimples/Protrusions Cooling Concepts for a Turbine Blade Tip-Wall at High Reynolds Numbers. *Journal of Heat Transfer*, 2011, vol. 133, no. 6: 061902. DOI: 10.1115/1.4003558
13. Xie G., Liu J., Zhang W. et al. Numerical Prediction of Flow Structure and Heat Transfer in Square Channels with Dimples Combined with Secondary Half-Size Dimples/Protrusions. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 2014, vol. 65, no. 4, pp. 327-356. DOI:10.1080/10407782.2013.832073
14. Yaroslavtsev N.L., Vikulin A.V., Remchukov S.S. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiiskoi akademii nauk*, 2019, vol. 21, no. 1, pp. 172-177.
15. Chesnova V.A., Popov V.G., Vikulin A.V. *Vestnik Rybinskoi gosudarstvennoi aviatsionnoi tekhnologicheskoi akademii im. P.A. Solov'eva*, 2012, no. 2(23), pp. 7-11.
16. Kanagaraja K., Jegadeeswari G., Kirubadurai B. Optimization of Gas Turbine Blade Cooling System. *International Journal of Innovative Technology and Exploring Engineering*, 2019, vol. 8, no. 11, pp. 4186-4181.
17. Bu S., Yang L., Qiu H. et al. Effect of sidewall slots and pin fins on the performance of latticework cooling channel for turbine blades. *Applied Thermal Engineering*, 2017, vol. 117, pp. 275-288. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2017.01.110
18. Kindra V.O., Rogalev A.N., Rogalev N.D. et al. *Patent RU 2740627 C1*, 18.01.2021.
19. Luo L., Wang Ch., Wang L. et al. Heat transfer and friction factor performance in a pin fin wedge duct with different dimple arrangements. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 2016, vol. 69, no. 2, pp. 209-226. DOI: 10.1080/10407782.2015.1052301
20. Rao Y., Wan Ch., Xu Y. An experimental study of pressure loss and heat transfer in the pin fin-dimple channels with various dimple depths. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2012, vol. 55, no. 23-24, pp. 6723-6733. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.06.081
21. Kindra V., Osipov S., Kharlamova D., Shevchenko I. An experimental and numerical study of flow and heat transfer in cooling channels with pin fin-dimple and pin fin-groove arrays. *13th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics (8-12 April 2019; Lausanne, Switzerland)*. DOI: 10.29008/ETC2019-155
22. Shevchenko I.V., Sokolov V.P., Rogalev A.N., Vegeera A.N., Osipov S.K. Study of cyclonic cooling system geometry parameters impact of gas turbine blade leading edge on its thermo-hydraulic characteristics. *Aerospace MAI Journal*, 2021, vol. 28, no. 4, pp. 232-244. DOI: 10.34759/vst-2021-4-232-244

Статья поступила в редакцию 27.04.2023; одобрена после рецензирования 28.04.2023; принята к публикации 28.04.2023.

The article was submitted on 27.04.2023; approved after reviewing on 28.04.2023; accepted for publication on 28.04.2023.