

Научная статья
УДК 621.5

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА В ЩЕЛЕВЫХ КАНАЛАХ ОХЛАЖДАЕМЫХ ЛОПАТОК ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С МОДИФИЦИРОВАННЫМИ ШТЫРЬКОВЫМИ ИНТЕНСИФИКАТОРАМИ ТЕПЛООТДАЧИ

Игорь Владимирович Шевченко¹, Андрей Николаевич Рогалев², Николай Дмитриевич Рогалев³, Иван Игоревич Комаров⁴, Павел Александрович Брызгунов⁵ 

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

Москва, Россия

¹ ShevchenkoIgV@mpei.ru

² RogalevAN@mpei.ru

³ RogalevND@mpei.ru

⁴ KomarovII@mpei.ru

⁵ BryzgunovPA@mpei.ru 

Аннотация. Разработаны теплогидравлические модели щелевых каналов со штырьковыми и штырьково-луночными интенсификаторами теплообмена для применения в охлаждении лопаток газотурбинных двигателей. Для различных моделей со штырьками в лунках, модели со штырьками в канавках и для базовой модели со штырьками были проведены исследования теплообмена и получены расходные характеристики. По результатам экспериментальных исследований, максимальную пропускную способность и наибольшее среднее по длине число Нуссельта имеет канал со штырьками в поперечных канавках.

Ключевые слова: интенсификация теплообмена в лопатках газотурбинных двигателей, штырьково-луночные интенсификаторы теплообмена, штырьковые интенсификаторы теплообмена, метод калориметрирования в жидкометаллическом термостате

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

Для цитирования: Шевченко И.В., Рогалев А.Н., Рогалев Н.Д., Комаров И.И., Брызгунов П.А. Экспериментальное исследование теплообмена в щелевых каналах охлаждаемых лопаток газотурбинных двигателей с модифицированными штырьковыми интенсификаторами теплоотдачи // Вестник Московского авиационного института. 2023. Т. 30. № 3. С. 92-100.

Original article

EXPERIMENTAL STUDY OF HEAT TRANSFER IN SLOTTED CHANNELS OF GAS TURBINE ENGINES COOLED BLADES WITH MODIFIED PIN HEAT TRANSFER INTENSIFIERS

Igor' V. Shevchenko¹, Andrei N. Rogalev², Nikolai D. Rogalev³, Ivan I. Komarov⁴, Pavel A. Bryzgunov⁵ 

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

Moscow, Russia

¹ ShevchenkoIgV@mpei.ru

² RogalevAN@mpei.ru

³ RogalevND@mpei.ru

⁴ KomarovII@mpei.ru

⁵ BryzgunovPA@mpei.ru 

Abstract

At present, temperatures at the inlet to the turbines of gas turbine engines reach 1500–1900°C, which exceeds the melting point of the materials from which the turbine blades are made. Despite the fact that for the most heat-stressed blades of gas turbine engines, the main cooling is achieved through the film cooling systems, convective part is present there as well, which removes a significant amount of heat. With this regard the issues of developing a convective part of cooled turbine blades, as well as the heat transfer intensification inside the blades are up-to-date.

Intensifiers in the form of several rows of pins are traditionally widely used in the cooling channels of the blades located in the middle part and the rear of the airfoil. Generally, a staggered arrangement of pins relative to the direction of the cooling air flow is employed. However, a change in the direction of the airflow along the height of the feather may lead to the pins flow-around at different angles, including a flow corresponding to their in-line arrangement, which may significantly reduce heat transfer.

For the purpose of further heat transfer intensification in the blade cooling channels, this authors propose application of the pins installed in holes, as well as pins installed in transverse grooves. These modified pin intensifiers allow substantial heat removal intensifying at trifling hydraulic resistance increase, as well as reducing the shadow stagnant zone behind the pins, where heat transfer decreases, due to extra vortex formation in the cavity zone.

The article presents the results of a study of several design solutions for heat transfer intensification: pin intensifiers, pin-hole intensifiers and pin intensifiers located in the transverse grooves. The method of calorimetry in a liquid metal thermostat, consisting in the thickness measuring of zinc crusts formed while thermohydraulic cooling of the studied channels models and the heat transfer coefficients and Nusselt numbers determining by them, was employed to study heat transfer characteristics in the channels.

A basic channel with pins without recesses was selected as a channel for comparison with the results described in the literature. The experimental data obtained while the basic channel studying revealed a high degree of agreement with the Metzger data, the average deviation was less than 10%.

The experimental studies results of modified cooling channels with pins revealed that cooling channels with pins in the transversal grooves display maximum throughout among the channels being considered due to the minimum flow passage area increase. The average by length Nusselt numbers for the given channel herewith are 36% more compared to the basic channel with pins, and 22% more compared to the channel with pins placed in round dimples.

Keywords: heat transfer intensification in gas turbine engine blades, pin- heat transfer intensifiers, pin heat transfer intensifiers, calorimetry method in a liquid metal thermostat

For citation: Shevchenko I.V., Rogalev A.N., Rogalev N.D., Komarov I.I., Bryzgunov P.A. Experimental Study of Heat Transfer in Slotted Channels of Gas Turbine Engines Cooled Blades with Modified Pin Heat Transfer Intensifiers. *Aerospace MAI Journal*, 2023, vol. 30, no. 3, pp. 92–100.



Введение

Ключевым показателем газотурбинных двигателей (ГТД) является тепловая эффективность. В настоящее время эффективность новых поколений ГТД обеспечивается прежде всего за счет повышения температуры на входе в турбину и степени повышения давления. Для перспективных двигателей, таких как, в частности, LEAP-1С (Китай), PW1133G (США), степень повышения давления превышает 40, а температура на входе в турбину составляет свыше 1900 К [1].

Несмотря на то, что для современных и перспективных ГТД в основном используется пленочное охлаждение лопаток, охлаждающие каналы для конвективного охлаждения продолжают оставаться частью системы охлаждения лопаток. Кроме того, чисто конвективное охлаждение присуще менее теплонапряженным лопаткам турбомашин, что, в частности, подтверждается патентами ведущих зарубежных компаний: [2] (Pratt & Whitney), [3] (Rolls Royce), [4] (General Electric). В связи с этим актуальной остается проблема интенсификации теплообменных процессов в щелевых охлаждающих каналах лопаток газотурбинных двигателей.

Традиционно для интенсификации теплообмена в каналах охлаждения лопаток широко применяются интенсификаторы в виде нескольких рядов штырьков, расположенных в средней части и в задней полости пера. В основном используется шахматное расположение штырьков относительно направления течения охлаждающего воздуха. Однако изменение направления воздушного потока по высоте пера может приводить к обтеканию штырьков под различными углами, включая течение, соответствующее коридорному их расположению, что снижает теплоотдачу.

Исследованию теплоотдачи в щелевых каналах со штырьковыми интенсификаторами посвящено большое количество работ. В [5] на основе результатов численного моделирования предлагается измененная схема охлаждения рабочей лопатки первой ступени турбины, включающая в себя выполнение радиальных каналов, а также плоского канала со штырьковыми интенсификаторами теплообмена на выходной кромке. Доработанная схема позволяет снизить массу лопатки, увеличить ее ресурс за счет уменьшения уровня напряжений на 16,8% по сравнению с исходной.

В [6] представлен комплекс расчетно-проектировочных работ по созданию высокоэффективной системы охлаждения для рабочих лопаток современных газотурбинных двигателей. В работе на основе численного моделирования сопряженного теплообмена с экспериментальной верификацией предложена доработанная конструкция лопат-

ки с повышенной эффективностью. В патентах [7, 8] предлагаются варианты конструкции лопатки турбины, которая включает в себя большое количество охлаждающих каналов различной формы, а также пленочное охлаждение. При этом в отдельных плоских каналах, имеющих наиболее высокую тепловую нагрузку, предлагается установка шахматных пучков штырьковых интенсификаторов теплообмена.

В [9] исследованы теплопередача и потери давления в циклонно-струйной камере, имитирующей область входной кромки охлаждаемой лопатки турбины, для оценки ее теплового КПД и теплогидравлических характеристик. По результатам численных и экспериментальных исследований, средняя теплоотдача в циклонной камере в 2,61–3,54 раза выше по сравнению с аксиальным аналогом. В [10] представлена конфигурация внутреннего охлаждения с использованием двойных вихревых камер в передней кромке газовой турбины. Данная конфигурация позволяет достичь повышения теплопередачи за счет образования двух противовращающихся вихрей. По сравнению со стандартной конфигурацией импиджментного охлаждения предложенная система охлаждения обеспечивает более равномерное распределение коэффициента теплоотдачи.

В [11] представлены результаты моделирования вихревой камеры с контролируемым входным давлением и без него при числах Рейнольдса до 8000. Управление входным давлением позволяет создавать хаотические вихри, значительно интенсифицирующие процессы теплообмена без значительного увеличения гидравлического сопротивления. В [12] представлены экспериментальные результаты по теплообмену в охлаждаемой лопатке оптимизированной геометрии, имеющей дополнительный охлаждающий канал для входной кромки, а также большее количество интенсификаторов теплообмена в виде косых ребер. По результатам испытаний, предложенная геометрия обеспечивает число Нуссельта в среднем на 20% больше по сравнению с исходным вариантом в диапазоне чисел Рейнольдса для каналов до 20 000.

Влияние взаимного расположения штырьковых интенсификаторов, которые могут быть установлены в щелевом канале, исследовано в [13]. Из приведенных в статье данных следует, что для шахматного расположения стержней средний коэффициент теплоотдачи системы интенсификаторов получается на 10–20% выше, чем для коридорной компоновки. Сравнение эффективности шахматного и коридорного пучков стержней было также произведено в [14]. Полученные результаты показали, что шахматное расположение обеспе-

чивается на 10–15 % более высокие значения числа Шервуда.

Исследование влияния шага установки стержней в продольном и поперечном направлениях на показатели теплоотдачи проведено в [15]. Были экспериментально определены коэффициенты теплопередачи для пучков стержней, имеющих различное расположение, шахматное или коридорное, и различное значение шага в продольном (S_x) и поперечном (S_z) направлении относительно течения потока охладителя. Установлено, что оптимальные значения продольного и поперечного шагов, отнесенных к диаметру штырей D , равны: $S_x/D = 2,5$ и $S_z/D = 2,5$ соответственно.

Близкие результаты представлены в [16]. Для системы штырьков с $S_x/D = S_z/D = 2,5$ было получено значение интенсификации по сравнению с гладким щелевым каналом на уровне 3, а для $S_x/D = S_z/D = 3,33$ интенсификация не превысила значения 2,5.

При изготовлении каналов со штырьками из-за особенностей используемого технологического процесса переход от цилиндрической поверхности штырька к плоской стенке получается скруглённым. Изучение влияния данного геометрического фактора на интенсивность теплоотдачи было выполнено в [17]. Было установлено, что наличие скругления на 10–15 % снижает коэффициент гидравлического сопротивления, ввиду чего место контакта штырьков со стенкой следует выполнять с минимально возможными скруглениями. При этом для шахматного расположения коэффициент сопротивления почти в полтора раза больше, чем для коридорного.

Для повышения эффективности штырьковых интенсификаторов сотрудниками НИУ МЭИ была предложена конструкция теплообменной поверхности со штырьками, установленными в сферических лунках [18–20]. Штырьково-луночные интенсификаторы позволяют повысить интенсивность теплоотдачи при незначительном увеличении гидравлических потерь в щелевом канале.

Целью данной работы является сравнительное экспериментальное исследование вариантов щелевых каналов с традиционными штырьковыми интенсификаторами теплоотдачи и каналов со штырьково-луночными интенсификаторами.

1. Модели и методы экспериментального моделирования процессов теплообмена в плоских каналах со штырьково-луночными интенсификаторами

Объектами экспериментальных исследований были три варианта щелевых каналов с различным взаимным расположением штырьков и углублений: каналы М1, М2, М3. Модель М1 представляла собой

прямоугольный щелевой канал, в котором установлены восемь рядов цилиндрических штырьков. Штырьки расположены в шахматном порядке с продольным и поперечным шагом, равным 5 мм. Геометрические параметры модели приведены на рис. 1.

Канал модели М2 отличался от канала модели М1 наличием лунок, расположенных соосно со штырьками. Лунки были выполнены на обеих стенках щелевого канала. Геометрические параметры модели М2 приведены на рис. 2.

Использование штырьково-луночных интенсификаторов в каналах охлаждения лопаток газовых турбин, изготавливаемых литьем по выплавляемым моделям, технологически затруднено. Это связано с необходимостью выполнения литейных галтелей, усложнением конструкции и необходимостью повышения точности изготовления пресс-формы для формирования керамических стержней. В связи с этим была предложена более технологичная конструкция канала (модель М3), в которой штырьки установлены в углублениях – канавках (рис. 3).

Диаметр штырьков во всех моделях был одинаковым и равнялся 2 мм. Каналы изготавливались

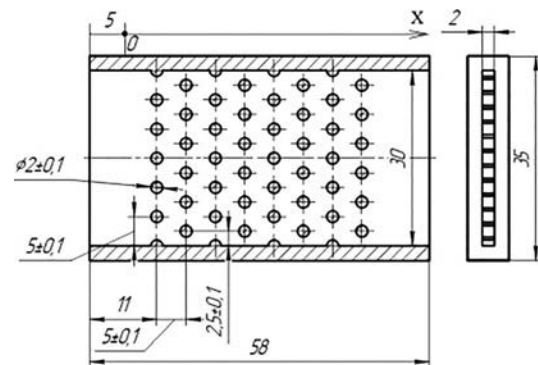


Рис. 1. Геометрические параметры модели М1

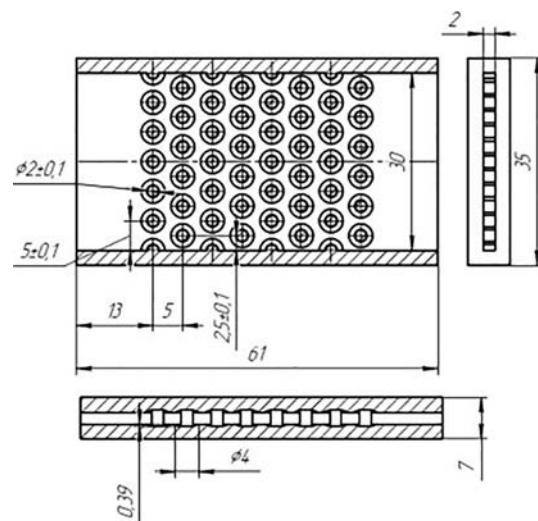


Рис. 2. Геометрические параметры модели М2

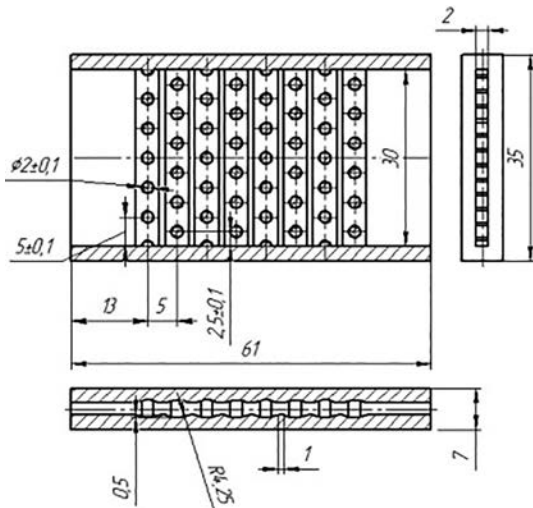


Рис. 3. Геометрические параметры модели М3

с использованием SLM-технологии лазерного спекания на машине SLM 280 из порошка нержавеющей стали 12X18H10T. Каналы с помощью аргонодуговой сварки сваривались с узлами подвода и отвода воздуха. На входе в модели и на выходе из моделей в камерах торможения устанавливались экранированные термопары для измерения температуры воздуха. Использовались хромель-копелевые термопары с диаметром электродов 0,25 мм.

Для проведения экспериментов был применен метод калориметрирования в жидкометаллическом термостате (ЖМТ) [21, 22]. Выбор метода обусловлен возможностью проведения испытаний в строго идентичных условиях, при постоянной температуре поверхности каналов, равной температуре кристаллизации химически чистого цинка $T_{кр} = 692,4\text{К}$.

2. Результаты экспериментального моделирования процессов теплообмена в плоских каналах со штырьково-луночными интенсификаторами

По результатам экспериментальных исследований были построены расходные характеристики моделей, полученные при продувках в кристаллизующемся цинке, при температуре стенки каналов $T_c = 692,4\text{К}$. Результаты представлены на рис. 4. На графике приведены зависимости массового расхода воздуха через внутреннюю полость моделей в зависимости от перепада давления p/p_0 , (p – давление на входе в модель, p_0 – атмосферное давление).

Как видно из рисунка, наименьшую пропускную способность имеет модель М1, у которой наименьшая площадь поперечного сечения канала в сечении установки штырей: $F = 36 \text{ мм}^2$. Максимальную пропускную способность имеет модель М3 с площадью $F = 54 \text{ мм}^2$. Расход воздуха у модели М2, с площадью поперечного сечения $F = 41,14 \text{ мм}^2$, больше, чем у М1, на 5–8%. Расход через модель М3 больше, чем

через модель М1 – на 50% при $p_{вх}/p_0 = 1,1$ и на 33% при $p_{вх}/p_0 = 1,6$. Очевидно, что пропускная способность моделей в основном зависит от минимальной площади поперечного сечения канала.

Испытание моделей проводилось при одинаковых перепадах давления $p_{вх}/p_0 = 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0$. На каждом режиме проводилось три опыта. Каждый эксперимент проверялся по тепловому балансу:

$$C_p G (T_{в.вых} - T_{в.вх}) = \frac{mL}{\tau}, \quad (1)$$

где C_p – средняя изобарная теплоемкость воздуха; m – масса цинковой корки; L – удельная теплота кристаллизации цинка; τ – время продувки; G – расход воздуха через модель; $T_{в.вх}$ – температура воздуха, замеренная на входе в модель; $T_{в.вых}$ – температура воздуха, замеренная на выходе из модели.

Абсолютная погрешность измерения толщины корки не превышала 0,01 мм. Толщина корок δ_i измерялась вдоль средней линии канала, расположенной на расстоянии 17,5 мм от края модели в поперечном сечении. Замеры начинались в точке 0, отстоящей от входа в щелевой канал на 5 мм, с шагом 2,5 мм.

Замеренные толщины осреднялись по результатам повторных экспериментов для каждого режима испытаний. Полученное среднее значение использовалось для расчета плотности теплового потока q_i по наружной поверхности моделей:

$$q_i = \frac{\delta_i \rho L}{\tau}, \quad (2)$$

где ρ – плотность цинковой корки.

Локальные коэффициенты теплоотдачи рассчитывались по зависимости:

$$\alpha_i = \frac{q_i}{T_{кр} - T_{B_i}} \left(\frac{1}{1 - \frac{q_i}{T_{кр} - T_{B_i}} \frac{\delta_{СТ}}{\lambda_{СТ}}} \right), \quad (3)$$

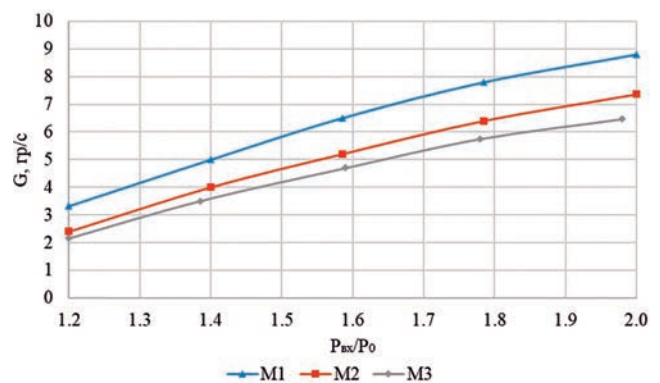


Рис. 4. Зависимость расхода воздуха от перепада давления

где T_{B_i} — температура воздуха в рассматриваемом сечении канала; $\delta_{СТ}$ и $\lambda_{СТ}$ — толщина и теплопроводность стенки канала.

Для расчета чисел Нуссельта Nu и Рейнольдса Re в качестве определяющего размера использовался диаметр штырьков $d = 2$ мм.

Геометрические параметры были выбраны с целью сравнения полученных экспериментальных данных с данными Metzgera [23]:

$$Nu_{cp} = 0,069 Re^{0,718} . \quad (4)$$

Зависимость (4) была получена Metzgerом на моделях, наиболее близких по геометрии к модели исследованного щелевого канала М1.

Для определения коэффициента динамической вязкости в числе Рейнольдса использовалась средняя по длине температура охлаждающего воздуха.

На рис. 5 представлены графики распределения локальных чисел Нуссельта Nu_i по длине штырьковой зоны в модели М1 при различных числах Рейнольдса. Максимальная интенсификация теплоотдачи наблюдается на третьем и четвертом рядах штырьков.

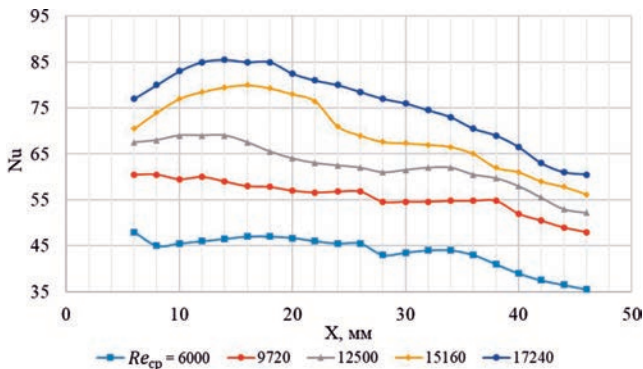


Рис. 5. Распределение локальных значений числа Nu по длине модели М1 при различных значениях чисел Re

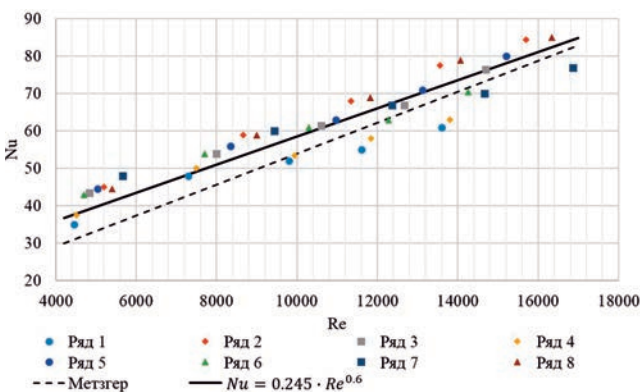


Рис. 6. Сопоставление зависимости значений локальных чисел Nu в рядах штырьков от числа Re для модели М1 с зависимостью [23]

На рис. 6 приведено сравнение локальных чисел Nu_i по рядам штырьков с зависимостью [23]. Экспериментальные данные, полученные в жидкометаллическом термостате, хорошо согласуются с данными [23], но локальные значения Nu лежат несколько выше зависимости Metzgera, которая используется для расчета средних значений Nu по длине штырьковой зоны канала.

С использованием метода наименьших квадратов была найдена критериальная зависимость для расчета средних значений чисел Nu_{cp} штырьковой зоны исследуемой модели М1:

$$Nu_{cp} = 0,245 Re^{0,6} . \quad (5)$$

Результаты, полученные на модели М1, являются базовыми для оценки интенсификации теплоотдачи, реализуемой в моделях М2 и М3.

На рис. 7 и 8 показано распределение локальных чисел Nu по длине каналов моделей М2 и М3 в зависимости от среднего по длине канала Re .

Из приведенных графиков видно, что в модели М3 имеет место более ярко выраженный максимум Nu_i на третьем ряду штырьков по сравнению с моделями М1 и М2, причем этот максимум увеличивается с ростом числа Рейнольдса.

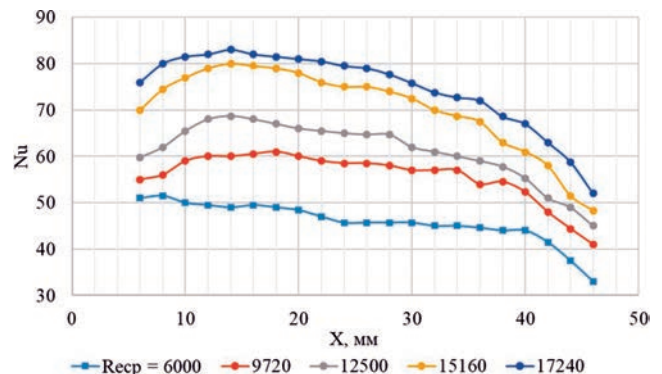


Рис. 7. Распределение локальных чисел Nu_i по длине канала модели М2 при различных числах Re

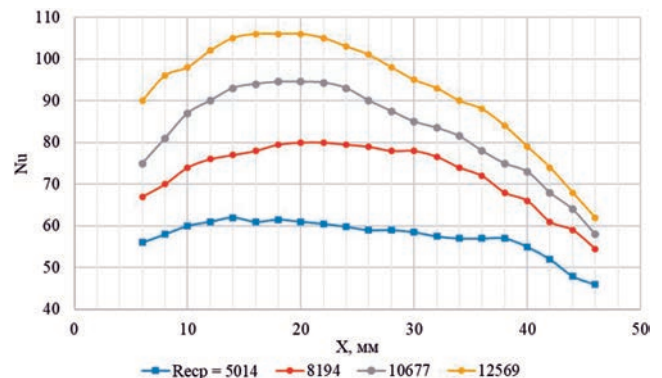


Рис. 8. Распределение локальных чисел Nu_i по длине канала модели М3 при различных числах Re

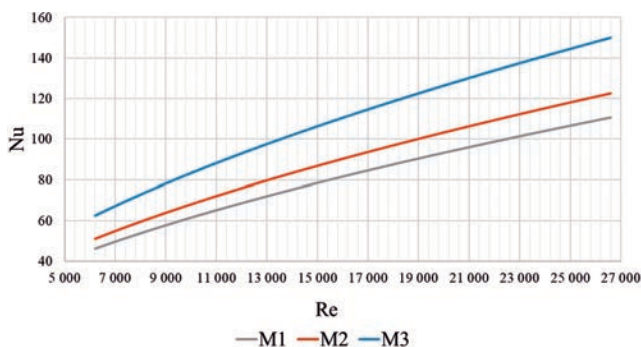


Рис. 9. Критериальные зависимости для исследованных моделей

Сравнение локальных коэффициентов теплоотдачи α , при одинаковом расходе воздуха, показало, что в модели М3, начиная со второго ряда штырьков, интенсивность теплоотдачи выше на 8–13%.

С использованием метода наименьших квадратов были построены критериальные зависимости для расчета средних значений чисел Nu_{cp} по длине штырьковой зоны исследуемых моделей М2 и М3.

Для модели М2 эта зависимость имеет вид

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

для исследуемой модели М3

$$Nu_{cp} = 0,332 Re^{0,6}.$$

Сравнение осредненных по длине штырьковой зоны Nu в исследуемом диапазоне чисел Рейнольдса показало, что использование лунок под основанием штырьков позволяет увеличить Nu на 11%, а применение сплошных канавок вдоль ряда штырей увеличивает Nu на 36% (рис. 9).

Можно предположить, что канавки формируют течение в виде «конфузор–диффузор» в продольном направлении, а штырьки – сужение–расширение в поперечном направлении. Все это способствует формированию сложного трехмерного течения, приводящего к дополнительной интенсификации теплоотдачи при одновременном увеличении пропускной способности канала за счет увеличения минимальной площади поперечного сечения.

Конструкция интенсификаторов в виде штырьков в канавках, применительно к каналам охлаждения лопаток турбины, эквивалентна установке ребер на противоположных стенках канала между рядами штырьков. Такая конструкция интенсификаторов не представляет сложности при изготовлении лопаток литьем по выплавляемым моделям.

Выводы

Экспериментальные исследования трех вариантов щелевых каналов со штырьками, штырьково-луночными интенсификаторами и штырьками,

установленными в поперечных канавках, показали следующее:

– минимальную пропускную способность имеет канал исходной конструкции со штырьками, максимальную пропускную способность – канал со штырьками в поперечных канавках, за счет увеличения минимального проходного сечения канала в 1,5 раза;

– полученные по результатам экспериментов локальные и средние по длине канала со штырьками значения чисел Нуссельта хорошо согласуются с данными работы [23], что позволяет использовать этот канал как базу для оценки влияния на теплоотдачу конструкции интенсификаторов;

– сравнение средних по длине чисел Нуссельта Nu_{cp} показало, что дополнительная установка лунок соосно штырькам позволит увеличить интенсивность теплоотдачи на 11 % по сравнению с базовым каналом, а применение канавок – увеличить Nu_{cp} на 36%.

Список источников

1. Орлов М.Ю., Орлова Е.В. Использование статистических данных по камерам сгорания для создания цифровых двойников газотурбинных двигателей // Вестник РГТА имени П.А. Соловьева. 2022. № 4(63). С. 45–50.
2. Spangler B.W. Partial cavity baffles for airfoils in gas turbine engines. Patent US9982543B2, 29.05.2015.
3. Barker B. Coolant transfer system and method for a dual-wall airfoil. Patent US11598215B1, 07.03.2021.
4. Webster Z.D., Osgood D.E., Gallier K.D. Component with cooling passage for a turbine engine. Patent US11512599B1, 29.11.2021.
5. Бадашин И.Х., Киреев А.В. Снижение массы рабочей лопатки первой ступени турбины за счет изменения ее схемы охлаждения // Вестник УГАТУ. 2020. № 1(87). С. 32–38.
6. Викулин А.В., Ярославцев Н.Л., Чеснова В.А. Разработка конструктивной схемы охлаждения сопловой лопатки турбины высокого давления ГТД // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. 2016. № 1. С. 54–58
7. Lee Ch.-P., Bunker R.S. Thermal shield turbine airfoil. Patent US7011502B2, 14.03.2006.
8. Шевченко И.В., Роголев Н.Д., Роголев А.Н. и др. Охлаждаемая лопатка соплового аппарата газовой турбины. Патент RU 2663966 С1. Бюл. № 23, 13.08.2018.
9. Khalatov A., Syred N., Bowen P., Al-Ajmi R. Quasi two-dimensional cyclone-jet cooling configuration: Evaluation of heat transfer and pressure losses // ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air (4–7 June 2001; New Orleans, Louisiana, USA). DOI: 10.1115/2001-GT-0182
10. Lin G., Kusterer K., Ayed A.H. et al. Numerical investigation on heat transfer in an advanced new leading edge impingement cooling configuration // Propulsion and Power Research. 2015. Vol. 4. No. 4, pp. 179–189. DOI: 10.1016/j.jprr.2015.10.003

11. Thambu R., Babinchak B.T., Ligrani P.M., Moon H.K., Glezer B. Flow in a simple swirl chamber with and without controlled inlet forcing // *Experiments in Fluids*. 1999. Vol. 26, pp. 347–357. DOI: 10.1007/s003480050298
12. Glezer B., Moon H.K., Kerrebrock J. et al. Heat transfer in rotating radial channel with swirling internal flow // *ASME 1998 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition (2–5 June 1998; Stockholm, Sweden)*. Vol. 98, pp. 214–221. DOI: 10.1115/98-GT-214
13. 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
14. Han J.C., Dutta S., Ekkad S. *Gas turbine heat transfer and cooling technology*. – CRC Press, 2012. –871 p. DOI: 10.1201/b13616
15. 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
16. 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.
17. Леонтьев А.И., Олиптиев В.В. Теплофизика и теплотехника перспективных интенсификаторов теплообмена (обзор) // *Известия Российской академии наук. Энергетика*. 2011. № 1. С. 7–31.
18. Киндра В.О., Осипов С.К., Егоров А.А. и др. Исследование и разработка штырьково-луночного интенсификатора теплоотдачи для высокоэффективных теплообменных устройств // *Новое в российской электроэнергетике*. 2017. № 9. С. 76–89.
19. 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 (ETC13, 8–12 April 2019; Lausanne, Switzerland)*. DOI:10.29008/ETC2019-155
20. Киндра В.О., Осипов С.К., Лусин Е.М., Егоров А.А. Развита теплообменная поверхность. Патент RU 2 642 936 С1. Бюл. № 4, 29.01.2018.
21. 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
22. Ремчуков С.С., Ярославцев Н.Л., Лепешкин А.Р. Автоматизированное проектирование и расчет системы охлаждения передней полости лопатки турбины газотурбинного двигателя // *Вестник Московского авиационного института*. 2020. Т. 27. № 4. С. 147–158. DOI: 10.34759/vst-2020-4-147-158
23. Метзгер Б.Б. Развитие процессов теплообмена в каналах прямоугольного сечения с шахматным расположением коротких стержневых ребер // *Теплопередача*. 1982. № 4. С. 115–123.

References

1. Orlov M.Yu., Orlova E.V. *Vestnik RGATA imeni P. A. Solov'eva*, 2022, no. 4(63), pp. 45–50.
2. Spangler B.W. Partial cavity baffles for airfoils in gas turbine engines. *Patent US9982543B2*, 29.05.2015.
3. Barker B. Coolant transfer system and method for a dual-wall airfoil. *Patent US11598215B1*, 07.03.2021.
4. Webster Z.D., Osgood D.E., Gallier K.D. Component with cooling passage for a turbine engine. *Patent US11512599B1*, 29.11.2021.
5. Badamshin I.Kh., Kireev A.V. *Vestnik UGATU*, 2020, no. 1(87), pp. 32–38.
6. Vikulin A.V., Yaroslavtsev N.L., Chesnova V.A. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Aviatcionnaya tekhnika*, 2016, no. 1, pp. 54–58.
7. Lee Ch.-P., Bunker R.S. Thermal shield turbine airfoil. *Patent US7011502B2*, 14.03.2006.
8. Shevchenko I.V., Rogalev N.D., Rogalev A.N. et al. *Patent RU 2663966 C1*, 13.08.2018.
9. Khalatov A., Syred N., Bowen P., Al-Ajmi R. Quasi two-dimensional cyclone-jet cooling configuration: Evaluation of heat transfer and pressure losses. *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air (4–7 June 2001; New Orleans, Louisiana, USA)*. DOI: 10.1115/2001-GT-0182
10. Lin G., Kusterer K., Ayed A.H. et al. Numerical investigation on heat transfer in an advanced new leading edge impingement cooling configuration. *Propulsion and Power Research*, 2015, vol. 4, no. 4, pp. 179–189. DOI: 10.1016/j.jprr.2015.10.003
11. Thambu R., Babinchak B.T., Ligrani P.M., Moon H.K., Glezer B. Flow in a simple swirl chamber with and without controlled inlet forcing. *Experiments in Fluids*, 1999, vol. 26, pp. 347–357. DOI: 10.1007/s003480050298
12. Glezer B., Moon H.K., Kerrebrock J. et al. Heat transfer in rotating radial channel with swirling internal flow. *ASME 1998 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition (2–5 June 1998; Stockholm, Sweden)*. Vol. 98, pp. 214–221. DOI: 10.1115/98-GT-214
13. 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
14. Han J.C., Dutta S., Ekkad S. *Gas turbine heat transfer and cooling technology*. CRC Press, 2012, 871 p. DOI: 10.1201/b13616

15. 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
16. 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.
17. Leont'ev A.I., Olimp'ev V.V. *Izvestiya Rossiiskoi akademii nauk. Energetika*, 2011, no. 1, pp. 7-31.
18. Kindra V.O., Osipov S.K., Egorov A.A. et al. *Novoe v rossiiskoi elektroenergetike*, 2017, no. 9, pp. 76-89.
19. 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 (ETC13, 8-12 April 2019; Lausanne, Switzerland)*. DOI:10.29008/ETC2019-155
20. Kindra V.O., Osipov S.K., Lisin E.M., Egorov A.A. *Patent RU 2642936 C1*, 29.01.2018.
21. 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
22. Remchukov S.S., Yaroslavtsev N.L., Lepeshkin A.R. Computer-aided design and calculation of the blade front cavity cooling system of the gas turbine engine. *Aerospace MAI Journal*, 2020, vol. 27, no. 4, pp. 147-158. DOI: 10.34759/vst-2020-4-147-158
23. Metzger B.B. *Teploperedacha*, 1982, no. 4, pp. 115-123.

Статья поступила в редакцию 13.06.2023; одобрена после рецензирования 28.06.2023; принята к публикации 28.06.2023.

The article was submitted on 13.06.2023; approved after reviewing on 28.06.2023; accepted for publication on 28.06.2023.