

Научная статья

УДК 621.5

URL: <https://vestnikmai.ru/publications.php?ID=179114>

МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В КАНАЛАХ ОХЛАЖДАЕМЫХ ЛОПАТОК ГТД С УЧЕТОМ АПРИОРНОЙ ОЦЕНКИ РАЗМЕРА ЯЧЕЙКИ РАСЧЕТНОЙ СЕТКИ

Сергей Константинович Осипов¹, Павел Александрович Брызгунов² , Николай Дмитриевич Рогалев³,
Владимир Петрович Соколов⁴, Игорь Александрович Милуков⁵

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

¹ OsipovSK@mpei.ru

² BryzgunovPA@mpei.ru 

³ RogalevND@mpei.ru

⁴ SokolovVPet@mpei.ru

⁵ MiliukovIA@mpei.ru

Аннотация. Разработаны соотношения для априорной оценки размера ячейки расчетной сетки, обеспечивающего сеточную сходимость численного решения при моделировании гидрогазодинамических процессов в типовых каналах охлаждаемых лопаток газотурбинных двигателей (ГТД). Для рассмотренных типовых каналов с внезапным расширением, внезапным сужением и диффузорных каналов были проведены исследования на сеточную сходимость решения с погрешностью не более 10% по сравнению с литературными данными, на основе которых сформированы корреляции для оценки оптимальной безразмерной высоты ячейки при известном числе Рейнольдса. Полученные соотношения могут быть использованы при построении сетки на участках сложных каналов со сходственной геометрией.

Ключевые слова: моделирование гидрогазодинамических процессов в охлаждающих каналах лопаток ГТД, опережающая верификация гидравлических моделей каналов, типовые каналы охлаждаемых лопаток турбин ГТД, реверс-инжиниринг охлаждаемых лопаток турбин ГТД

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

Для цитирования: Осипов С.К., Брызгунов П.А., Рогалев Н.Д., Соколов В.П., Милуков И.А. Моделирование гидрогазодинамических процессов в каналах охлаждаемых лопаток ГТД с учетом априорной оценки размера ячейки расчетной сетки // Вестник Московского авиационного института. 2024. Т. 31. № 1. С. 123–133. URL: <https://vestnikmai.ru/publications.php?ID=179114>

Original article

HYDRO-GAS-DYNAMIC PROCESSES MODELING IN THE GTE COOLED BLADES CHANNELS WITH ACCOUNT FOR A PRIORI ESTIMATION OF THE COMPUTATIONAL GRID CELL SIZE

Sergei K. Osipov¹, Pavel A. Bryzgunov² ✉, Nikolai D. Rogalev³, Vladimir P. Sokolov⁴, Igor' A. Milyukov⁵

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

¹ OsipovSK@mpei.ru

² BryzgunovPA@mpei.ru ✉

³ RogalevND@mpei.ru

⁴ SokolovVPet@mpei.ru

⁵ MiliukovIA@mpei.ru

Abstract

At present, the vast majority of gas turbine engines are being accomplished with cooled turbine blades, which is stipulated by the high temperatures of the working fluid at the turbine inlet (over 1500–1700 K). The internal cooling channels geometry of the cooled blades is complex as a rule, due to the necessity to ensure various heat removal degree at the different parts of the blade, as well as the necessity of maximum heat exchange intensification at minimum hydraulic resistance of the circuit to minimize the coolant consumption and energy losses for its pumping.

With the reverse engineering approach, numerical simulation application of fluid dynamics and heat and mass transfer processes may significantly reduce the amount of physical testing of blade prototypes and, as a result, reduce the cost of product development. Nevertheless, the taking certain design decisions requires validation of computational models by physical experiments, which reduces the modeling introduction economic effect. It seems thereupon worthwhile to develop the techniques for models anticipatory verification, allowing transfer from typical geometries with well-known characteristics to the complex composite channels formed from the typical ones.

On the other hand, the computational grid quality is known as one of the basic parameters, determining the modeling accuracy. Practically, there are no generalized recommendations at present for a priori estimation of the grid cells sizes in the main flow region. The presented article suggests application of the earlier developed technique for the anticipatory verification of the numerical modeling results. The technique is based on the decomposition principle and searching for the transition points to the grid convergence ensuring exact solution with an error less than 10%, and compiling correlations associating optimal non-dimensional size of the element (the earlier introduced Ko parameter) with mode and geometric parameters. The article considered models of typical channels frequently occurring in the blades cooling system, such as the channels with sudden expansion, narrowing, as well as diffuser channels. A $k-\omega$ turbulence model is applied for modeling.

Variants computations with the search of the grid convergence points were performed for these channels at various geometrical parameters in the Reynolds number range of 20,000–100,000. Statistically significant correlations, associating the Reynolds number, hydraulic diameter of the channel with the non-dimensional cell height in the main flow zone were obtained by the results of the variant computations processing. Pearson criterion at the 95% probability level was employed for the static significance checking.

An overall statistically significant correlation was obtained as well for all considered channels. The correlation coefficient for the channel with a sudden expansion was 0.75, while it was 0.95 and 0.63, respectively for the channel with a sudden narrowing, and a diffuser. Correlation coefficient of the overall dependence is 0.76.

Keywords: hydro-gas-dynamic processes modeling in the cooled channels of gas turbine engine blades, advanced verification of hydraulic channels models, typical channels of gas turbine engine turbine cooled blades, reverse engineering of gas turbine engines cooled turbine blades

Funding: the work was financed by the Ministry of Education and Science of the Russian Federation (State Assignment no. FSWF-2023-0014, Agreement no. 075-03-2023-383 dated 18.01.2023)

For citation: Osipov S.K., Bryzgunov P.A., Rogalev N.D., Sokolov V.P., Milyukov I.A. Hydro-Gas-Dynamic Processes Modeling in the GTE Cooled Blades Channels with Account for a Priori Estimation of the Computational Grid Cell Size. *Aerospace MAI Journal*, 2024, vol. 31, no. 1, pp. 123–133. URL: <https://vestnikmai.ru/publications.php?ID=179114>

Введение

В настоящее время подавляющее большинство газотурбинных двигателей (ГТД) оснащено охлаждаемыми лопатками турбины, что обусловлено высокими температурами рабочей среды. Как правило, охлаждаемые лопатки имеют сложную геометрию внутренних охлаждающих каналов ввиду необходимости обеспечения различной степени теплосъема на разных поверхностях лопатки, а также необходимости максимальной интенсификации теплообмена при минимальном гидравлическом сопротивлении контура с целью минимизации расхода хладагента и потерь энергии на его прокачку.

С 50-х годов XX века известно большое количество конструкций охлаждаемых лопаток турбин ГТД, ввиду чего целесообразным представляется применение подхода реверс-инжиниринга при создании лопаток для новых образцов газотурбинных двигателей на основе существующих конструктивных решений. В работе [1] рассматривается проектирование лопатки ГТД с применением реверс-инжиниринга на основе типовых элементов, обеспечивающих наибольшую интенсификацию.

При использовании подхода реверс-инжиниринга применение численного моделирования процессов гидрогазодинамики и теплообмена позволяет существенно сократить объем физических испытаний прототипов лопаток и, как следствие, снизить стоимость разработки изделия [2]. Тем не менее принятие тех или иных конструктивных решений требует верификации расчетных моделей посредством физических экспериментов, что снижает эффект от внедрения моделирования.

Верификация необходима по причине сложной геометрии лопаток, для которых редко можно найти надежные экспериментальные данные, а также из-за сложного турбулентного характера течений в охлаждающих каналах [3]. Однако на примере конструкций охлаждаемых лопаток ГТД и газотурбинных установок (ГТУ), представленных в работах [4, 5], видно, что охлаждающие каналы можно представить как совокупность типовых каналов простой формы: прямых каналов, каналов с внезапным расширением, сужением, диффузорных и конфузорных каналов, для которых имеется большое количество литературных данных [6].

При наличии инструментов перехода от типовых каналов к реальным геометриям существует возможность опережающей верификации моделей, что позволит снизить количество испытаний. Таким образом, формирование методики опережающей верификации результатов моделирования течений в каналах сложной формы на основе имеющихся эталонных значений для типовых каналов является актуальной задачей, направленной на повышение

эффективности процессов проектирования охлаждаемых лопаток ГТД.

Существует несколько основных подходов к моделированию турбулентности: прямое численное моделирование (DNS), моделирование крупных вихрей (LES), решение уравнений Навье–Стокса, осредненных по Рейнольдсу (Reynolds Averaged Navier-Stokes, RANS). Первые два метода достаточно требовательны к вычислительной мощности ввиду необходимости построения мелкой расчетной сетки, вследствие чего в настоящее время не находят широкого применения в инженерной практике.

В случае решения уравнений Навье–Стокса, осредненных по Рейнольдсу, моделирование выполняется путем замыкания системы уравнений Навье–Стокса с помощью полуэмпирических моделей турбулентности по всему энергетическому спектру. Данный метод наиболее широко используется в технике при разработке нового оборудования, научных исследованиях. Он является полуэмпирическим и поэтому наименее физичным, однако для RANS-моделирования требуется менее точная расчетная сетка в сравнении с DNS и LES.

В настоящее время существует большое количество полуэмпирических моделей турбулентности для RANS-метода, наиболее широко используемыми из которых являются группы двухпараметрических моделей $k-\epsilon$ [7] и $k-\omega$ [8]. Основным отличием моделей семейства $k-\omega$ от $k-\epsilon$ является возможность прямого расчета течения в пограничном слое, тогда как для $k-\epsilon$ применяются пристеночные функции. С одной стороны, это увеличивает вычислительную сложность ввиду необходимости построения более точной сетки, с другой стороны, позволяет эффективно моделировать отрывные течения.

Поскольку методы RANS, в отличие от методов LES и DNS, не разрешают вихревые структуры напрямую, а моделируют их с использованием полуэмпирических моделей, на сегодняшний день не существует однозначных критериев для построения сеточных моделей, связанных с масштабами турбулентности в потоке, которые уже представлены для методов DNS и LES. В то же время формирование рекомендаций по построению вычислительных сеток, обеспечивающих высокую точность расчетов для конкретных геометрических и режимных характеристик, является важной прикладной задачей, поскольку позволяет проводить расширенную верификацию моделей, что, в свою очередь, сокращает количество численных и физических экспериментов, необходимых для обоснования новых конструктивных решений.

В статье [9] обобщены рекомендации по численному моделированию процессов течения в межлопаточных каналах турбин. Основываясь на результатах обзора, авторы рекомендуют использовать модель $k-\omega$ SST, призматические элементы вблизи стенки с толщиной первого пристеночного элемента, соответствующей $y_+ < 1$, с размером ячеек основного потока, соответствующим общему количеству элементов сетки в диапазоне от 500 000 до 1 500 000.

В работе [10] на примере моделирования тепло-гидравлических процессов, происходящих в активной зоне реактора CANDU, было показано, что достаточная точность при числе Рейнольдса $2,3 \cdot 10^6$ обеспечивается количеством элементов сеточной модели в 84 млн, при этом размер элемента в зонах высокого градиента скорости не должен превышать 0,4 мм. В работе также отмечается, что при моделировании проявляется гораздо большая чувствительность к изменению размера глобального элемента, чем к изменению размера пристеночных ячеек.

Основной проблемой использования вышеуказанных работ в качестве рекомендаций по построению сетки является отсутствие обобщенных рекомендаций по построению сеточных моделей для размеров глобальных элементов, в то время как для ячеек, близких к сетке, существуют рекомендации по выбору размеров ($y_+ < 5$ для низкорейнольдсовых моделей $k-\omega$ и $y_+ > 30$ для высокорейнольдсовых $k-\epsilon$) [11], основанные на структуре соотношений для данных моделей.

Для глобального элемента сеточной модели в основной зоне потока важной характеристикой является точка сеточной сходимости [12], получаемая при исследовании на сеточную сходимость. Точка сеточной сходимости – значение размера элемента, при котором дальнейшее уменьшение размера элемента не приводит к заметному повышению точности вычислений. Это значение очень важно, так как в данном случае обеспечивается достаточная точность моделирования при относительно небольшом количестве элементов сетки и, как следствие, сравнительно низкой вычислительной сложности задачи.

В статье [13] представлены результаты исследования сеточной сходимости применительно к моделированию внешнего потока вокруг ветряной турбины с ротором Дарье. В статье предлагается методология и корреляции для оценки размеров элементов при моделировании URANS с применением модели SST, использующей комбинацию числа Куранта (Co), и вновь введенного авторами критерия GRV (разрешаемая сеткой завихренность). Преимуществами описанного метода являются степень физичности ввиду использования

естественных подходов, а также высокая точность. Недостатком является использование при расчете критерия GRV поля завихренности, которое можно построить только после нахождения поля скорости, что исключает возможность априорной оценки размера сеточной модели.

Целью данной работы является формирование корреляций для оценки размеров глобальных элементов сеточных моделей, обеспечивающих сеточную сходимость при моделировании процессов гидродинамики в турбулентном потоке в типичных каналах охлаждаемых лопаток газотурбинных двигателей, в качестве которых рассматриваются каналы с внезапным расширением, внезапным сужением, а также диффузорные каналы. В этом случае соотношения должны быть рассчитаны на применение в широком диапазоне эксплуатационных характеристик и соответствовать следующим требованиям:

1. Размер элемента сетки в корреляциях должен быть связан с характерными гидродинамическими величинами, которые имеют размерность длины и характеризуют режим течения.

2. Характер используемых величин должен позволять оценить масштаб элемента априорно, до проведения численных экспериментов.

3. Корреляции должны учитывать результаты существующих теоретических и экспериментальных исследований турбулентных течений в каналах.

1. Объект исследования

Объектами исследования в данной работе являются каналы с внезапным расширением, с внезапным сужением, а также диффузорные каналы. Данные каналы типичны для охлаждаемых лопаток газотурбинных двигателей, кроме того, в данных каналах наблюдается отрыв потока, ввиду чего важна точность расчета местных потерь на вихреобразование.

Для построения критериальных зависимостей необходимо проведение исследований на сеточную сходимость для типовых каналов. На рис. 1 показаны эскизы типичных каналов, рассмотренных в этой работе; в табл. 1 приведены их геометрические и рабочие характеристики.

В качестве характерных режимных параметров были выбраны числа Рейнольдса в диапазоне $\sim 10^4 - 10^5$ [14, 15, 16].

2. Методика исследований сеточной сходимости

Проведение исследований на сеточную сходимость является важным шагом в решении любой задачи, однако при решении сложных задач необходимость расчета нескольких вариантов сетки значительно увеличивает общую вычислительную

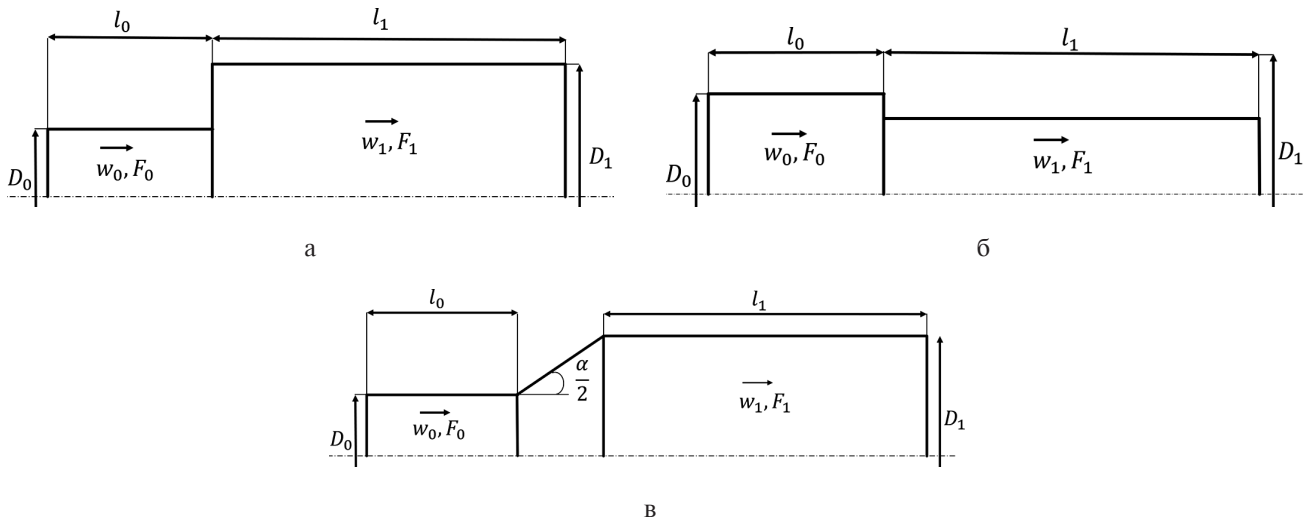


Рис. 1. Эскизы рассмотренных типовых каналов: а – канал с внезапным расширением; б – канал с внезапным сужением; в – диффузорный канал

Таблица 1

Геометрические и режимные параметры рассматриваемых каналов

Канал с внезапным расширением			
F_0/F_1	0,1	0,3	0,5
D_0 , мм	84	84	84
D_1 , мм	265,6	153,4	118,8
l_0 , мм	50	50	50
l_1 , мм	1400	700	700
Re_0	20000, 60000, 100000	20000, 60000, 100000	20000, 60000, 100000
Канал с внезапным сужением			
F_0/F_1	0,1	0,3	0,5
D_0 , мм	84	84	84
D_1 , мм	48,1	83,3	107,5
l_0 , мм	50	50	50
l_1 , мм	700	700	700
Re_0	20000, 60000, 100000	20000, 60000, 100000	20000, 60000, 100000
Диффузорный канал			
α , °	10	15	20
D_0 , мм	84	84	84
D_1 , мм	220,4	289,32	359
D_2 , мм	168	168	168
D_3 , мм	700	700	1078
D_4 , мм	20000, 60000, 100000	20000, 60000, 100000	20000, 60000, 100000

сложность задачи. При использовании предлагаемой в настоящей работе опережающей верификации значение оптимального размера глобального элемента может быть оценено априорно, что исключает необходимость проведения полноценного исследования на сеточную сходимость.

При численном моделировании задач гидродинамики основным источником погрешности моделирования является низкое разрешение сеточной модели в областях с высокими градиентами скорости. Применительно к течению в каналах это пристеночный пограничный слой, а также зоны отрыва потока, в то время как в ядре потока средняя скорость практически не изменяется. Наибольший градиент скорости при течении жидкости приходится на вязкий подслой, для которого в настоящее время существуют рекомендации по выбору высоты призматических слоев [17]. В турбулентном логарифмическом пограничном слое изменение скорости происходит медленнее, но оно также значительно.

Если говорить о положении логарифмического турбулентного подслоя в типичных расчетных сетках, то, как правило, это сечение соответствует области за пределами пристенных слоев, в зоне глобальных элементов сетки, для которых в настоящее время отсутствуют практически обобщенные априорные рекомендации по выбору линейных размеров. Также важно отметить, что изменение размера глобального элемента также влияет на плотность сетки по направлению течения жидкости, а это, в свою очередь, влияет на корректность расчета поля давления, которое изменяется в установившемся потоке главным образом по длине канала.

Принимая во внимание структуру потока, можно предположить, что для обеспечения требуемой точности оптимальные размеры глобальных элементов должны быть связаны корреляционными зависимостями с характерными линейными масштабами, характеризующими степень турбулентности потока. Оптимальным масштабом в этом случае был бы характерный размер вихревых структур, но его нельзя оценить априори, и поэтому он не подходит в качестве масштаба для построения априорных корреляционных зависимостей. Кроме того, RANS-моделирование не позволяет исследовать вихри напрямую, даже после проведения расчета масштаб вихрей можно только приближенно оценить по полям переменных турбулентной кинетической энергии и скорости диссипации турбулентной кинетической энергии.

С другой стороны, используя хорошо известные эмпирические соотношения для логарифмического профиля скорости Прандтля, можно построить корреляции, в которых толщина турбулентного

логарифмического подслоя, приблизительно соответствующая безразмерной координате $y_+ = 200$, принимается за характерный линейный размер. Учитывая выражение для высоты пристеночного слоя [18], можно преобразовать безразмерные координаты в размерные.

Предполагается, что для всех рассмотренных режимов в рамках одной модели турбулентности корреляция

$$Ko = f(Re'), \quad (1)$$

где Ko – безразмерное оптимальное значение размера контрольного объема, [19]:

$$Ko = \frac{\Delta_{\text{опт}}}{y_+ D \sqrt{74} Re' \frac{13}{14}}. \quad (2)$$

Здесь D – характерный размер канала, м;

$\Delta_{\text{опт}}$ – оптимальный линейный размер глобального элемента сеточной модели, м;

y_+ – безразмерное расстояние от стенки, соответствующее переходу к ядру потока, $y_+ = 200$ [20];

Re' – число Рейнольдса в характерном поперечном сечении канала.

В данной статье оптимальным размером элемента сеточной модели считается размер, обеспечивающий сеточную сходимость. В качестве характерного размера канала с изменяющимся поперечным сечением принимается размер канала в области наибольших потерь давления. Например, в случае канала с внезапным расширением это диаметр длинной широкой части, в случае канала с внезапным сужением это диаметр узкой части, для диффузора это средний диаметр между широкой частью и узкой частью.

Физический смысл гипотезы заключается в наличии зависимости размера элемента и высоты турбулентного пограничного слоя от режимных и геометрических параметров потока.

Общая методология исследования включает в себя:

1. Проведение исследования на сеточную сходимость для типичных каналов с различными режимными и геометрическими характеристиками.

2. Выявление точек перехода к сеточной сходимости.

3. Приведение значений размера элемента, соответствующего переходу к сеточной сходимости, к безразмерной величине Ko путем деления на толщину турбулентного пограничного слоя.

4. Формирование корреляций $Ko(Re')$ для отдельных каналов с проверкой статистической значимости.

Обобщенные корреляции могут быть использованы для построения сетки в каналах сложной формы при их декомпозиции на простые типовые каналы.

В настоящей работе моделирование проводилось в осесимметричной формулировке 2D RANS, в качестве модели турбулентности использовалась модель $k-\omega$. Для численного моделирования применялся программный пакет Ansys Fluent 18.2. Настройки сетки и решателя, использованные при моделировании, показаны в табл. 2.

Таблица 2

Настройки сетки и решателя, использованные при моделировании

Метод моделирования	RANS осесимметричный
Среда	Воздух
Коэффициент роста	1,1
Тип сетки	Неструктурированная
Модель турбулентности	$k-\omega$
y_+ первого пристеночного элемента	1
Число призматических слоев	10
Размер ячеек, мм	0,2–40

В качестве контрольного параметра, характеризующего точность моделирования, использовался коэффициент гидравлического сопротивления, рассчитываемый по формуле [6]

$$\xi_{\text{мод}} = 2 \frac{p_1 - p_0}{\rho w_0^2}, \quad (3)$$

где p_1 – осредненная по массе полное давление на входе в канал, Па;

p_0 – осредненное по массе полное давление на выходе из канала, Па.

ρ – осредненная по массе плотность на входе в канал, кг/м³;

w_0 – осредненная по массе скорость на входе в канал.

Погрешность моделирования оценивалась по формуле

$$\delta = 100 \cdot \frac{|\xi_{\text{мод}} - \xi_{\text{Г}}|}{\xi_{\text{Г}}}, \quad (4)$$

где $\xi_{\text{Г}}$ – значение коэффициента гидравлических потерь по литературным данным:

$$\xi_{\text{Г}} = \sum \xi_{\text{ц},i} \cdot \left(\frac{D_0}{D_{\text{ц},i}}\right)^4 + \sum \xi_{\text{м},i} \cdot \left(\frac{D_0}{D_{\text{м},i}}\right)^4. \quad (5)$$

Здесь $\xi_{\text{ц},i}$ – коэффициент гидравлических потерь цилиндрических каналов;

$\xi_{\text{м},i}$ – коэффициент локальных потерь, определяемый на основе данных [6];

$D_{\text{ц},i}$ – диаметр цилиндрических каналов, м;

$D_{\text{м},i}$ – характерный диаметр участков с местными потерями, м.

Коэффициент гидравлических потерь цилиндрических участков рассчитывается по формуле

$$\xi_{\text{ц},i} = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}} \cdot \frac{l_{\text{ц},i}}{D_{\text{ц},i}}, \quad (6)$$

$l_{\text{ц},i}$ – длина цилиндрического участка, м.

Для проверки гипотезы о наличии корреляции применялся критерий Пирсона [21]. Условие наличия корреляции:

$$|r_p| \geq r_{\text{крит}}, \quad (7)$$

где r_p – статистика критерия Пирсона;

$r_{\text{крит}}$ – критическое значение статистики критерия Пирсона.

Статистика критерия Пирсона определялась по формуле [21]

$$r_p = \frac{4c_p}{\sqrt{1 - c_p^2}}, \quad (8)$$

где c_p – коэффициент линейной корреляции Пирсона.

Критическое значение статистики критерия Пирсона определялось по формуле

$$r_{\text{крит}} = T_{0,95,2n-2}, \quad (9)$$

где $T_{0,95,2n-2}$ – квантиль распределения Стьюдента уровня 0,95 с $2n - 2$ степенями свободы;

n – количество точек.

3. Результаты исследований на сеточную сходимость

По результатам исследования на сеточную сходимость, для всех рассмотренных геометрий удалось достичь приемлемого уровня погрешности в 10%. Данные, иллюстрирующие сходимость сетки, приведены в табл. 3. Как видно из табл. 3, погрешность, достигаемая при переходе к сеточной сходимости, в основном увеличивается с повышением степени турбулентности потока при переходе к более высоким значениям среднего Re по длине канала.

Для каждого из рассматриваемых каналов были найдены размеры глобальных элементов, обеспечивающие сеточную сходимость, после чего эти размеры были приведены к безразмерному виду для получения значения параметра Ко.

Зависимости, полученные в ходе корреляционного анализа, приведены на рис. 2 и в табл. 4. Как видно из рис. 2, корреляции для каждого типа канала несколько отличаются друг от друга, при этом все корреляции статистически значимы. Корреляции при низком Re имеют небольшой угол наклона, из чего можно заключить, что в этой зоне количество ячеек для разрешения логарифмического погранич-

Таблица 3

Данные по сеточной сходимости

Внезапное расширение									
F	0,1	0,1	0,1	0,3	0,3	0,3	0,5	0,5	0,5
Re	20000	60000	100000	20000	60000	100000	20000	60000	100000
Re'	6325	18974	31623	10960	32880	54800	14142	42426	70711
$Ge_{сх}, мм$	5	2,5	2	2	5	1,5	1,5	1	0,8
Внезапное сужение									
F	0,1	0,1	0,1	0,3	0,3	0,3	0,5	0,5	0,5
Re	20000	60000	100000	20000	60000	100000	20000	60000	100000
Re'	61632	184704	308161	35578	106623	177891	27548	82560	137743
$Ge_{сх}, мм$	0,2	0,29	0,49	0,52	0,35	0,42	0,74	0,76	1,29
Диффузор									
$\alpha, ^\circ$	10	10	10	15	15	15	20	20	20
Re	20000	60000	100000	20000	60000	100000	20000	60000	100000
Re'	15245	45735	76225	11613	34840	58067	9359	28078	46797
$\Delta, мм$	0,25	0,5	0,25	0,3	1	2	2,6	2,5	0,7

Таблица 4

Корреляции $Ko(Re')$ для течения в каналах

Геометрия	Корреляция	c_p	$ r_p $	$r_{крит}$
Внезапное расширение	$Ko = 0,0001 Re'^{0,6449}$	0,75	4,63	1,74
Внезапное сужение	$Ko = 9 \cdot 10^{-7} Re'^{1,056}$	0,92	9,38	1,74
Диффузор	$Ko = 4 \cdot 10^{-6} Re'^{0,9087}$	0,63	3,29	1,74
Общая	$Ko = 2 \cdot 10^{-5} Re'^{0,804}$	0,76	4,81	1,74

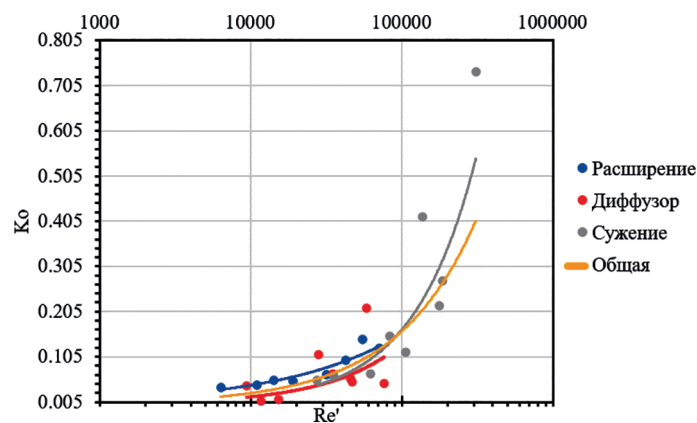


Рис. 2. Корреляции $Ko(Re')$ для течения в каналах, модель $k-\omega$

ного слоя изменяется незначительно. При высоких значениях Re' , соответствующих переходу к более развитой турбулентности, отношение размера оптимального элемента к толщине пограничного слоя увеличивается более быстрыми темпами, что указывает на то, что в этой зоне требуется меньшее количество элементов для разрешения логарифмического пограничного слоя, и это может быть объяснено в среднем меньшим вкладом данного участка в картину течения при этих режимах. Общая корреляция, которая объединяет точки для всех рассмотренных геометрий, также имеет статистическую значимость и является довольно сильной.

В общей корреляции показатель степени при Re' равен 0,804, в то время как толщина пограничного слоя пропорциональна $Re'^{-13/14}$, что указывает на то, что размер элемента, соответствующего сеточной сходимости, увеличивается медленнее, чем толщина пограничного слоя. Таким образом, более высокое значение Re соответствует меньшему размеру элемента, что является физическим результатом.

Выводы

По результатам моделирования турбулентных течений в каналах, являющихся типовыми элементами систем охлаждения лопаток газотурбинных двигателей, а также путем анализа расчетных данных было установлено:

1. Существуют закономерности, которые связывают размер элемента сеточной модели, обеспечивающий сеточную сходимость, с режимными и геометрическими параметрами течения; в качестве безразмерного критерия подобия можно ввести параметр Ko , являющийся отношением размера элемента сеточной модели, обеспечивающего сходимость сетки, к толщине турбулентного пограничного слоя.

2. Имеются статистически значимые корреляции $Ko(Re')$ для каналов с внезапным расширением, внезапным сужением и диффузоров, а также общая статистически значимая корреляция $Ko(Re')$, которые могут быть использованы для оценки размеров глобальных ячеек сетки при моделировании гидравлических и теплогидравлических процессов в охлаждаемых лопатках турбин в ходе их реверс-инжиниринга.

Список источников

1. Осипов С.К., Шевченко И.В., Роголев 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

2. Шевченко М.И. Опережающая верификация теплогидравлических моделей при проектировании охлаждаемых лопаток газовых турбин // Технические науки – от теории к практике. 2016. № 4(52). С. 28–36.
3. Шевченко И.В., Роголев А.Н., Роголев 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.
4. Ле Т.З., Нестеренко В.Г. Особенности проектирования охлаждаемых лопаток высокотемпературных турбин высокого давления с бандажной полкой // Международный научно-исследовательский журнал. 2018. № 1(67). Часть 1. С. 84–89. DOI: <https://doi.org/10.23670/IRJ.2018.67.087>
5. Борисов Д.С., Андреев К.Д. Эффективность различных типов охлаждения лопаток высокотемпературных газовых турбин с различными видами охладителя // Международный журнал гуманитарных и естественных наук. 2021. № 4-1(55). С. 23–31. DOI: 10.24412/2500-1000-2021-4-1-23-31
6. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Под ред. М.О. Штейнберга. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.
7. Wilcox D.C. Formulation of the k- ω Turbulence Model Revisited // AIAA Journal. 2008. Vol. 46. No. 11, pp. 2823–2838. DOI: 10.2514/1.36541
8. Menter F.R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications // AIAA Journal. 1994. Vol. 32. No. 8, pp. 1598–1605. DOI: 10.2514/3.12149
9. Popov G., Matveev V., Baturin O. et al. Selection of Parameters for Blade-to-blade Finite-volume Mesh for CFD Simulation of Axial Turbines // 2nd International Conference on Mechanical, System and Control Engineering (ICMSC 2018). Vol. 220: 3003. DOI: 10.1051/mateconf/201822003003
10. Lu Z., Piro M.H.A., Christon M.A. Mesh and Turbulence Model Sensitivity Analyses of Computational Fluid Dynamic Simulations of a 37M CANDU Fuel Bundle // Nuclear Engineering and Technology. 2022. Vol. 54. No. 11, pp. 4296–4309. DOI: 10.1016/j.net.2022.06.004
11. Osipov S, Shcherbatov I., Vegera A. et al. Computer Flow Simulation and Verification for Turbine Blade Channel Formed by the C-90-22 A Profile // Inventions. 2022. Vol. 7. No. 3: 68. DOI: 10.3390/inventions7030068
12. Sadreghighi I. Mesh Sensitivity & Mesh Independence Study. CFD Open Series, Annapolis, MD., 2021, 55 p. DOI: 10.13140/RG.2.2.34847.51365/2
13. Bianchini A., Balduzzi F., Ferrara G., Ferrari L. Dimensionless Numbers for the Assessment of Mesh and Timestep Requirements in CFD Simulations of Darrieus Wind Turbines // Energy. 2016. Vol. 97, pp. 246–261. DOI: 10.1016/j.energy.2015.12.111
14. Ben-Mansour R., Al-Hadhrani L. Effect of Reynolds Number and Property Variation on Fluid Flow and Heat Transfer in

- the Entrance Region of a Turbine Blade Internal-Cooling Channel // *International Journal of Rotating Machinery*. 2005. Vol. 1, pp. 36-44. DOI: 10.1155/IJRM.2005.36
15. Jin W., Jia Y.X., Lei J. et al. Coupled heat transfer analysis of internal and film cooling of turbine blade under medium temperature conditions // *Applied Thermal Engineering*. 2022. Vol. 214. No. 6:118792. DOI:10.1016/j.applthermaleng.2022.118792
16. Patil P.S., Borse S. L. Recent Studies in Internal Cooling of gas turbine blade: a Review // *International Journal of Applied Engineering Research*. 2018. Vol. 13. No. 9, pp. 7131-7141.
17. Komarov I., Osipov S., Vegeera A. et al. Verification of Computer Flow Simulation in Confuser and Diffuser Channels // In: Akhmetova I., Zunino P. (eds) *Proceedings of the International Symposium on Sustainable Energy and Power Engineering. SUSE 2021. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Singapore, pp. 343–352. DOI: 10.1007/978-981-16-9376-2_33
18. Nagib H.M., Chauhan K.A., Monkewitz P.A. Approach to an Asymptotic State for Zero Pressure Gradient Turbulent Boundary Layers // *Philosophical Transactions of The Royal Society A Mathematical Physical and Engineering Sciences*. 2007. Vol. 365. No. 1852, pp. 755-770. DOI: 10.1098/rsta.2006.1948
19. Bryzgunov P., Osipov S., Komarov I. et al. Research and Development of Criterial Correlations for the Optimal Grid Element Size Used for RANS Flow Simulation in Single and Compound Channels // *Inventions*. 2022. Vol. 8. No. 1: 4. DOI: 10.3390/inventions8010004
20. Kline S.J., Reynolds W.C., Schraub F.A., Runstadler P.W. The Structure of Turbulent Boundary Layers // *Journal of Fluid Mechanics*. 1967. Vol. 30. No. 4, pp. 741–773. DOI: 10.1017/S0022112067001740
21. Rodgers J.L., Nicewander W.A. Thirteen Ways to Look at the Correlation Coefficient // *The American Statistician*. 1988. Vol. 42. No. 1, pp. 59–66. DOI:10.1080/00031305.1988.10475524

References

1. Osipov S.K., Shevchenko I.V., Rogalev N.D., Vegeera 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
2. Shevchenko M.I. *Tekhnicheskie nauki – ot teorii k praktike*, 2016, no. 4(52), pp. 28-36.
3. 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.
4. Le T.Z., Nesterenko V.G. *Mezhdunarodnyi nauchno-issledovatel'skii zhurnal*, 2018, no. 1(67), pp. 84-89. DOI: 10.23670/IRJ.2018.67.087
5. Borisov D.S., Andreev K.D. *Mezhdunarodnyi zhurnal gumanitarnykh i estestvennykh nauk*, 2021, vol. 4-1 (55), pp. 23-31. DOI: 10.24412/2500-1000-2021-4-1-23-31
6. Idel'chik I.E. *Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam* (Handbook of hydraulic resistances). 3rd ed. Moscow, Mashinostroenie, 1992, 672 p.
7. Wilcox D.C. Formulation of the k-w Turbulence Model Revisited. *AIAA Journal*, 2008, vol. 46, no. 11, pp. 2823–2838. DOI: 10.2514/1.36541
8. Menter F.R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. *AIAA Journal*, 1994, vol. 32, no. 8, pp. 1598–1605. DOI: 10.2514/3.12149
9. Popov G., Matveev V., Baturin O. et al. Selection of Parameters for Blade-to-blade Finite-volume Mesh for CFD Simulation of Axial Turbines. *2nd International Conference on Mechanical, System and Control Engineering (ICMSC 2018)*. Vol. 220: 3003. DOI: 10.1051/mateconf/201822003003
10. Lu Z., Piro M.H.A., Christon M.A. Mesh and Turbulence Model Sensitivity Analyses of Computational Fluid Dynamic Simulations of a 37M CANDU Fuel Bundle. *Nuclear Engineering and Technology*, 2022, vol. 54, no. 11, pp. 4296–4309. DOI: 10.1016/j.net.2022.06.004
11. Osipov S, Shcherbatov I., Vegeera A. et al. Computer Flow Simulation and Verification for Turbine Blade Channel Formed by the C-90-22 A Profile. *Inventions*, 2022, vol. 7, no. 3: 68. DOI:10.3390/inventions7030068
12. Sadreghighi I. *Mesh Sensitivity & Mesh Independence Study*. CFD Open Series, Annapolis, MD, 2021, 55 p. DOI: 10.13140/RG.2.2.34847.51365/2
13. Bianchini A., Balduzzi F., Ferrara G., Ferrari L. Dimensionless Numbers for the Assessment of Mesh and Timestep Requirements in CFD Simulations of Darrieus Wind Turbines. *Energy*, 2016, vol. 97, pp. 246–261. DOI: 10.1016/j.energy.2015.12.111
14. Ben-Mansour R., Al-Hadhrami L. Effect of Reynolds Number and Property Variation on Fluid Flow and Heat Transfer in the Entrance Region of a Turbine Blade Internal-Cooling Channel. *International Journal of Rotating Machinery*, 2005, vol. 1, pp. 36-44. DOI: 10.1155/IJRM.2005.36
15. Jin W., Jia Y.X., Lei J. et al. Coupled heat transfer analysis of internal and film cooling of turbine blade under medium temperature conditions. *Applied Thermal Engineering*, 2022, vol. 214, no. 6: 118792. DOI:10.1016/j.applthermaleng.2022.118792
16. Patil P.S., Borse S. L. Recent Studies in Internal Cooling of gas turbine blade: a Review. *International Journal of Applied Engineering Research*, 2018, vol. 13, no. 9, pp. 7131-7141.

17. Komarov I., Osipov S., Vegera A. et al. Verification of Computer Flow Simulation in Confuser and Diffuser Channels. In: Akhmetova I., Zunino P. (eds) *Proceedings of the International Symposium on Sustainable Energy and Power Engineering. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Singapore, 2021, pp. 343–352. DOI: 10.1007/978-981-16-9376-2_33
18. Nagib H.M., Chauhan K.A., Monkewitz P.A. Approach to an Asymptotic State for Zero Pressure Gradient Turbulent Boundary Layers. *Philosophical Transactions of The Royal Society A Mathematical Physical and Engineering Sciences*, 2007, vol. 365, no. 1852, pp. 755–770. DOI: 10.1098/rsta.2006.1948
19. Bryzgunov P., Osipov S., Komarov I. et al. Research and Development of Criterial Correlations for the Optimal Grid Element Size Used for RANS Flow Simulation in Single and Compound Channels. *Inventions*, 2022, vol. 8, no. 1: 4. DOI: 10.3390/inventions8010004
20. Kline S.J., Reynolds W.C., Schraub F.A., Runstadler P.W. The Structure of Turbulent Boundary Layers. *Journal of Fluid Mechanics*, 1967, vol. 30, no. 4, pp. 741–773. DOI: 10.1017/S0022112067001740
21. Rodgers J.L., Nicewander W.A. Thirteen Ways to Look at the Correlation Coefficient. *The American Statistician*, 1988, vol. 42, no. 1, pp. 59–66. DOI: 10.1080/00031305.1988.10475524

Статья поступила в редакцию 04.10.2023; одобрена после рецензирования 09.11.2023; принята к публикации 10.11.2023.

The article was submitted on 04.10.2023; approved after reviewing on 09.11.2023; accepted for publication on 10.11.2023.