

А. И. ШМАНЕНКО, С. И. СЕРБИН

*Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, Украина***ТЕПЛООБМЕН ВО ВРАЩАЮЩЕМСЯ ГЛАДКОМ КРУГЛОМ КАНАЛЕ
И ВЛИЯНИЕ НА ЕГО ИНТЕНСИВНОСТЬ ВИХРЕВОГО ТЕЧЕНИЯ**

Выполнен анализ интенсивности теплообмена во вращающемся гладком канале, моделирующем охлаждающий канал рабочей лопатки газотурбинного двигателя. В качестве базового варианта выбран канал круглого сечения диаметром 6 мм и длиной 80 мм. Проведены расчеты теплообмена во вращающемся и неподвижном каналах, которые позволили оценить влияние вихревого течения на интенсивность теплообмена. Вращение канала с частотой 7400 оборотов в минуту моделировалось путём вращения домена, при этом ось вращения находилась на расстоянии 0,49 м от корневого сечения канала. На входе в канал задавалось полное давление 1040000 Па и температура 733 К, на выходе из канала задавался расход охлаждающего воздуха 0,02 кг/с. В качестве рабочей среды использовался идеальный газ – воздух, а в качестве модели турбулентности – SST (Shear Stress Transport), расчет производился с учетом эффекта плавучести. Проведена верификация расчетной модели теплообмена во вращающемся канале рабочей лопатки газотурбинного двигателя по данным экспериментальных исследований. Граничные условия на входе и выходе из канала задавались таким образом, чтобы параметры потока при расчете в точности соответствовали экспериментальным характеристикам. Полученные в результате численных расчетов распределения температуры и чисел Нуссельта качественно и количественно соответствуют эксперименту. Расчетным путем определено распределение чисел Нуссельта на передней и задней стенках для вращающегося и неподвижного каналов, а также зависимости относительной тангенциальной скорости от относительной длины канала. Показано, что среднее значение чисел Нуссельта на передней стенке практически одинаково для вращающегося и неподвижного каналов, несмотря на наличие интенсивных вторичных течений во вращающемся канале, которые должны способствовать интенсификации теплообмена. Среднее значение чисел Нуссельта на задней стенке вращающегося канала выше по сравнению с неподвижным в результате действия вторичных течений, вызванных силой Кориолиса, перемещающей охлаждающий воздух из ядра потока к задней стенке.

Ключевые слова: вторичные течения; теплообмен; вращающийся канал.

Введение

С учетом непрерывного повышения температуры газа на входе в газовую турбину с целью повышения КПД, разработка более эффективных и экономичных систем охлаждения рабочих лопаток становится наиболее важной задачей. Для повышения эффективности охлаждения лопаток используется как внешнее пленочное охлаждение, так и различные методы интенсификации теплообмена во внутренних каналах лопатки.

Увеличение расхода охладителя, необходимого для поддержания температуры лопаток в допустимых пределах, сложность и высокая стоимость технологического процесса изготовления лопаток диктуют необходимость разработки новых способов охлаждения с высокой степенью интенсификации теплообмена при существенном снижении расхода охладителя. Интенсификации теплообмена можно достичь за счет формирования в охлаждающем ка-

нале лопатки вихревого течения. Одним из вариантов подобных систем являются системы охлаждения, в которых вихревые течения образуются не путем разрушения структуры потока и, как следствие, существенного повышения гидравлического сопротивления охлаждающего канала, а за счет действия силы Кориолиса.

**Анализ последних исследований
и публикаций**

Исследование течения охлаждающего воздуха во вращающихся лопатках газотурбинных двигателей (ГТД) является актуальной задачей. При течениях воздуха во вращающемся канале на поток действуют такие факторы как сила Кориолиса и центробежная сила, которые оказывают существенное влияние на теплообмен.

Coehring [1] провел численное исследование двухпроходного вращающегося канала для следующих параметров: число Рейнольдса 25000, число

вращения 0,24, начальное число плавучести 0,63. Результаты исследования показали, что при наличии теплообмена с течением времени температура, тепловой поток и плавучесть существенно изменяются.

Singh [2] провел экспериментальное исследование теплообмена при вращении канала. Исследование проводилось для двух конфигураций канала, для которых эффект от действия силы Кориолиса был устранен за счет взаимного расположения векторов скорости течения охлаждающего воздуха и вектора вращения. Данная работа предлагает новую конструкцию петлевого охлаждающего канала, который направлен вдоль хорды лопатки и имеет одинаковое распределение коэффициентов теплоотдачи по передней и задней стенках. Коэффициент теплоотдачи измерялся с помощью метода жидкокристаллической термографии.

Chen [3] провел экспериментальное исследование теплообмена в двойном вращающемся прямоугольном канале с ребрами-турбулизаторами, размещенными под углом 60° . Отношение ширины канала к его высоте составляло 4:1 для первого канала и 2:1 для второго. Высота ребер принималась постоянной, отношение расстояния между ребрами к их высоте составляло 10, а отношение высоты ребра к гидравлическому диаметру – 0,11.

Целью представленной работы является численное исследование теплообмена во вращающемся канале и определение влияния вихревого течения на его интенсивность.

Изложение основного материала

В качестве объекта исследования выбран процесс теплообмена в охлаждающем канале рабочей лопатки силовой турбины современного ГТД, используемого в качестве привода нагнетателя в составе газоперекачивающего агрегата. Геометрические параметры модели вращающегося канала представлены на рис. 1. Для расчетов выбран канал круглого сечения диаметром 6 и длиной 80 мм. Ось вращения находится на расстоянии 490 мм от корневого сечения канала. С целью минимизации влияния на структуру потока входного и выходного сечения вход в канал и выход из него выполнены в виде конуса с начальным диаметром 20 мм.

С целью создания условий, которые наблюдаются в реальной рабочей лопатке турбины ГТД, стенка канала разделена на четыре секции (рис. 2): передняя и задняя стенки, а также две боковых.

Передняя и задняя стенки рабочей лопатки турбины ГТД граничат с горячими газами, температура которых значительно выше температуры охлаждающего воздуха. По этой причине при моделировании

охлаждающего канала на этих стенках модели задавалась температура рабочего тела 900 К.

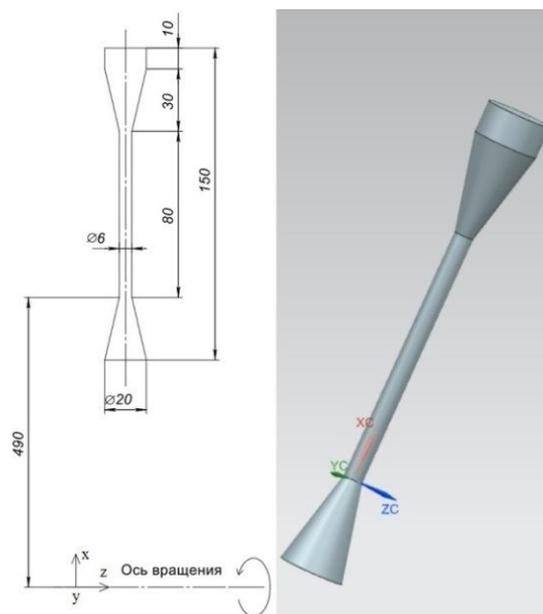


Рис. 1. Модель вращающегося канала



Рис. 2. Поперечные сечения модели вращающегося канала и рабочей лопатки турбины ГТД

Боковые стенки, как правило, граничат с другими охлаждающими каналами лопатки, поэтому температурный градиент на боковой стенке минимальный и при моделировании канала теплообменом на боковых стенках можно пренебречь. Исходя из этого эти стенки рассматривались как адиабатические.

Для проведения соответствующих численных расчетов с помощью современных систем вычислительной гидродинамики (CFD) построена конечно-разностная сетка. Подробное описание геометрических параметров модели канала и процесса выбора расчетной сетки изложено в [4].

Вращение канала моделировалось путём вращения домена. Частота вращения 7400 оборотов в минуту. Ось вращения находится на расстоянии 0,49 м от корневого сечения канала. На входе в канал задавалось полное давление $P = 1040000$ Па и температура $T = 733$ К. Граничные условия на входе в канал накладывались на нижнюю поверхность конуса. На выходе из канала задавался расход охлаждающего воздуха $G = 0,02$ кг/с.

На стенке заданы следующие граничные условия: гладкая стенка, температура стенки 900 К. В качестве рабочей среды (рабочего тела) использовался идеальный газ - воздух. Выбранная модель турбулентности – SST (Shear Stress Transport), расчет производился с учетом эффекта плавучести.

Для проверки корректности выбранной расчетной модели проведен тестовый расчет модели охлаждающего канала, в котором производились экспериментальные исследования теплообмена [5].

В эксперименте использовался канал с поперечным сечением в форме параллелограмма и оребрением на передней и задней стенках, угол наклона ребер 45° относительно потока. Число Рейнольдса менялось от 5000 до 15000, число вращения ($Ro = \omega * Dg / v$, где ω – угловая скорость; Dg – гидравлический диаметр; v – скорость течения воздуха в канале) от 0 до 0,3. Ребра имеют квадратное сечение 4×4 мм, отношение высоты ребра к высоте канала (e/H) равнялось 0,13. Отношение шага к высоте ребра (P/e) составляло 10.

Верификация проводилась для эксперимента со следующими параметрами:

- отношением ширины канала к высоте, $W/H = 2$;
- число Рейнольдса, $Re = 15000$;
- число вращения, $Ro = 0$.

Граничные условия на входе и выходе из канала задавались таким образом, чтобы параметры потока при расчете в точности соответствовали экспериментальным характеристикам.

На рис. 3 показаны поля распределения температуры (T) и числа Нуссельта (Nu) по поверхности стенки в эксперименте (а) и расчете (б). Из рисунка видно, что характер распределения Nu по поверхности стенки в расчете идентичен эксперименту.

В результате проведенного теоретического анализа найдены распределения числа Нуссельта на передней и задней стенках для вращающегося и неподвижного каналов (рис. 4), а также построены графики зависимости относительной тангенциальной скорости и числа Нуссельта от относительной длины канала.

Число Нуссельта определялось согласно рекомендациям [6]. Проведено два расчета: первый – течения воздуха в канале с адиабатической стенкой; второй – с учетом теплообмена. Далее из первого расчета брались значения полной температуры потока на стенке T_{ad} , а из второго – извлекались значения теплового потока через стенки Wall Heat Flux и значения полной температуры потока на стенке Total Temperature. Число Нуссельта находилось по формуле:

$$Nu = \frac{q_w * d_h}{\lambda * (T_{total} - T_{ad})}$$

где Nu - Число Нуссельта;

q_w – тепловой поток через стенку;

d_h – гидравлический диаметр;

λ – коэффициент теплопроводности воздуха;

T_{total} – температура на стенке при расчете с теплообменом;

T_{ad} – температура на стенке при расчете с адиабатической стенкой.

Для определения среднего значения относительной тангенциальной скорости построено 11 поперечных сечений по длине канала. На каждом сечении выделено по 11 точек вдоль передней и задней стенок канала на расстоянии 0,1 мм от стенки.

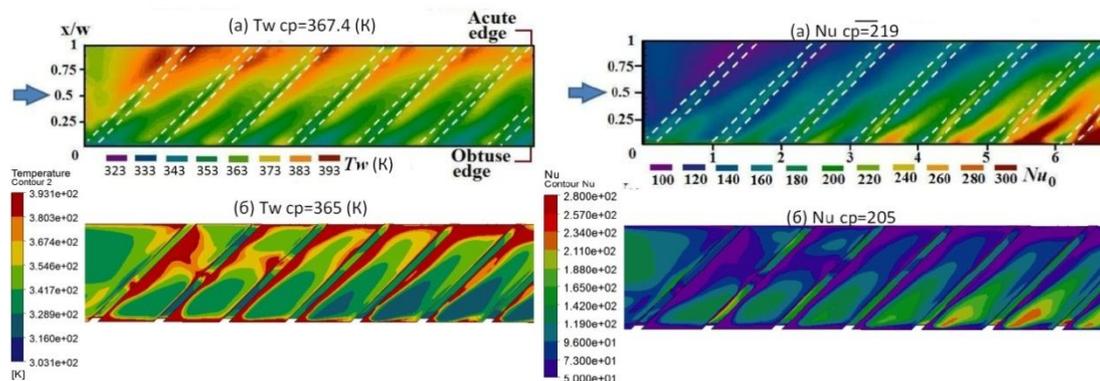


Рис. 3. Сравнение результатов экспериментального исследования [5] (а) с расчетными данными (б)

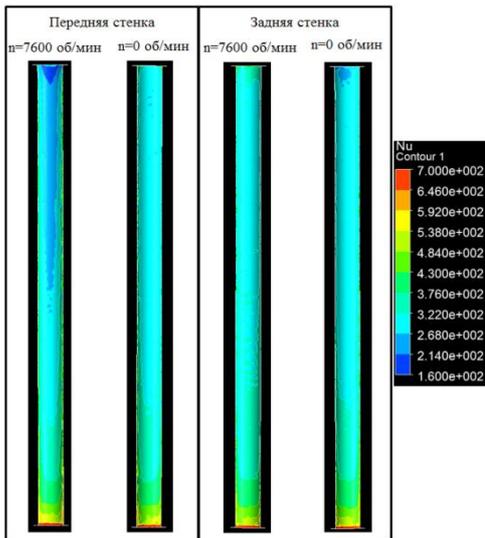


Рис. 4. Распределение числа Nu вдоль передней и задней стенок

В каждой из одиннадцати точек вдоль передней стенки производился замер тангенциальной и абсолютной скоростей потока. Относительная тангенциальная скорость для данного сечения получалась путем деления среднего значения тангенциальной скорости на среднее значение абсолютной скорости.

Во вращающемся канале формируется вторичное течение, вызванное силой Кориолиса, которое перемещает охлаждающий воздух из ядра потока к задней стенке. Нагретый воздух течет вдоль контура канала и соударяется на передней стенке, что приводит к различной интенсивности теплообмена на передней и задней стенках.

Интенсивность теплообмена на задней стенке

вращающегося канала выше по сравнению с неподвижным, а на передней стенке вращающегося канала наблюдается некоторое снижение интенсивности теплообмена (рис. 4 и 5).

На рис. 4 показано распределение числа Нуссельта вдоль передней и задней стенок для вращающегося и неподвижного каналов. Видно, что характер распределения чисел Нуссельта по поверхности передней стенки подвижного канала существенно отличается от неподвижного. На участке канала $y/d < 6$ распределения практически идентичны: сразу после входа в канал наблюдается резкое повышение интенсивности теплообмена, что вызвано неравномерностью потока при прохождении резкого сужения канала. После чего поток постепенно стабилизируется, а повышение интенсивности теплообмена, вызванное эффектом входа в канал, снижается, и практически полностью отсутствует после $y/d = 2$. Подобное явление наблюдается и на задней стенке вращающегося канала. На участке канала $y/d > 6$ на передней стенке вращающегося канала наблюдается снижение интенсивности теплообмена по сравнению с неподвижным. Это объясняется развитием вихрей, вызванных действием силы Кориолиса, и переносом нагретого воздуха от задней и боковых стенок к передней.

Характер распределения числа Нуссельта по поверхности задней стенки вращающегося канала подобен неподвижному, но на участке $y/d > 9$ наблюдается некоторое увеличение числа Нуссельта. Это объясняется переносом более холодного воздуха из ядра потока к задней стенке во вращающемся канале под действием силы Кориолиса.

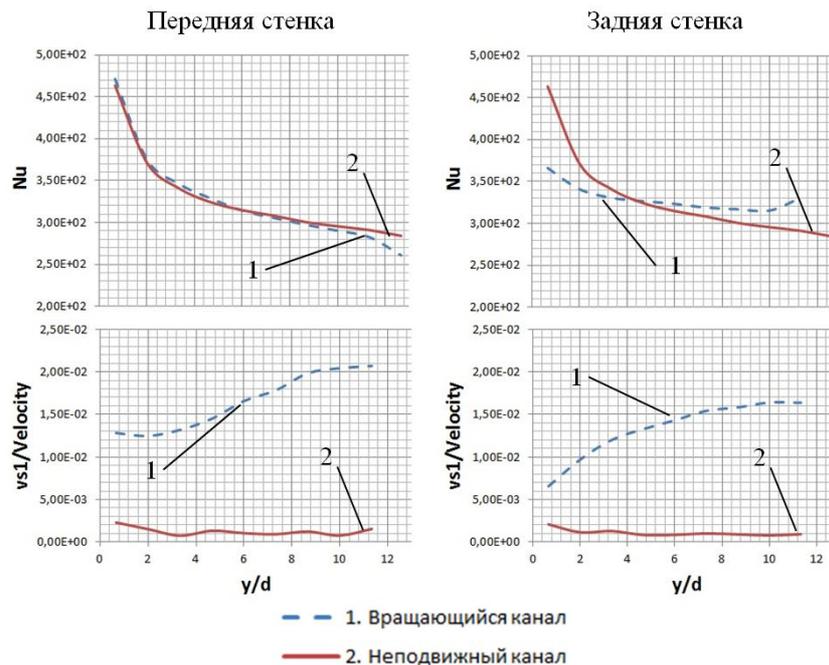


Рис. 5. Зависимость относительной тангенциальной скорости и числа Nu от относительной длины канала

На рис. 5 показаны зависимости относительной тангенциальной скорости и среднего числа Нуссельта от относительной длины канала вдоль передней и задней стенок. Видно, что величина тангенциальной скорости вдоль передней и задней стенок неподвижного канала приближается к нулевому значению, тогда как во вращающемся канале она существенно выше.

Средняя величина чисел Нуссельта на передней стенке практически одинакова во вращающемся и неподвижном каналах, несмотря на наличие интенсивных вторичных течений в первом случае, которые должны способствовать интенсификации теплообмена. Это объясняется тем, что данные вторичные течения переносят нагретый воздух от задней и боковых стенок к передней.

На участке задней стенки вращающегося канала $u/d < 4$ средняя величина чисел Нуссельта ниже по сравнению с неподвижным из-за неравномерности потока на входе в канал. При $u/d > 4$ средняя величина чисел Нуссельта на задней стенке вращающегося канала начинает расти по сравнению с неподвижным в результате действия вторичных течений, вызванных силой Кориолиса.

Выводы

1. Проведена верификация расчетной модели теплообмена во вращающемся канале рабочей лопатки газовой турбины по данным экспериментальных исследований. Характер распределения расчетных полей температуры и чисел Нуссельта соответствует эксперименту.

2. Среднее значение чисел Нуссельта на передней стенке практически одинаково во вращающемся и неподвижном каналах, несмотря на наличие интенсивных вторичных течений во вращающемся канале, которые должны способствовать интенсификации теплообмена. Это объясняется тем, что данные вторичные течения переносят подогретый воздух от задней стенки и боковых стенок к передней стенке.

3. Среднее значение чисел Нуссельта на задней стенке вращающегося канала выше по сравнению с неподвижным в результате действия вторичных течений, вызванных силой Кориолиса.

Литература

1. Goehring, M. Numerical investigation of transient heat transfer experiments under rotation [Text] / M. Goehring, C. Hartmann, J. Wolfersdorf // *Proceedings of ASME Turbo Expo 2018*. – Paper GT2018-76497. – 12 p.
2. Singh, P. Multi-pass serpentine cooling designs for negating Coriolis force effect on heat transfer:

smooth channels [Text] / P. Singh, Y. Ji, S. V. Ekkad // *Proceedings of ASME Turbo Expo 2018*. – Paper GT2018-76684. – 18 p.

3. Heat transfer in a rotating two-pass rectangular channel featuring reduced cross-sectional area after tip turn ($ar=4:1$ to $2:1$) with profiled 60 deg angled ribs [Text] / A. F. Chen, C.-C. Shiau, J.-C. Han, R. Krewinkel, // *Proceedings of ASME Turbo Expo 2018 Paper GT2018- 76999*. – 13 p.

4. Шманенко, А. И. Образование вихревого течения во вращающемся канале и влияние на его интенсивность режимных факторов [Текст] / А. И. Шманенко // *Зб. наук. праць НУК*. – 2017. – №1. – С. 55-62.

5. Chang, S. W. Detailed heat transfer distributions and pressure drop measurements for a rotating parallelogram channel with radially outward flow [Text] / S. W. Chang, T. M. Liou, T. H. Lee // *Proceedings of ASME Turbo Expo 2011*. – Paper GT2011-45456. – 10 p.

6. Щербаков, М. А. Определение коэффициентов теплоотдачи при моделировании задач в ANSYS CFX [Текст] / М. А. Щербаков // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2011. – № 7(84). – С. 165–169.

References

1. Goehring, M., Hartmann, C., Wolfersdorf, J. Numerical investigation of transient heat transfer experiments under rotation. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2018*, paper GT2018-76497. 12 p.
2. Singh, P., Ji, Y., Ekkad, S. V. Multi-pass serpentine cooling designs for negating Coriolis force effect on heat transfer: smooth channels. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2018*, paper GT2018-76684. 18 p.
3. Chen, A. F., Shiau, C.-C., Han, J.-C., Krewinkel, R. Heat transfer in a rotating two-pass rectangular channel featuring reduced cross-sectional area after tip turn ($ar=4:1$ to $2:1$) with profiled 60 deg angled ribs. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2018*, paper GT2018- 76999. 13 p.
4. Shmanenko, A. I. Obrazovanie vihrevogo techeniya vo vraschaischemyia kanale b vliyanie na ego intensivnost' geometricheskikh parametrov [Process of formation of vertex flow in rotating channel and influence of different operation condition to intensity of vertex flow]. *Zbirnyk naukovykh prats NUK – Collection of scientific publications of NUS*, 2017, no. 1, pp. 55–62.
5. Chang, S. W., Liou, T. M., Lee, T. H. Detailed heat transfer distributions and pressure drop measurements for a rotating parallelogram channel with radially outward flow. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2011*, paper GT2011-45456. 10 p.
6. Scherbakov, M. A. Opredelenie koefficientov teplootdachi pri modelirovanie zadach v ANSYS CFX. [Computation of heat transfer coefficients in ANSYS CFX]. *Aviacijno-kosmicna tehnika i tehnologija – Aerospace technic and technology*, 2011, no. 7(84), pp. 165–169.

Поступила в редакцию 28.02.2019, рассмотрена на редколлегии 15.04.2019

ТЕПЛОБМІН У ГЛАДКОМУ КРУГЛОМУ КАНАЛІ, ЩО ОБЕРТАЄТЬСЯ, ТА ВПЛИВ НА ЙОГО ІНТЕНСИВНІСТЬ ВИХРОВОЇ ТЕЧІЇ

А. І. Шманенко, С. І. Сербін

Виконано аналіз інтенсивності теплообміну в обертовому гладкому каналі, що моделює охолоджуючий канал робочої лопатки газотурбінного двигуна. В якості базового варіанту обраний канал круглого перерізу діаметром 6 мм і довжиною 80 мм. Проведено розрахунки теплообміну в обертовому і нерухомому каналах, які дозволили оцінити вплив вихривої течії на інтенсивність теплообміну. Обертання каналу з частотою 7400 обертів на хвилину моделювалося шляхом обертання домену, при цьому вісь обертання знаходилася на відстані 0,49 м від кореневого перерізу каналу. На вході в канал задавався повний тиск 1040000 Па і температура 733 К, на виході з каналу задавалася витрата охолоджуючого повітря 0,02 кг/с. В якості робочого середовища використовувався ідеальний газ - повітря, а в якості моделі турбулентності - SST (Shear Stress Transport), розрахунок проводився з урахуванням ефекту плавучості. Проведена верифікація розрахункової моделі теплообміну в обертовому каналі робочої лопатки газотурбінного двигуна за даними експериментальних досліджень. Граничні умови на вході і виході з каналу задавалися таким чином, щоб параметри потоку при розрахунку відповідали експериментальним характеристикам. Отримані в результаті числових розрахунків розподіли температури і чисел Нусельта якісно і кількісно відповідають експерименту. Розрахунковим шляхом визначено розподіл числа Нусельта на передній і задній стінках для обертового і нерухомого каналів, а також залежності відносної тангенціальної швидкості від відносної довжини каналу. Показано, що середнє значення чисел Нусельта на передній стінці практично однаково в обертовому і нерухомому каналах, незважаючи на наявність інтенсивних вторинних течій в обертовому каналі, які повинні сприяти інтенсифікації теплообміну. Середнє значення чисел Нусельта на задній стінці обертового каналу вище в порівнянні з нерухомим в результаті дії вторинних течій, викликаних силою Коріоліса, що переміщує охолоджуюче повітря з ядра потоку до задньої стінки.

Ключові слова: вторинні течії; теплообмін; канал; що обертається.

HEAT TRANSFER IN ROTATING SMOOTH ROUND CHANNEL AND INFLUENCE ON ITS INTENSITY OF VORTEX FLOW

A. I. Shmanenko, S. I. Serbin

The paper deals with the analysis of heat transfer intensity in a rotating smooth channel, which simulates a cooling channel of rotating blade of the gas turbine engine. A circle cross-section channel with a diameter of 6 mm and length of 80 mm was chosen as the base variant. The calculations of heat transfer in rotating and stationary channels were carried out, which allows estimating the influence of vortex flow on the intensity of heat transfer. Rotation of the channel was simulated by means of domain rotating. The rotation speed of the test channel is 7400 rev/min. Axis of rotation is at a distance of 0.49 m from the inlet section of the channel. Pressure and temperature were specified as inlet boundary conditions: 1040000 Pa and 733 K, respectively. The mass flow rate of 0.02 kg/s was specified as outlet boundary conditions. The computations were performed by solving the Reynolds-averaged Navier-Stokes equations (RANS method) using an SST (Shear Stress Transport) turbulence model. The air ideal gas was used as the working medium. The calculation was performed taking into consideration the Buoyancy effect. Verification of heat exchange calculation model in the rotary channel of the gas turbine engine rotor blade according to experimental data is carried out. The boundary conditions at the input and output of the channel were set in such a way that the flow parameters in the calculation corresponded to the experimental characteristics. The resulting numerical calculations of the temperature distribution and Nusselt Numbers are qualitatively and quantitatively consistent with the experiment. The distribution of Nusselt Numbers on the front and back walls for rotating and non-rotating channels, as well as the dependences of the relative tangential velocity on the relative channel length, were estimated. It has been shown that average Nusselt Number on the leading wall of the rotating channel is the same with the wall of the static channel, but detail Nu distribution over rotating leading wall undergoes considerable modification. Average Nusselt Number on the trailing wall of the rotating channel is higher than on the wall of the static channel, but the detail Nu distribution pattern on the rotating trailing wall generally follows the static result.

Keywords: secondary flow; heat transfer; rotating channel.

Шманенко Андрей Иванович – соискатель, Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, Николаев, Украина.

Сербин Сергей Иванович – д-р техн. наук, проф., директор Машиностроительного института, Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, Николаев, Украина.

Shmanenko Andrii Ivanovich – competitor, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mikolayiv, Ukraine, e-mail: shmanenko@live.com, ORCID Author ID: 0000-0001-6415-4381.

Serbin Serhiy Ivanovich – Doctor of Sciences (Tech.), Professor, Director of Mechanical Engineering Institute of Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mikolayiv, Ukraine, e-mail: serhiy.serbin@nuos.edu.ua, ORCID Autor ID: 0000-0002-3423-2681, Scopus Author ID: 15077054900.