

DOI 10.15589/jnn20170109
УДК 621.125
Ш71

FORMATION OF VERTEX FLOW IN THE ROTATING CHANNEL AND INFLUENCE OF OPERATION FACTORS ON ITS INTENSITY

ОБРАЗОВАНИЕ ВИХРЕВОГО ТЕЧЕНИЯ ВО ВРАЩАЮЩЕМСЯ КАНАЛЕ И ВЛИЯНИЕ НА ЕГО ИНТЕНСИВНОСТЬ РЕЖИМНЫХ ФАКТОРОВ

Andrii I. Shmanenko
shmanenko@mail.ru
ORCID: 0000-0001-6415-4381

А. И. Шманенко,
зам. нач. конструкторского отдела сопровождения проектов

*Close Company «Institute of Power Machine – Building and Electrotechnics»
ЗАО «Институт энергетического машиностроения и электротехники»*

Abstract. The paper considers the analysis of the secondary flow intensity and pattern in a rotating channel which simulates a cooling channel of the rotating blade of the gas turbine engine. As a basic variant, a circle cross-section channel with the diameter of 6 mm and the length of 80 mm was chosen. The calculations of the air flow structure in the rotating channel in various geometric and operation conditions were carried out, which allowed assessing the influence of air pressure, temperature and air flow on the secondary flow intensity. The calculations were performed by solving the Reynolds-averaged Navier-Stokes equations (the RANS method) using the SST (Shear Stress Transport) turbulence model. The numerical grids were tetrahedron. The air ideal gas was used as the working medium.

Keywords: secondary flow; vertex flow; rotating channel.

Аннотация. Выполнен анализ интенсивности и характера вторичных течений во вращающемся 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 структуры течения воздуха во вращающихся каналах при различных геометрических и режимных параметрах, которые позволили оценить влияние изменения давления, температуры и расхода воздуха на интенсивность вторичных течений.

Ключевые слова: вторичные течения; вихревое течение; вращающийся канал.

Анотація. Виконано аналіз інтенсивності й характеру вторинних течій у каналі, що обертається, який моделює охолоджуючий канал робочої лопатки газотурбінного двигуна. Як базовий варіант було обрано канал круглого перерізу діаметром 6 мм і довжиною 80 мм. Автор здійснив розрахунки структури течії повітря в каналі, що обертається, за різних режимних параметрів, які дозволили оцінити вплив зміни тиску, температури й витрати повітря на інтенсивність вторинних течій.

Ключові слова: вторинні течії; вихрова течія; канал, що обертається.

REFERENCES

- [1] Elfert M., Schroll M., Förster W. PIV-Measurement of secondary flow in a rotating two-pass cooling system with an improved sequencer technique. ASME Turbo Expo, June 14–18, 2010, Glasgow, UK, Paper GT-2010-23510.
- [2] Huh M., Lei J., Han J.C. Influence of Channel Orientation on Heat Transfer in a Two-Pass Smooth and Ribbed Rectangular Channel (AR = 2:1) under Large Rotation Numbers. ASME Turbo Expo, June 14–18, 2010, Glasgow, UK, Paper GT2010-22190.

- [3] Johnson B. V., Wagner J. H., Steuber G. D., Yeh F. C. Heat Transfer in Rotating Serpentine Passages with Trips Skewed to the Flow. ASME J. of Turbomachinery, 1994, Vol. 116, pp. 113–123.
- [4] Lei J., Han J.C., Huh M. Effect of rib spacing on heat transfer in two pass rectangular channel (AR = 2:1) at high rotation number. ASME Turbo Expo, June 6-10, 2011, Vancouver, British Columbia, Canada Paper GT2011-45926.
- [5] Schroll M., Lange L., Elfert M. Investigation of the effect of rotation on the flow in a two-pass cooling system with smooth and ribbed walls using PIV. ASME Turbo Expo, June 6–10, 2011, Vancouver, British Columbia, Canada, Paper GT2011-46427.
- [6] Schüler M., Dreher H.-M., Neumann S. O., Weigand B., Elfert M. Numerical Predictions of the Effect of Rotation on Fluid Flow and Heat Transfer in an Engine-Similar Two-Pass Internal Cooling Channel with Smooth and Ribbed Walls. ASME Turbo Expo, June 14–18, 2010, Glasgow, UK, Paper 2010-22870.
- [7] Wagner J. H., Johnson B. V., Kopper F. C. Heat Transfer in Rotating Serpentine Passages with Smooth Walls. ASME J. of Turbomachinery, 1991, Vol. 113, pp. 321–330.
- [8] Wagner J. H., Johnson B. V., Graziani R. A., Yeh F. C. Heat Transfer in Rotating Serpentine Passages with Trips Normal to the Flow. ASME J. of Turbomachinery, 1992, Vol. 114, pp. 847–857.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Повышение температуры газа перед турбиной остается главным направлением повышения экономичности газотурбинных двигателей. Поскольку темп усиления жаропрочности материалов для изготовления газовых турбин отстает от темпа роста температуры газа перед турбиной, совершенствование систем охлаждения является одним из основных методов увеличения КПД газотурбинного двигателя (ГТД).

Увеличение расхода охладителя, необходимого для поддержания температуры лопаток в допустимых пределах, сложность и высокая стоимость технологического процесса изготовления охлаждаемых лопаток диктуют необходимость разработки новых способов охлаждения с высокой степенью интенсификации теплообмена при существенном снижении расхода охладителя.

Как известно, интенсификации теплообмена в лопатке газовой турбины можно достичь за счет формирования в охлаждающем канале лопатки вихревого течения.

Перспективными считаются системы охлаждения лопаток газовых турбин, в которых вихревые течения образуются не путем разрушения структуры потока и, как следствие, существенного повышения гидравлического сопротивления охлаждающего канала, а за счет действия естественных сил, что определяет актуальность исследований подобных систем охлаждения.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

При течении воздуха во вращающемся канале охлаждаемой рабочей лопатки турбины в радиальном направлении в канале под действием сил Кориолиса возникает движение воздуха в направлении, перпендикулярном к движению основного потока. Это приводит к формированию вихревых явлений в канале. На сегодняшний день данное явление мало изучено.

Дж. Вагнер [7, 4] и Б. Джонсон [3] провели экспериментальные исследования влияния плавучести и силы Кориолиса на теплопередачу в многоходовом внутреннем охлаждающем канале с гладкими стенками, наклонными и нормальными ребрами. Полученные результаты показали сильное влияние плавучести и силы Кориолиса на структуру потока и распределение коэффициента теплопередачи. Сила Кориолиса вызывает вторичное течение, направленное от передней стенки к задней в центре канала, а также в противоположном направлении около боковых стенок. Это приводит к увеличению коэффициента теплопередачи на задней и боковых стенках канала. В то же время коэффициент теплопередачи на передней стенке уменьшается. В радиальном потоке, направленном от центра, силы плавучести вызывают увеличение коэффициента теплопередачи на задней стенке и уменьшение коэффициента теплопередачи на передней. С другой стороны, в радиальном потоке, направленном к центру, эти силы стремятся уровнять скорость и коэффициент теплопередачи.

М. Элферт [6] провел численное исследование течения воздуха и теплопередачи в двухходовом внутреннем охлаждающем канале с поворотом на 180°. Расчеты осуществлялись для стационарного и вращающегося канала, а также для канала с гладкими стенками и канала с наклонными ребрами при угле наклона ребер 45°. В результате эксперимента установили, что в стационарном канале с гладкими стенками наибольшие влияния на структуру потока и теплопередачу оказывают вихри Дина, образующиеся при повороте канала на 180°. После поворота со стороны разделительной стенки наблюдается большая разделительная зона, приводящая к асимметрии потока в выходном канале. В случае вращающегося канала с гладкими стенками сила Кориолиса существенно влияет на формирование вторичного течения. Вторичное течение возникает путем наложения вихрей Дина и вихрей, вызванных действием силы

Кориолиса. Вращение вызывает увеличение скорости потока около задней стенки до поворота и рост скорости потока около передней стенки после поворота, а также интенсификацию теплообмена около этих стенок. В канале с оребрением наибольшие влияние на структуру потока и теплопередачу оказывает вторичное течение, вызванное ребрами. Во вращающемся канале воздействие силы Кориолиса на структуру потока и теплопередачу практически не наблюдается.

Впоследствии М. Элферт провел экспериментальное исследование структуры потока в двухходовом внутреннем охлаждающем канале с поворотом на 180°. Ученый использовал тестовые модели, которые точно повторяют геометрию расчетных моделей в [6]. Целью его работы стало определение опытным путем структур основного потока [5] и структуры вторичного течения [1]. Замер скорости осуществлялся с помощью метода цифровой трассерной визуализации (Particle Image Velocimetry) на специализированном экспериментальном стенде. Результаты опытных исследований, проведенных в [1, 5], подтвердили корректность результатов численного моделирования в [6].

ЦЕЛЬ СТАТЬИ — численное исследование вихревого течения во вращающемся канале и выявление влияния режимных факторов на структуру этого течения.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Объектом исследования является охлаждающий канал рабочей лопатки газотурбинного двигателя. Геометрические параметры модели вращающегося канала представлены на рис. 1. Для расчетов выбран канал круглого сечения диаметром 6 мм, 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 был выполнен в виде конуса с начальным диаметром 20 мм.

Для проведения соответствующих численных расчетов с помощью современных систем вычислительной гидродинамики (CFD) построена конечно-разностная сетка. Для выбора расчетной сетки применялось шесть различных вариантов: два с гексаэдрическими и четыре с тетраэдрическими элементами.

Каждая сетка имела различное количество элементов, узлов и пограничных слоев. Для каждого варианта сетки был осуществлен тестовый расчет и построены графики зависимости изменения скорости потока, статического давления и относительной тангенциальной скорости потока на расстоянии 0,1 мм от стенки канала (v_t/v) от относительной длины канала (y/d) (рис. 2).

После анализа данных зависимостей принято решение использовать для дальнейших расчетов сетку с тетраэдрическими элементами. Количество элемен-

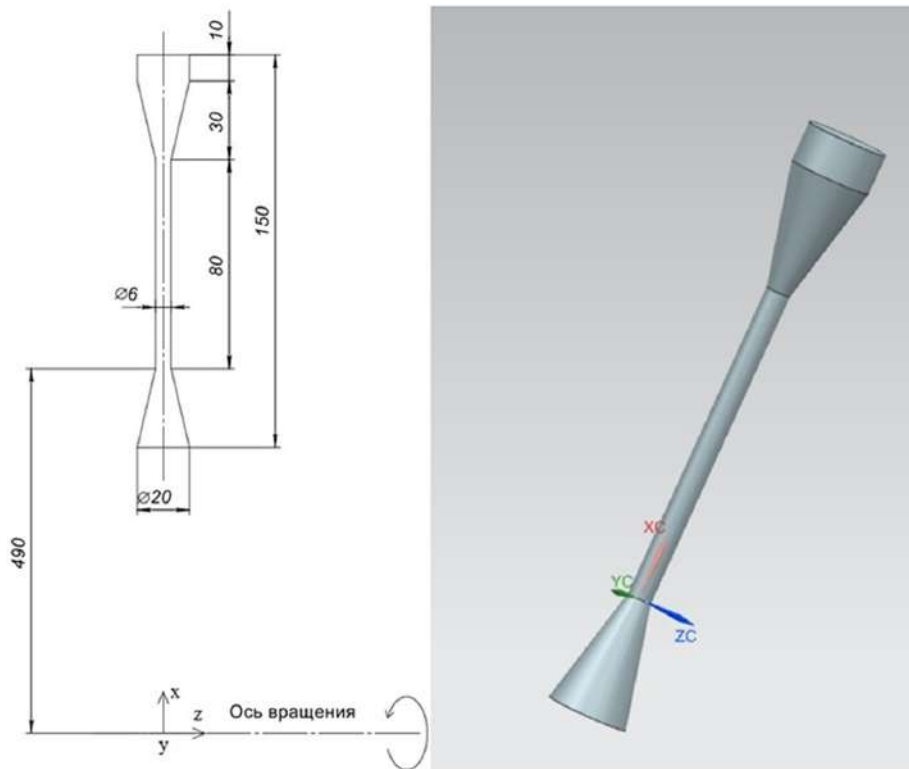


Рис. 1. Модель вращающегося канала

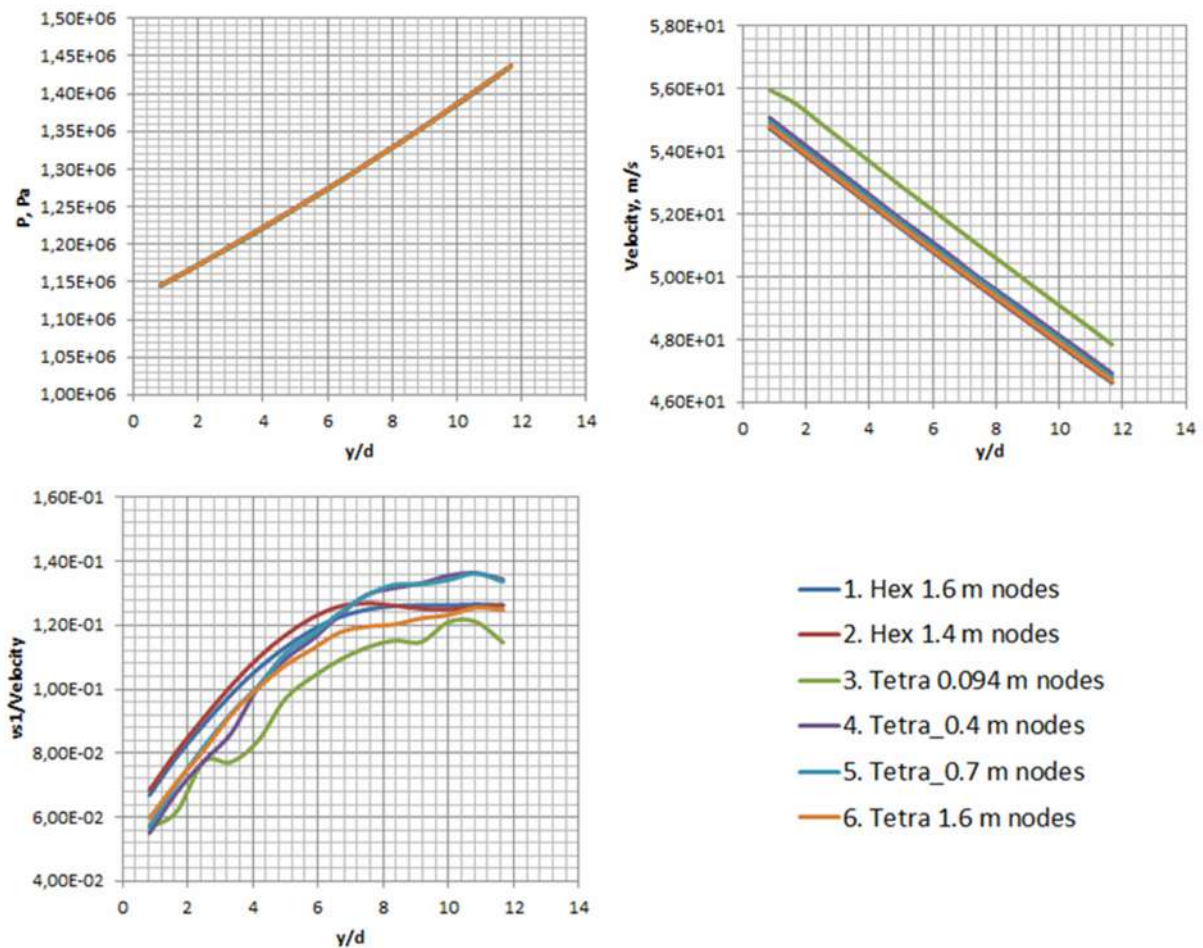


Рис. 2. Зависимости скорости потока, статического давления и относительной тангенциальной скорости на расстоянии 0,1 мм от стенки канала от относительной длины канала

тов составило $1,7e+6$, количество узлов — $6,9e+5$, количество пограничных слоев — 30.

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 устанавливался расход охлаждающего воздуха $G = 0,02$ кг/с.

На стенке были приняты следующие граничные условия: гладкая стенка, температура стенки 900 К. В качестве рабочей среды (рабочего тела) использовался идеальный газ — воздух. Модель турбулентности — SST (Shear Stress Transport). Расчет проводили с учетом эффекта плавучести.

Для проверки корректности выбранной расчетной модели был произведен тестовый расчет модели охлаждающего канала, в котором осуществлялись экспериментальные исследования вторичных течений [1] (рис. 3).

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

На рис. 4 сравнены результаты тестового расчета и эксперимента, из чего следует, что характер вторичного течения в потоке, полученный расчетами, совпадает с особенностями вторичного течения, наблюдаемыми при экспериментальных исследованиях, описанных в работе [1].

В результате проведенного теоретического анализа выявлено, что вектор скорости воздуха во вращающемся канале направлен не строго параллельно стенкам канала, а имеет тангенциальную составляющую. Данное явление объясняется действием на поток воздуха силы Кориолиса ($F_k = -2\rho\omega \times v$). Вектор действия силы направлен противоположно вектору окружной скорости.

На рис. 5 показано распределение тангенциальной составляющей скорости на расстоянии 60 мм от корневого сечения. Можно увидеть явно выраженное вихревое течение воздуха во вращающемся канале.

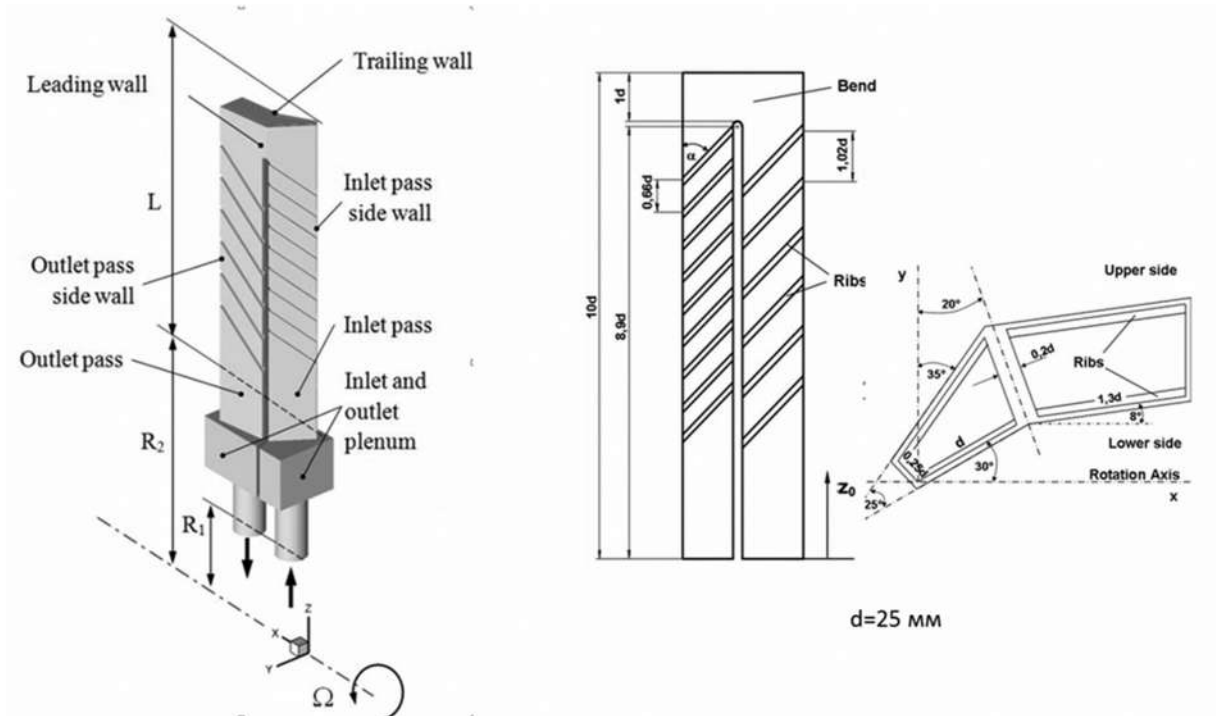


Рис. 3. Экспериментальный охлаждающий канал

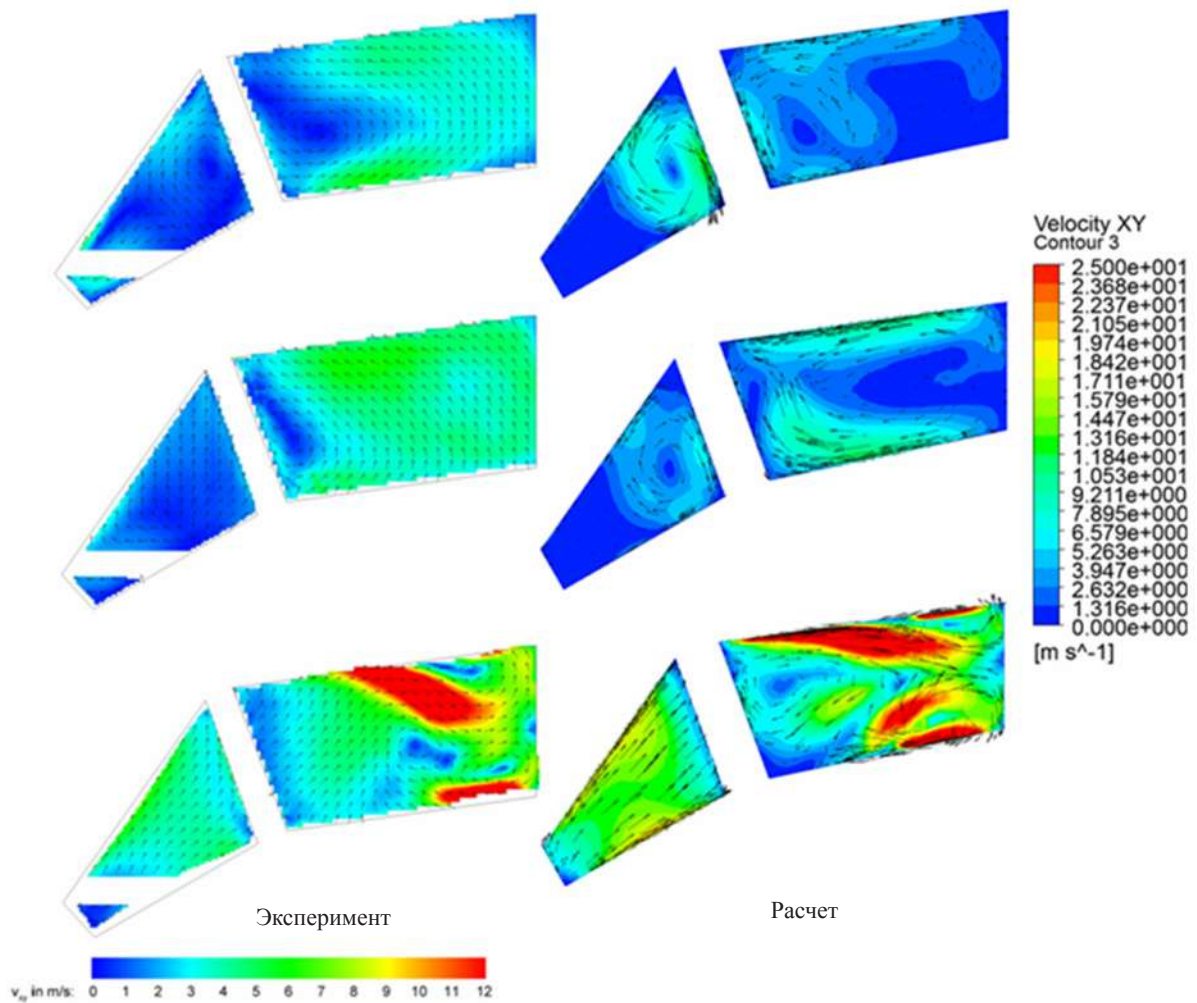


Рис. 4. Сравнение результатов и расчетов экспериментального исследования вторичных течений во вращающемся канале

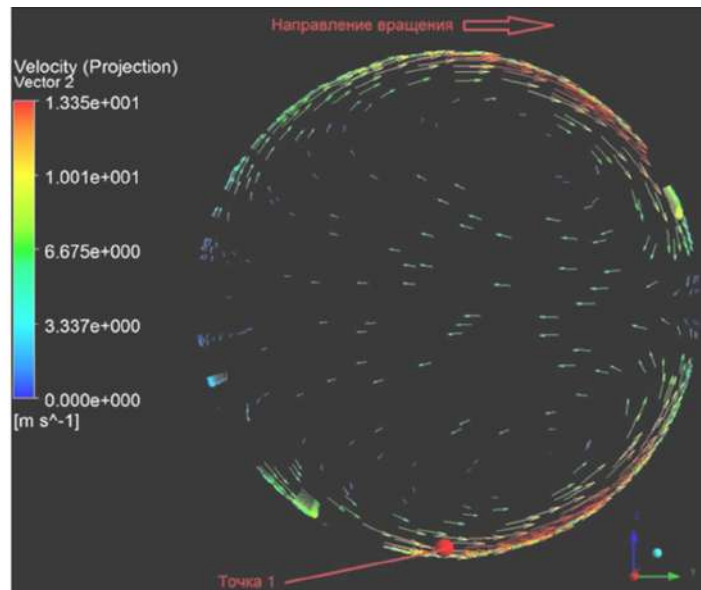


Рис. 5. Тангенциальная составляющая скорости в поперечном сечении канала ($y = 60$ мм)

Наибольшие величины тангенциальной скорости присутствуют вблизи стенок канала, что обусловлено замедлением скорости основного потока в пристеночной области (пограничном слое).

Для определения влияния данного явления на поток охлаждающего воздуха в канале построен график изменения относительной тангенциальной скорости вблизи стенки ($v_{\text{т.отн}} = v_m / v_{\text{ср}}$) от относительной длины канала ($l_{\text{отн}} = y/d$). Вычисления тангенциальной скорости осуществлялись на расстоянии 0,1 мм от стенки канала.

На графике (рис. 6) видно, что во вращающемся канале величина тангенциальной скорости равномерно возрастает, что объясняется непрерывным воздействием на поток силы Кориолиса.

Кроме того, выполнен ряд расчетов для определения влияния различных факторов (давление на входе, частота вращения канала, температура воздуха на входе в канал) на интенсивность вихревого течения, формирующегося под действием силы Кориолиса. Для каждого фактора проведено по два дополнительных расчета, после чего сравнены структуры вихревых течений.

Влияние давления воздуха на входе в канал на интенсивность вихревого течения. Заданы дополнительно следующие давления на входе в канал: $P_2 = 0,7$ МПа и $P_3 = 1,2$ МПа.

На рис. 7, а показано изменение относительной тангенциальной скорости около стенки канала от от-

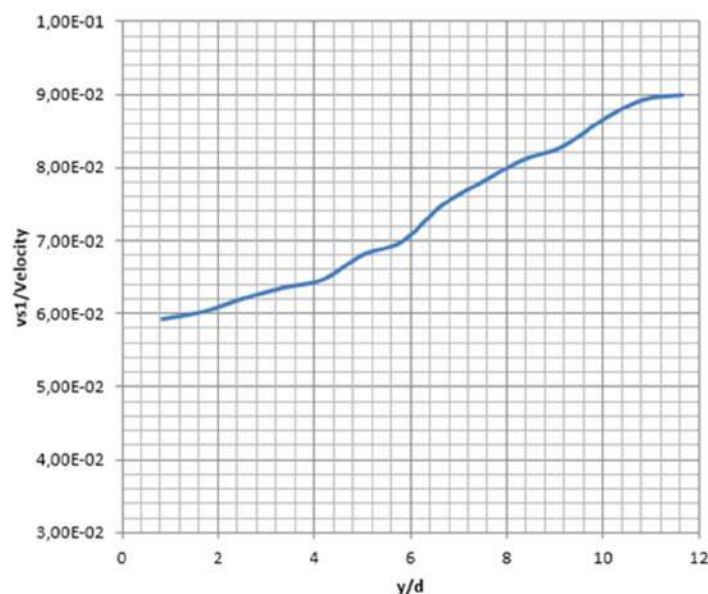
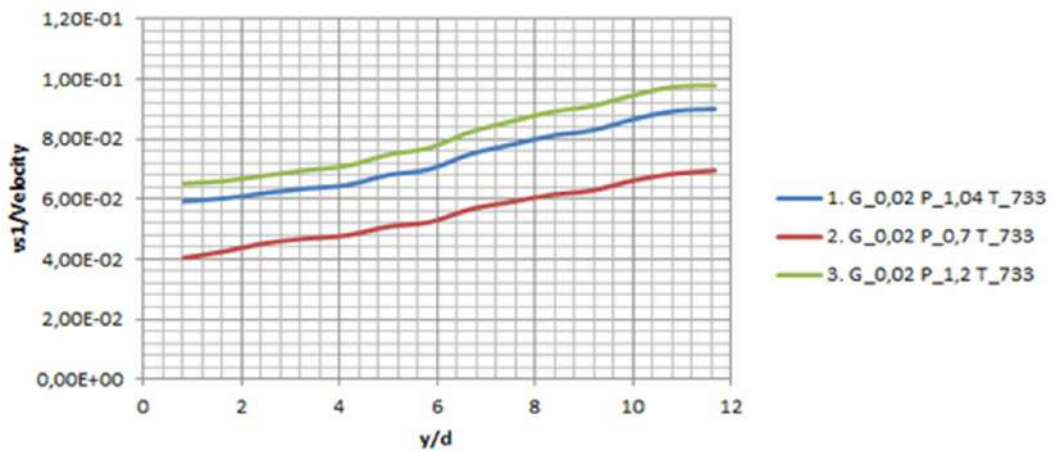
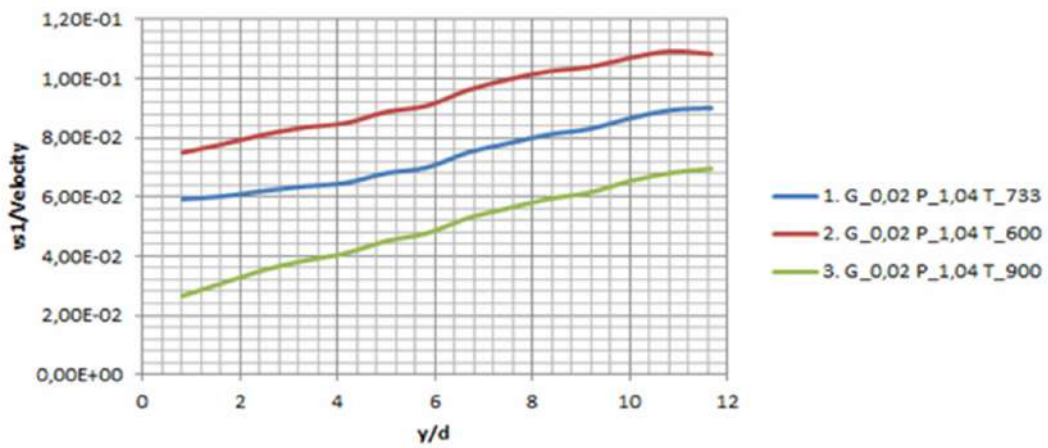


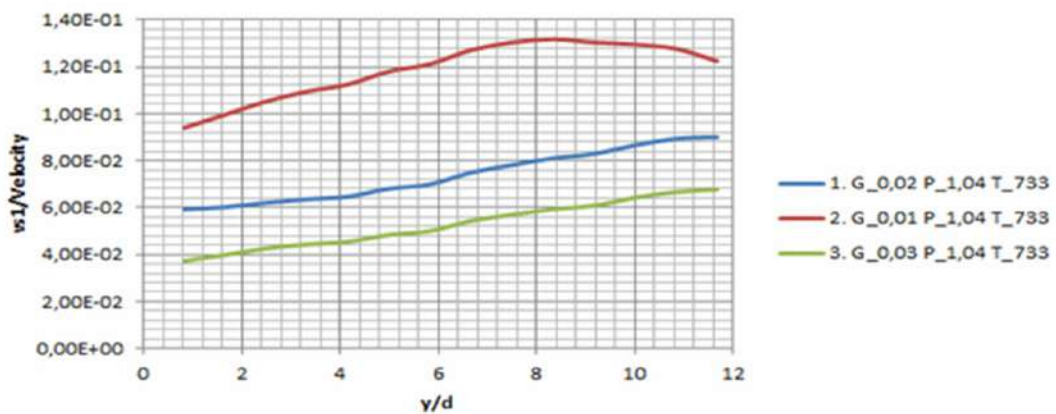
Рис. 6. Зависимость относительной тангенциальной скорости от относительной длины канала



a)



б)



в)

Рис. 7. Зависимости относительной тангенциальной скорости от относительной длины канала при различных давлениях (а), температурах (б) и расходах воздуха (в)

носительной длины канала для каждого варианта. Видно, что с ростом давления на входе в канал повышается интенсивность вихревого течения, т. е. величина относительной тангенциальной скорости увеличивается. Это обусловлено тем, что с ростом давления на входе средняя скорость течения в канале уменьшается, что приводит к снижению импульса потока воздуха в радиальном направлении и увеличению влияния на поток силы Кориолиса, направленной противоположно окружной скорости канала.

Нужно отметить, что в случае изменения давления воздуха на входе в канал увеличивается либо уменьшается интенсивность вихревого течения в канале, при этом величина изменения интенсивности вторичных течений прямо пропорциональна величине изменения давления на любом его участке.

Влияние температуры воздуха на входе в канал на интенсивность вихревого течения. Дополнительно заданы следующие температуры на входе в канал: $T_2 = 600$ К и $T_3 = 900$ К. Из рис. 7, б видно, что с увеличением температуры воздуха на входе в канал интенсивность вихревого течения падает. Это, как и в предыдущем случае, связано с увеличением средней скорости в канале при повышении температуры воздуха. При этом возрастание скорости вторичных течений по длине канала на начальном участке канала $y/d = 0,8 - 4,0$ происходит с разной интенсивностью. Также при температуре на входе в канал $T_2 = 600$ К и его относительной длине $y/d = 11$ наблюдается максимальная интенсивность вихревых течений, после чего происходит снижение относительной скорости вторичных течений.

Влияние расхода воздуха через канал на интенсивность вихревого течения. Заданы дополнительные значения расхода воздуха через канал: $G_2 = 0,01$ кг/с и $G_3 = 0,03$ кг/с. Из рис. 7, следует, что с увеличением расхода воздуха через канал интенсивность вихревого течения падает. Это также связано с увеличением средней скорости в канале при повышении расхода воздуха. При расходах воздуха $G = 0,02$ и $0,03$ кг/с интенсивность вихревых течений возрастает практически равномерно по всей длине канала. При расходе воздуха $G_2 = 0,01$ кг/с увеличение тангенциальной скорости потока на начальном участке канала $y/d = 0,8 - 8,0$ происходит значительно более интенсивно. На относительной длине вращающегося канала $y/d = 8$ достигается максимальное значение относительной тангенциальной скорости, после чего происходит ее снижение.

ВЫВОДЫ. 1. Проведен теоретический анализ структуры течения воздуха во вращающихся каналах, моделирующих каналы охлаждения рабочих лопаток газотурбинных двигателей, при различных геометрических и режимных параметрах. 2. Характер вторичных течений в потоке, полученный с помощью систем вычислительной гидродинамики, повторяет особенности течений, наблюдаемых в эксперименте. 3. Увеличение давления рабочего тела, уменьшение его температуры и расхода приводят к возрастанию интенсивности вторичных течений в каналах охлаждаемых лопаток.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] **Elfert M., Schroll M., Förster W.** PIV-Measurement of secondary flow in a rotating two-pass cooling system with an improved sequencer technique. ASME Turbo Expo, June 14–18, 2010, Glasgow, UK, Paper GT-2010-23510.
- [2] **Huh M., Lei J., Han J. C.** Influence of Channel Orientation on Heat Transfer in a Two-Pass Smooth and Ribbed Rectangular Channel (AR = 2:1) under Large Rotation Numbers. ASME Turbo Expo, June 14–18, 2010, Glasgow, UK, Paper GT2010-22190.
- [3] **Johnson B. V., Wagner J. H., Steuber G. D., Yeh F. C.** Heat Transfer in Rotating Serpentine Passages with Trips Skewed to the Flow. ASME J. of Turbomachinery, 1994, Vol. 116, pp. 113–123.
- [4] **Lei J., Han J.C., Huh M.** Effect of rib spacing on heat transfer in two pass rectangular channel (AR = 2:1) at high rotation number. ASME Turbo Expo, June 6–10, 2011, Vancouver, British Columbia, Canada Paper GT2011-45926.
- [5] **Schroll M., Lange L., Elfert M.** Investigation of the effect of rotation on the flow in a two-pass cooling system with smooth and ribbed walls using PIV. ASME Turbo Expo, June 6–10, 2011, Vancouver, British Columbia, Canada, Paper GT2011-46427.
- [6] **Schüler M., Dreher H.-M., Neumann S. O., Weigand B., Elfert M.** Numerical Predictions of the Effect of Rotation on Fluid Flow and Heat Transfer in an Engine-Similar Two-Pass Internal Cooling Channel with Smooth and Ribbed Walls. ASME Turbo Expo, June 14–18, 2010, Glasgow, UK, Paper 2010-22870.
- [7] **Wagner J. H., Johnson B. V., Kopper F. C.** Heat Transfer in Rotating Serpentine Passages with Smooth Walls. ASME J. of Turbomachinery, 1991, Vol. 113, pp. 321–330.
- [8] **Wagner J. H., Johnson B. V., Graziani R. A., Yeh F. C.** Heat Transfer in Rotating Serpentine Passages with Trips Normal to the Flow. ASME J. of Turbomachinery, 1992, Vol. 114, pp. 847–857.

© А. І. Шманенко

Надійшла до редколегії 25.01.2017

Статтю рекомендує до друку член редколегії ЗНП НУК
д-р техн. наук, проф. С. І. Сербін