

УДК 621.165

А. И. ТАРАСОВ, д-р техн. наук, с.н.с.; проф. НТУ «ХПИ»;
А. И. ДОЛГОВ, соискатель НТУ «ХПИ»

ОБ УЧЕТЕ ТЕМПЕРАТУРНОГО ФАКТОРА В РАСЧЕТАХ ОХЛАЖДЕНИЯ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Показано, что введение температурного фактора в расчет теплоотдачи в плоских каналах охлаждения, приводит к увеличению температуры поверхности лопатки на несколько десятков градусов ((30–60) °С в рассмотренном примере). Выполнен *CFD* анализ теплообмена в гладком круглом канале и круглом канале с поперечными ребрами малой высоты, а также в канале квадратного сечения с поворотом потока на 180°. Сделан вывод о том, в каких ситуациях следует вводить температурный фактор в расчет теплоотдачи в каналах охлаждения.

Ключевые слова: температурный фактор, газовая турбина, система охлаждения, коэффициент теплоотдачи.

Введение

В гидравлических схемах систем охлаждения используются разнообразные каналы, форма которых призвана при минимальных потерях давления охладителя максимально интенсифицировать отвод теплоты от горячих деталей газовых турбин. Наиболее часто в этих схемах используются каналы с круглым, прямоугольным (плоским) и кольцевым поперечными сечениями, анализ теплообмена и гидравлического сопротивления в которых неоднократно выполнялся многими исследователями. В этих каналах реализуется продольное вдоль канала течение, теплообмен для которого описывается надежными критериальными уравнениями. Для интенсификации теплообмена иногда используется струйное натекание охладителя на поверхность лопатки и различные турбулизаторы в виде цилиндрических столбиков, лунок, компланарных каналов и т.д.

Несмотря на многочисленные исследования теплообмена в каналах охлаждения, анализ показывает, что даже для простых форм каналов расчет коэффициентов теплоотдачи и сопротивления не является столь очевидным, как это обычно считается.

Практика проектирования показывает, что расчет систем охлаждения на основе известных критериальных уравнений теплообмена приводит к необходимости проведения последующих доводочных экспериментов теплового состояния турбины и введения соответствующих изменений в её конструкцию. Поэтому целесообразно последовательно проводить уточнение критериальных уравнений с целью учета специфики условий охлаждения газовых турбин.

Очевидно, что уточнение критериальных уравнений теплообмена должно выполняться путем проведения физических экспериментов. Однако их проведение в условиях характерных для систем охлаждения газовых турбин является весьма затруднительным мероприятием. Поэтому альтернативой физическому эксперименту является численный эксперимент, предполагающий использование надежных *CFD*-программ для анализа течения и теплообмена в каналах охлаждения. К сожалению, результаты численного эксперимента не всегда согласуются с экспериментом, из-за погрешностей, которые вносятся моделями турбулентности. Поэтому уточнение экспериментальных зависимостей на основе численного эксперимента оправдано только в том случае, если предварительно было получено приемлемое совпадение результатов расчета и эксперимента для хорошо изученных условий течения. Тогда

© А.И. Тарасов, А.И. Долгов, 2014

изменение этих условий в некотором диапазоне позволяет выявить их влияние на теплообмен и сопротивление в каналах охлаждения.

Цель исследования

Целью данного исследования является анализ влияния на интенсивность теплоотдачи в каналах охлаждения газовых турбин больших температурных напоров, т.е. зависимости свойств воздуха от температуры. Рассмотрена теплоотдача в круглом гладком канале и канале с поперечными ребрами, а также в квадратном канале с поворотом потока на 180°.

Влияние температурного напора на теплоотдачу в круглом канале

С.С. Кутателадзе [1] показал, что при очень больших числах, т.е. при $Re \rightarrow \infty$, при течении на пластине и в трубе отношения $\frac{c_f}{c_{f0}} = \frac{St_f}{St_{f0}}$ выражаются

теоретическими закономерностями, не содержащими в себе констант турбулентности. Здесь в знаменателе стоят значения коэффициента трения и числа Стантона при изотермическом течении, в числителе – те же величины при неизотермическом течении, т.е. при больших температурных напорах. При этом влияние на теплоотдачу приблизительно определяются относительным законом теплообмена $\left(\frac{T_c}{T_{ж}}\right)^{-0,5}$. Это

подтверждается рядом экспериментальных исследований, например [2, 3]. В [3] для средней теплоотдачи в трубе при нагреве газа приводится следующая зависимость

$$Nu_{ж, d} = 0,023 Re_{ж, d}^{0,8} Pr_{ж}^{0,4} \left(\frac{T_{ж}}{T_c}\right)^{0,55}, \quad (1)$$

которая справедлива для больших чисел Re при условии гидродинамической и тепловой стабилизации потока. Для локальной теплоотдачи стабилизированного течения в работе [2] предложена зависимость

$$Nu_{ж, d} = 0,021 Re_{ж, d}^{0,8} Pr_{ж}^{0,4} \left(\frac{T_{ж}}{T_c}\right)^{0,5}. \quad (2)$$

Здесь в числителе – температура стенки канала, в знаменателе – температура жидкости. В нахождении локальной теплоотдачи по (2) в качестве определяющей используется среднemasсовая температура газа в рассматриваемом сечении канала, при определении средней теплоотдачи по (1) – средняя температура газа в канале.

Проведенный нами ранее численный анализ течения в круглом канале диаметром 2 мм при $Re > 20000$, показал, что теплоотдача в круглом канале, как на начальном участке, так и на участке стабилизированного течения достаточно точно описывается зависимостями [4]

$$Nu_{ж, d} = 0,024 Re_{ж, d}^{0,8} Pr_{ж}^{0,4} \left(\frac{T_{ж}}{T_c}\right)^{0,45} \varepsilon; \quad (3)$$

$$\begin{cases} \varepsilon_x = 1,38 \left(\frac{x}{d}\right)^{-0,12}; & \frac{x}{d} \leq 15; \\ \varepsilon_x = 1; & \frac{x}{d} > 15. \end{cases} \quad (4)$$

Как и в (2), в (3) параметры потока воздуха определялись по среднемассовой температуре в каждом расчетном сечении.

Показатель степени при температурном факторе в (3) уменьшен по сравнению с (2). Однако это уменьшение компенсировалось увеличением значения множителя до значения равного 0,24. В целом численный эксперимент [4] достаточно хорошо согласовался с экспериментом, что явилось основанием для продолжения исследования.

Зависимость (4) для локальной поправки ε_x справедлива при $Re \cong 1 \cdot 10^4$. Более точное значение может быть получено путем дифференцирования среднеинтегральных значений ε , представленных в [5] таблицей. Аппроксимация этой таблицы позволила получить выражение в виде

$$\varepsilon = e^{913,6(\ln Re)^{-0,375}} \left(\frac{l}{d}\right)^{-1,8848} Re^{-0,295} \quad (5)$$

Полагая, что ε получено путем обработки экспериментальных данных следующим образом

$$\varepsilon = \frac{1}{l/d} \int_0^{\frac{d}{d}} \varepsilon_x d\left(\frac{x}{d}\right), \quad (6)$$

получим

$$\varepsilon_x = \left(1 - 1,8843 Re^{-0,295}\right) e^{913,6(\ln Re)^{-3,375}} \left(\frac{l}{d}\right)^{-1,8848} Re^{-0,295} \quad (7)$$

Зависимость (7) справедлива при $Re = 1 \cdot 10^4 - 1 \cdot 10^6$ и используется в (3) при тех значениях x/d , при которых $\varepsilon \geq 1$.

На первый взгляд зависимости (1)–(3) незначительно отличаются между собой не более чем (10–20) % по величине критерия Nu. Например, если предположить, что температура внутренней поверхности лопатки турбины 1000 К, а температура воздуха порядка 700 К, то снижение теплоотдачи за счет введения температурного фактора составляет 20 %. Так как снижение теплоотдачи укладывается в погрешность определения теплоотдачи по критериальным уравнениям, то поправка на неизотермичность в расчетах охлаждения деталей турбин часто опускалась.

Влияние температурного фактора на расчет температуры охлаждаемой лопатки газовой турбины

Покажем влияние температурного фактора на примере расчета дефлекторной схемы охлаждения направляющей лопатки газовой турбины. Расчеты были выполнены в сопряженной постановке с помощью программного комплекса ТНА [6], т.е. при совместном расчете гидравлической схемы и решении краевой задачи теплопроводности для лопатки в двумерной постановке. Лопатка делилась по высоте на три пояса. Схема охлаждения (рис. 1) для каждого из поясов состояла из следующих основных трактов движения воздуха (в скобках указаны имена каналов для среднего пояса): подача воздуха в полость дефлектора (B0, B15), струйное натекание воздуха на внутреннюю поверхность входной кромки (B16), движение воздуха в плоских каналах, образованных дефлектором и выпуклой (B17, B18, B19, B20, B21), и вогнутой сторонами лопатки (B24, B25, B26, B27, B28). Далее два потока воздуха сливались в единый поток и поступали в плоский канал с цилиндрическими столбиками (B22),

после которого воздух удалялся в проточную часть через щель в выходной кромке лопатки (B23).

Теплоотдача от газа к поверхности лопатки определялись по известным критериальным зависимостям [7] для входной выходной кромок и для средней части профиля. Температура газа равнялась 1440 К, температура воздуха на входе в дефлектор – 500 К.

Были выполнены три варианта расчета, которые отличались только тем, что в первом варианте теплоотдача в плоских каналах находилась с учетом температурного фактора (3), а во втором – температурный фактор в зависимости (3) был опущен. В третьем варианте использовалась известная зависимость М.А. Михеева [6]

$$Nu_{ж, d} = 0,021 Re_{ж, d}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} \quad (8)$$

В результате оказалось, что температура наружной поверхности лопатки в первом варианте на (28–66) °С больше, чем во втором варианте (табл. 1 и рис. 2). Причем большие отличия наблюдались в каналах, прилегающих к входной кромке, т.е. в каналах с меньшей температурой воздуха. Варианты 1 и 3 отличались в меньшей степени и это отличие составляло всего (7–33) °С.

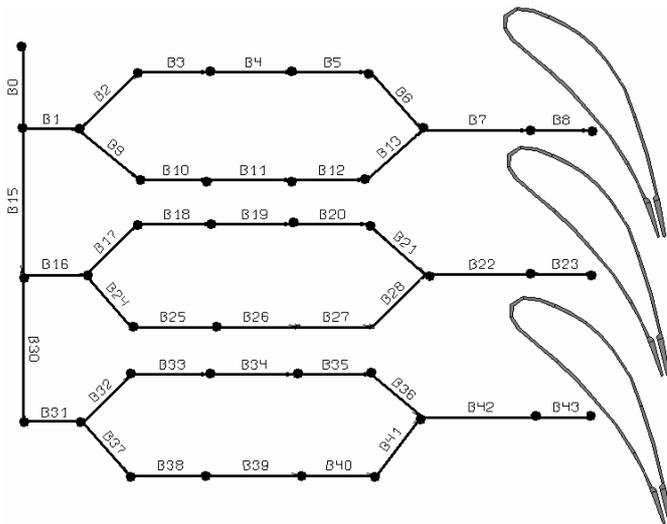


Рис. 1 – Слева – гидравлическая схема системы охлаждения, справа – три сечения направляющей лопатки (сетка конечных элементов не показана)

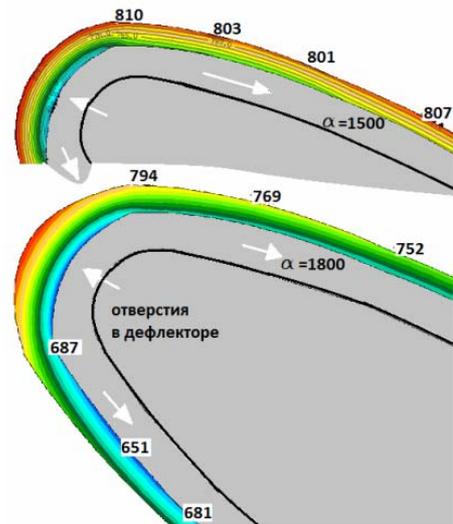


Рис. 2 – Температурное поле лопатки. Сверху – вариант 1, снизу – вариант 2. Температура на поверхности лопатки приведена в °С

Таблица 1

Средняя температура наружной поверхности лопатки (°С)
на участках, относящихся к соответствующим каналам охлаждения

Имя канала	Вариант 1, зависимость (3)	Вариант 2, зависимость (3) без учета температурного фактора	Вариант 3, зависимость (5)
B17	862	807	826
B18	843	777	808
B19	800	746	775
B20	793	749	776
B21	769	741	762

Очевидно, что указанные неопределенности расчета температуры лопатки неприемлемы и это требует дальнейшего осмысления причины появления температурного фактора в расчете теплоотдачи при течении газов в каналах охлаждения.

Обоснование выбора модели турбулентности

Результаты *CFD* анализа теплоотдачи в каналах зависят от используемой модели турбулентности и трудно ожидать, что какая-либо из моделей окажется универсальной по отношению к Re , условиям на входе, типам турбулизаторов. Тем не менее, из известного ансамбля моделей турбулентности были отобраны две из них, которые приводили к лучшему совпадению результатов расчета с экспериментом. Это модель Спаларта-Алмариса (Spalart-Allmaras) и модель $\nu 2f$. Для обоснования их использования был выполнен расчет течения в круглом канале диаметром 2 мм и длиной 200 мм. Температура воздуха на входе в трубу равнялась 573 К, температура стенки – 600 К. Небольшая величина температурного напора позволяла считать такие условия течения близкими к изотермическим. Число Re равнялось приблизительно 13000, что гарантировало на участке стабилизированного течения турбулентный режим. Для расчета использовалась густая сетка с размером ячейки около стенки $Y^+ < 1$.

Расчетная модель не содержала какого-либо предвключенного участка большого диаметра, как это обычно имеет место в экспериментах. На входе в канал задавался расход воздуха и одинаковое по сечению значение полной температуры, что определяло здесь начало развития пограничного слоя. Очевидно, что на начальном участке трубы при таких условиях развивается ламинарный, переходной и турбулентный пограничные слои, что подтверждается опытами В. Линке и Х. Кунце [8] (рис. 3). К сожалению, переходной режим течения и границы его существования достаточно сложно поддаются моделированию. Это побудило провести сравнительные расчеты при изменении степени турбулентности Tu в широких пределах (рис. 3). Было установлено, что обе использованные модели турбулентности качественно правильно отражают изменение теплоотдачи на начальном участке трубы. Вначале независимо от величины Tu теплоотдача снижается. Затем наступает переход к турбулентному режиму и критерий Nu возрастает до значения, определяемого зависимостью (3). При $Tu = 5\%$ и 10% завершение переходного режима обе модели турбулентности показывают при $x/d \cong 30$.

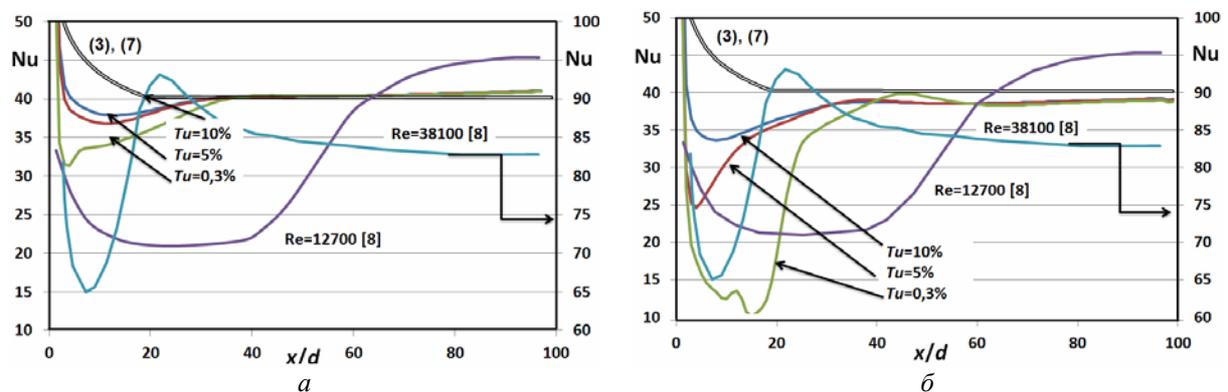


Рис. 3 – *CFD* моделювання теплоотдачи в трубі з використанням моделі турбулентності Спаларта-Алмариса *а* і моделі турбулентності $\nu 2f$ *б*: $Tu = 10\%$; 5% ; $0,3\%$ – ступінь турбулентності потоку на вході в трубу; $Re = 12700$ і $Re = 38100$ – дані В. Линке і Х. Кунце [8], розрахунок теплоотдачи за залежностями (3), (7)

Если турбулентность на входе равнялась 0,3 %, то модель Спаларта-Алмариса определяет завершение переходного режима при $x/d \cong 40$, а модель $v2f$ – при $x/d \cong 60$. Последнее значение лучше согласуется с опытом при $Re = 12700$. Однако минимальное значение Nu не обрабатывается моделями турбулентности.

Видимо трудно ожидать полного соответствия расчета и эксперимента. В [8] не раскрыто, какие условия были на входе в канал. Если перед входом в канал имелся конфузور, то переход к турбулентному режиму течения при $Re = 12700$ мог происходить при $x/d \geq 80$. Однако при больших значениях Re переход в опытах завершался при $x/d \cong 30-40$.

Проведенный анализ показывает, что обе рассмотренные модели турбулентности обладают большей погрешностью в переходной области течения по сравнению с турбулентной областью и в принципе обе модели равноценны для данного исследования. В связи с этим для дальнейшего анализа была выбрана более простая модель турбулентности – модель Спаларта-Алмариса.

Влияние температурного фактора на теплоотдачу в каналах с поперечными ребрами малой высоты

В работах [1–3] установлен факт влияния неізотермичности течения на теплоотдачу на участке стабилизированного течения в гладких каналах. В тоже время в системах охлаждения используются короткие каналы, загроможденные различными турбулизаторами. В связи с этим проверка и обоснованию подлежат два предположения:

1) Если предположить, что причина снижения теплоотдачи при больших температурных напорах одинакова, то следует ввести поправку на неізотермичность для всех типов каналов систем охлаждения газовых турбин. Тогда возможно, что глубина охлаждения в разработанных ранее системах охлаждения может оказаться меньше желаемой.

2) Температурный фактор не оказывает существенного влияния на теплоотдачу в каналах с турбулизаторами в связи с перемешиванием потока в пристеночных зонах и выравниваем свойств газа в поперечных сечениях каналов.

Очевидно, что в рамках одного исследования невозможно проверить эти предположения для всех типов каналов систем охлаждения газовых турбин. Остановимся на анализе теплоотдачи в круглом канале с поперечно расположенными ребрами.

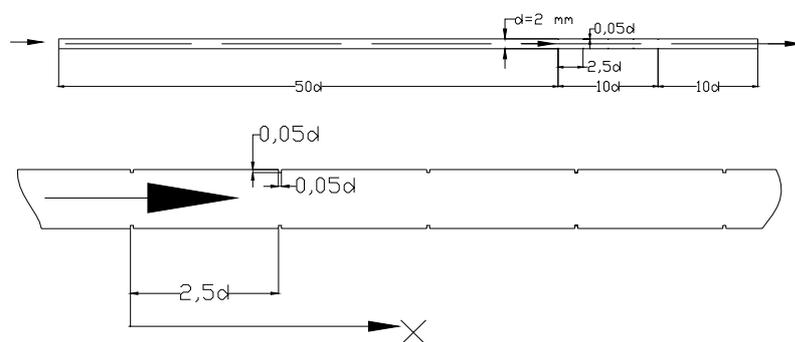


Рис. 4 – Расчетная область круглого канала с пятью поперечными ребрами высотой 0,1 мм и шагом 5 мм

Расчетная модель (рис. 4) представляла собой круглый канал диаметром 2 мм. Длина гладкой предвключенной части канала равнялась 100 мм, после которого следовал участок канала с пятью поперечными кольцевыми ребрами высотой 0,1 мм. Ширина ребра составляла 0,1 мм. За последним ребром

следовал гладкий участок длиной 20 мм. Расчетная сетка в пристеночной области характеризовалась безразмерной величиной $Y^+ < 0,5$.

На входе в канал задавалась температура воздуха 573 К, температура стенки изменялась от 600 до 1123 К. Давление воздуха было принято равным 0,8 МПа. Число Re приближенно равнялось 13000.

Результаты расчетов были представлены в виде (рис. 5, 6)

$$K = K\left(\frac{x}{d}\right), \quad (9)$$

где

$$K = \frac{\text{Nu}_{\text{ж}, d}}{A \text{Re}_{\text{ж}, d}^{0,8} \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,4} \left(\frac{T_{\text{ж}}}{T_{\text{с}}}\right)^n}. \quad (10)$$

Для доказательства влияния температурного фактора на теплоотдачу показатель степени n варьировался таким образом, чтобы все расчетные кривые сливались в единую кривую. При этом также подбиралась величина коэффициента A , исходя из условия приближения величина K приближалась к единице на участке стабилизированного течения. Оказалось, что эта задача невыполнима, потому что слияние кривых на предвключенном участке происходило при $n = 0,35$ и $A = 0,024$ (рис. 5), а на участке с ребрами при $n = 0$ и $A = 0,024$ (рис. 6), т.е. температурный фактор не учитывался.

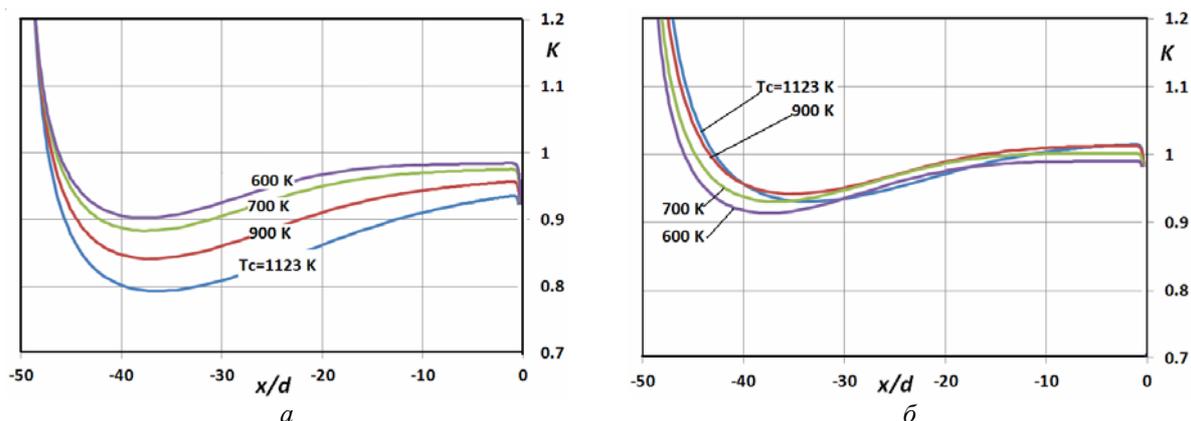


Рис. 5 – CFD моделирование теплоотдачи в гладкой трубе на участке до поперечных ребер с использованием модели турбулентности Спалларта-Алмариса: a – нормировка Nu выполнена при $A = 0,024$ и $n = 0$, т.е. без учета температурного фактора; $б$ – при $A = 0,024$ и $n = 0,35$, т.е. с учетом температурного фактора

Это позволило сделать вывод о том, что в областях течения с принудительной турбулизацией потока влияние температурного фактора не существенно. Этот вывод также справедлив и для выходного участка, на котором турбулизация потока за ребрами остается ощутимой.

Полученные результаты многократно перепроверялись на разных сетках и различных граничных условиях. Однако отсутствие влияния температурного фактора на участке с ребрами фиксировалось каждый раз. Было также проверено предположение о том, что влияние температурного фактора уменьшается в связи с прогревом воздуха на предвключенном участке и на участке с ребрами его величина мала. В связи с этим был выполнен расчет с адиабатическим предвключенным участком, т.е. прогрев воздуха начинался с первого ребра. Результат при этом еще в большей степени подтвердил сделанный вывод.

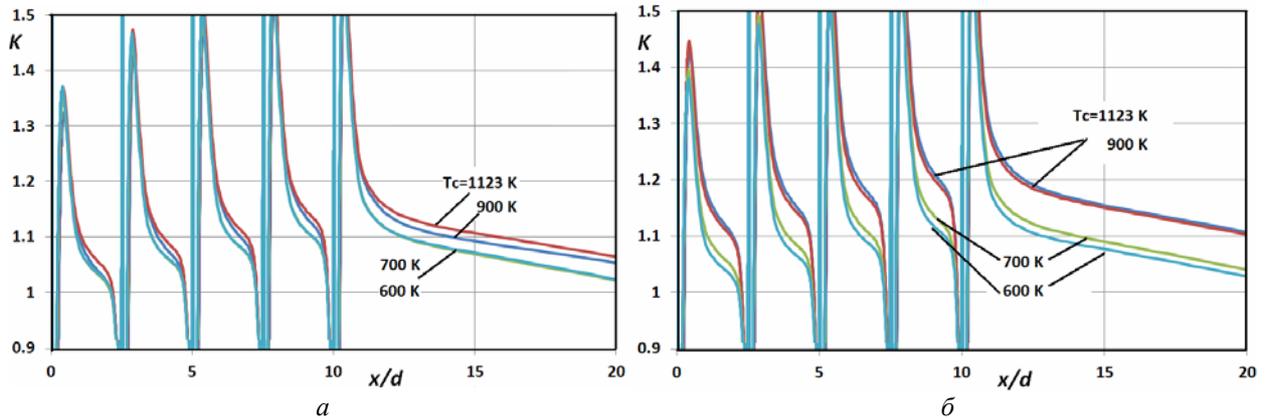


Рис. 6 – CFD моделювання теплоотдачі в трубі на участку з поперечними ребрами з використанням моделі турбулентності Спалларта-Алмариса: *a* – нормировка Nu виконана при $A = 0,024$ і $n = 0$, т.е. без урахування температурного фактора; *б* – при $A = 0,024$ і $n = 0,35$, т.е. з урахуванням температурного фактора

Влияние температурного фактора на теплоотдачу в каналах с поворотом потока на 180°

В системах охлаждения газовых турбин встречается поворот потока в вихревых матрицах, в лопатках с радиальными охлаждающими каналами и других случаях. Экспериментально доказано, что поворот потока приводит к дополнительной турбулизации потока, перестройке полей скорости и температуры и как результат – к росту теплоотдачи. Проблеме интенсификации теплообмена в таких каналах посвящено много работ. Целью данного исследования является оценка влияния температурного фактора на теплоотдачу в канале до поворота и после него.

Объектом исследования являлся канал квадратного сечения $2 \times 2 \text{ мм}^2$, $d_s = 2 \text{ мм}$ (рис. 7). Длина канала до поворота и после него была одинаковой и равнялась 30 мм ($15d$). Расчетная сетка была построена таким образом, чтобы в пристеночной области выполнялось условие $Y^+ < 1$.

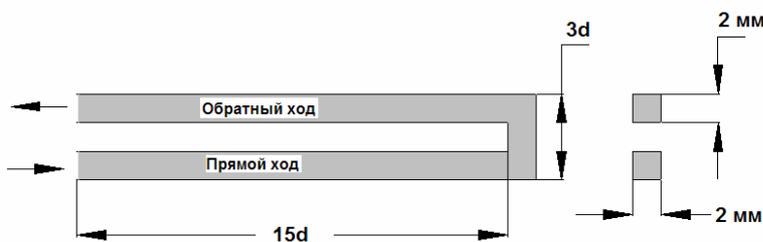


Рис. 7 – Расчетная область канала квадратного сечения с поворотом потока на 180°

В расчетах использовались такие же граничные условия, как и в предыдущем разделе. Давление воздуха равнялось $0,8 \text{ МПа}$, температура воздуха на входе – 573 К , температура стенки канала принимала значения $700, 900, 1123 \text{ К}$. Число Re

равнялось приблизительно $2,3 \cdot 10^4$.

Были получены ожидаемые результаты. Теплоотдача на начальном участке снижалась, что характерно для начального участка. В области поворота потока средняя по периметру канала теплоотдача в целом резко возрастала, но характеризовалась значительными колебаниями. Это объяснялось резкими изменениями величины теплового потока на различных поверхностях поворота, обратными токами и существенной неоднородностью температуры воздуха в анализируемых поперечных сечениях. Заметим, что здесь, как и ранее коэффициент теплоотдачи в некотором сечении канала определялся как средний по периметру сечения тепловой поток, деленный на разность температуры стенки и среднemasсовой температуры воздуха в

этом же сечении. Видимо, такой прием несколько сглаживает колебания коэффициента теплоотдачи, но не устраняет их полностью.

Перемешивание потока на повороте приводит к значительному увеличению Nu , большему даже, чем на начальном участке канала. Поток воздуха, поступающий в канал обратного хода, характеризуется высокой турбулентностью. Поэтому температурный фактор, определяющий неоднородность свойств воздуха, практически не влияет на критерий Nu . В тоже время в канале прямого хода это влияние вполне очевидно (рис. 8).

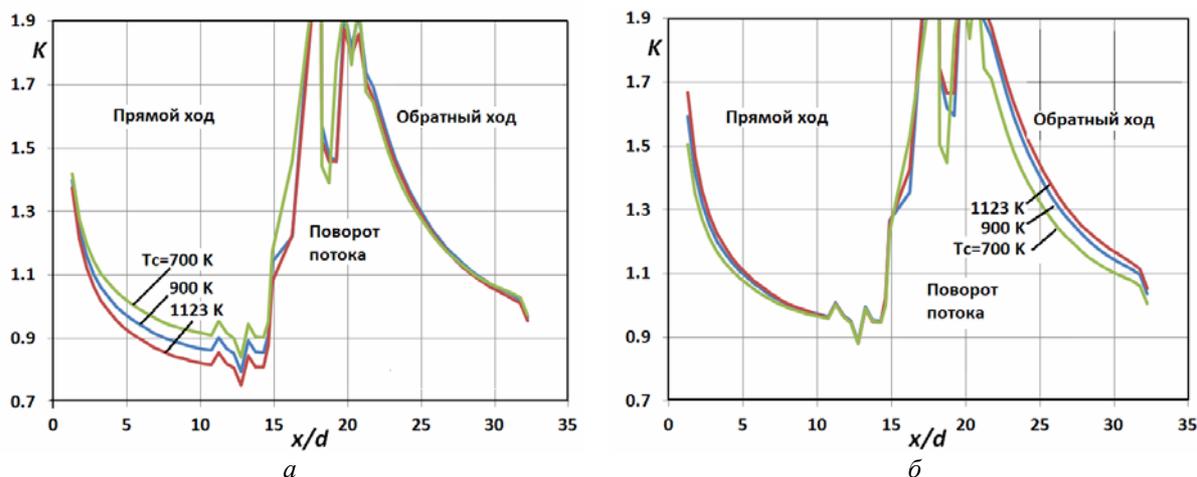


Рис. 8 – *CFD* моделирование теплоотдачи в квадратном канале с поворотом на 180° и с использованием модели турбулентности Спалларта-Алмариса: *a* – нормировка Nu выполнена при $A = 0,021$ и $n = 0$, т.е. без учета температурного фактора; *б* – при $A = 0,021$ и $n = 0,30$, т.е. с учетом температурного фактора

Выводы

1) Введение температурного фактора в расчеты теплоотдачи в гладких каналах систем охлаждения может приводить к росту температуры поверхности лопатки на несколько десятков градусов.

2) Неоднородность свойств воздуха в поперечных сечениях при больших температурных напорах влияет на теплоотдачу гладких каналов. При искусственной турбулизации потока поперечными ребрами малой высоты, при повороте потока происходит перемешивание потока целом и в частности в пристеночных зонах. За счет этого влияние температурного фактора в расчетах теплоотдачи нивелируется. Можно предположить, что в каналах с цилиндрическими штырьками, матрицами (исключая первый ход) и в других каналах температурный фактор в расчетах теплоотдачи вводить не следует. В качестве определяющей температуры в расчетах локальной теплоотдачи нужно использовать среднерасходную температуру воздуха в канале.

3) Показатель степени n в поправке $\left(\frac{T_{ж}}{T_c}\right)^n$ в *CFD*-анализе оказался отличным от

экспериментальных данных [1–3], где его величина равнялась 0,50–0,55. В круглом канале было получено $n = 0,35$ –0,45, а канале квадратного сечения лучшие результаты получены при $n = 0,30$. Очевидно, что *CFD*-анализ не может быть основанием для корректировки экспериментальных данных, и поэтому он использовался только для обоснования тех условий течения, при которых введение поправки на большие температурные напоры необходимо.

Список литературы: 1. Кутателадзе, С. С. Основы теории теплообмена [Текст] / С. С. Кутателадзе. – Новосибирск: Наука, 1970. – 670 с. 2. Кириллов, В. В. Местная теплоотдача при течении газа в трубах при больших температурных напорах [Текст] / В. В. Кириллов, Ю. С. Малюгин // Теплофизика высоких температур. – 1963. – Т. 1, № 2. – С. 254–259. 3. Сукомел, А. С. Теплообмен и трение при турбулентном течении газа в коротких каналах [Текст] / А. С. Сукомел, В. И. Величко, Ю. Г. Абросимов. – М.: Энергия, 1979. – 216 с. 4. Тарасов, А. И. Влияние подогрева теплоносителя на теплоотдачу в каналах систем охлаждения [Текст] / А. И. Тарасов, А. И. Долгов, Е. П. Авдеева // Энергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Вісник НТУ «ХПІ»: Зб. наук. праць. – Х.: НТУ «ХПІ», 2011. – № 6. – С. 28–33. – ISSN 2078-774X. 5. Исаченко, В. П. Теплопередача [Текст] / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – М.: Энергия, 1969. – 440 с. 6. ТНА (Thermal & Hydraulic Analysis) / А. И. Тарасов, А. И. Долгов: Свидетельство об официальной регистрации программ для ЭВМ №2007610141, 10 ноября 2006. – Федеральная служба по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам, Россия. 7. Локай, В. И. Теплопередача в охлаждаемых деталях газотурбинных двигателей летательных аппаратов [Текст] / В. И. Локай, М. Н. Бодунов, В. В. Жуйков, А. В. Щукин. – М.: Машиностроение, 1985. – 216 с. 8. Эккерт, Э. Р. Теория тепло- и массообмена [Текст] / Э. Р. Эккерт, Р. М. Дрейк. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1961. – 680 с.

Bibliography (transliterated): 1. Kutateladze, S. S. *Osnovy teorii teploobmena*. – Novosibirsk: Nauka, 1970. Print. 2. Kirillov, V. V., and Ju. S. Maljugin. "Mestnaja teplootdacha pri techenii gaza v trubah pri bol'shix temperaturnyh naporah." *Teplofizika vysokih temperatur* 1.2 (1963): 254–259. Print. 3. Sukomel, A. S., V. I. Velichko and Ju.G. Abrosimov. *Teploobmen i trenie pri turbulentnom techenii gaza v korotkih kanalah*. Moscow: Jenergija, 1979. Print. 4. Tarasov, A. I., A. I. Dolgov, E. P. Avdeeva. "Vlijanie podogreva teplonositelja na teplootdachu v kanalah sistem ohlazhdenija." *Energetychni ta teplotehnichni procesy j ustatkuvannja. Visnyk NTU «HPI»*. No. 6. Kharkiv: NTU «HPI», 2011. 28–33. ISSN 2078-774X. Print. 5. Isachenko, V. P., V. A. Osipova, A. S. Sukomel. *Teploperedacha*. Moscow: Jenergija, 1969. Print. 6. Tarasov A. I., and A. I. Dolgov "TNA (Thermal & Hydraulic Analysis)." *Svidetel'stvo ob oficial'noj registracii programm dlja JeVM. Federal'naja sluzhba po intelektual'noj sobstvennosti, patentam i tovarnym znakam*. RU Patent 2007610141. 10 November 2006. 7. Lokaj, V. I., et al. *Teploperedacha v ohlazhdaemyh detaljah gazoturbinyh dvigatelej letatel'nyh apparatov*. – Moscow: Mashinostroenie, 1985. Print. 8. Jekkert, Je. R., and R. M. Drejk. *Teorija teplo- i massobmena*. Moscow: Gosjenergoizdat, 1961. Print.

Поступила (received) 03.02.2014