

УДК 621.165

А.И. ТАРАСОВ, д-р техн. наук; проф. НТУ «ХПИ», г. Харьков
А.И. ДОЛГОВ, соискатель НТУ «ХПИ», г. Харьков
Е.П. АВДЕЕВА, инженер II кат. НТУ «ХПИ», г. Харьков

ВЛИЯНИЕ ПОДОГРЕВА ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ НА ТЕПЛОТДАЧУ В КАНАЛАХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ

Виконано аналіз тепловіддачі в каналах охолодження в умовах значної зміни температури газу. Відзначено значний вплив зміни температури газу вздовж каналу на інтенсивність теплообміну. Запропоновано уточнену залежність для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі, справедлива як для повітря, так і для водяної пари.

The analysis of heat transfer in cooling channels in case of significant change of gas temperature was developed. It was noted that change of gas temperature affects on intensity of heat transfer along the channel. It was proposed improved equation for heat transfer coefficient that is valid for both air and water vapor.

Система охлаждения современной газовой турбины и ее элементов таких, как направляющей или рабочей лопатки содержит большое количество различных каналов системы охлаждения (ветвей), течение в которых характеризуется достаточной сложностью и не может рассматриваться как одномерное. Наиболее часто используются каналы с круглым поперечным сечением, теплообмен и гидравлическое сопротивление в которых был предметом тщательного анализа во многих исследованиях [1, 2]. Однако даже в этом относительно простом и хорошо изученном случае задача расчета коэффициентов теплоотдачи и сопротивления не является столь очевидной, как это обычно считается.

Известны ряд зависимостей для определения среднего коэффициента теплоотдачи в круглом канале при турбулентном режиме течения. Среди них наиболее часто используются зависимости М.А. Михеева [3]

$$Nu_{ж,д} = 0,021 \cdot Re_{ж,д}^{0,8} \cdot Pr_{ж}^{0,43} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{с}} \right)^{0,25}, \quad (1)$$

Б.С. Петухова и В.В. Кирилова, полученная на основе уравнения Лайона

$$Nu_{ж,д} = \frac{0,125 \cdot \xi \cdot Re_{ж,д} \cdot Pr_{ж}}{4,5 \sqrt{\xi} (Pr^{2/3} - 1) + 1,07} \left(\frac{\mu_{ж}}{\mu_{с}} \right)^{0,11}. \quad (2)$$

В (2) коэффициент гидравлического сопротивления ξ определяется по формуле Г.К. Филоненко

$$\xi = (1,82 \cdot \lg Re_{ж,д} - 1,64)^{-2}. \quad (3)$$

В (1)–(3) определяющей температурой является средняя температура жидкости, определяющим размером – диаметр трубы. Для вычисления критерия Рейнольдса используется среднемассовая скорость жидкости.

В качестве рабочего тела в системах охлаждения используется воздух и поэтому симплекс $\left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{с}} \right)^{0,25}$ не влияет на расчет теплоотдачи, а симплекс $\left(\frac{\mu_{ж}}{\mu_{с}} \right)^{0,11}$ корректирует ее значение всего на 8–10 %.

Зависимости (1)–(3) справедливы для близких к изотермическим условиям, т.е. при небольшом подогреве воздуха. В каналах охлаждения наблюдается значительный

рост температуры и расчет теплоотдачи по (1)–(3) может привести к заметным погрешностям. В справочнике [4] для случая нагрева газов приведена иная зависимость

$$\text{Nu}_{ж, d} = 0,023 \cdot \text{Re}_{ж, d}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{ж}^{0,4} \left(\frac{T_{ж}}{T_c} \right)^{0,55}, \quad (4)$$

в которой $T_{ж}$ – среднемассовая температура газа в трубе, T_c – средняя температура стенки. К сожалению, в справочнике не даны ссылки на исследования, в которых получена зависимость, не дана оценка ее точности и возможность применения для различных газов.

Для оценки пригодности (1)–(4) было выполнено численное 3D моделирование течения и теплообмена в некотором характерном для газовых турбин канале охлаждения. В качестве инструмента исследования использовался *CFD* код *FLUENT* (авторы благодарят фирмы *ANSYS* и *ProcessFlow* за предоставленную возможность использования кода). Длина канала была задана равной 200 мм, а диаметр – 2 мм. Давление и температура воздуха на входе в канал равнялось соответственно 0,81 МПа и 573 К, расход воздуха – 0,628 г/с. При этом скорость воздуха на входе в канал была около 40 м/с. Температура поверхности канала варьировалась в диапазоне от 450 до 1223 К. Трехмерная модель канала была создана с существенным уменьшением размеров ячеек в пристеночной области, исходя из условия $Y^+ < 1$, где Y^+ – расстояние от центральной точки, прилегающей к стенке ячейки, до стенки. На входе в канал задавался расход и одно и тоже значение температуры среды во всем входном сечении. Степень турбулентности на входе в канал равнялась 10 %, что обеспечивало практически сразу турбулентный режим течения.

Имея значения плотности теплового потока на поверхности канала, среднемассовая температура воздуха и коэффициент теплоотдачи вдоль канала находились, как

$$T_B(x) = T_{B, x=0} + \frac{\pi \cdot d}{C_p} \int_0^x q(x) dx; \quad (5)$$

$$\alpha(x) = \frac{q(x)}{T_c - T_B(x)}. \quad (6)$$

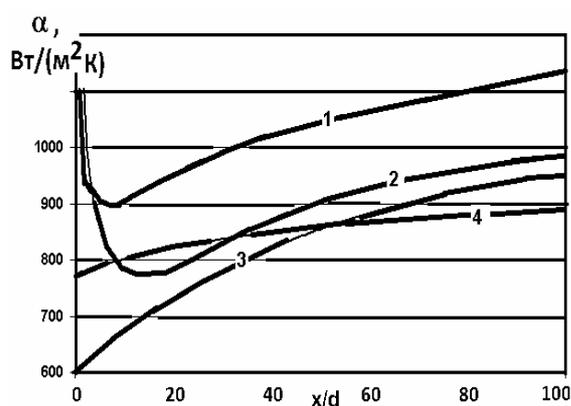
Средний по длине трубы коэффициент теплоотдачи определялся путем интегрирования

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{x} \int_0^x \alpha(x) dx. \quad (7)$$

Очевидно, что численное моделирование не может являться мерилем точности экспериментальных зависимостей (1)–(4), так как само включает различные допущения и модели. Поэтому обычно математическая модель выбирается из тех соображений, чтобы хотя бы для некоторых известных условий между результатами расчета и экспериментом наблюдалось приемлемое совпадение. Наибольшую неопределенность в *CFD* расчет вносит модель турбулентности. Поэтому для обоснования применимости той или иной модели турбулентности был выполнен ряд расчетов. В результате было установлено, что модель Спаларта-Аллмараса приводит к лучшему совпадению значений коэффициента теплоотдачи с экспериментом, чем другие модели (рис. 1). Это явилось основанием для использования модели Спаларта-Аллмараса во всех последующих расчетах.

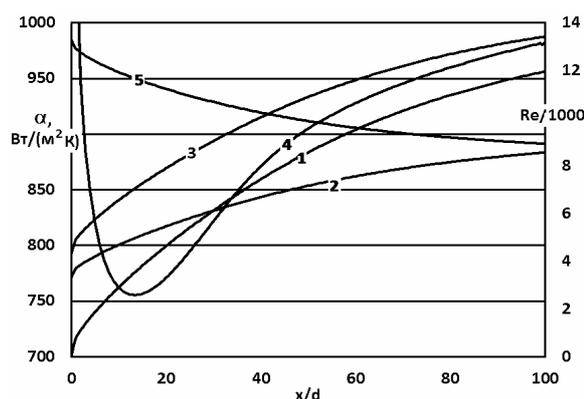
Полученные результаты показали ряд особенностей неизотермического течения

в трубе, которые делают применение зависимостей (1)–(4) не вполне очевидным. Для расчета теплоотдачи по уравнению (4) рекомендовано в [4] в качестве определяющей температуры использовать среднюю температуру газа в трубе. Однако ничего не говорится об определяющей скорости, которая изменяется в неизотермических условиях в широких пределах. Для рассмотренных условий течения температура воздуха в трубе возрастала более, чем на 450 К, что приводило к росту скорости от 39 м/с на входе в канал до 74 м/с на выходе из него. При этом значение критерия Рейнольдса вследствие увеличения кинематической вязкости снижалось вдоль канала приблизительно на 50 % (рис. 2), что привело к необходимости обоснования выбора определяющего значения Re для зависимостей (1)–(4).



1 – CFD расчет с использованием k - ϵ модели турбулентности; 2 – модель Спаларта-Аллмараса; 3 – уравнение (2), 4 – уравнение (1)

Рис. 1. Изменение коэффициента теплоотдачи вдоль круглого канала



1 – CFD; 2 – расчет по (1); 3 – по (2), (3); 4 – по (4); 5 – Re

Рис. 2. Оценка применимости уравнений подобия для определения коэффициента теплоотдачи в круглом канале в условиях значительного подогрева воздуха

Зависимости (1)–(4) справедливы для средней теплоотдачи в канале. Однако можно предположить, что они должны быть справедливы и для участка канала, длина которого стремится к нулю. Тогда становится возможным определение локальной теплоотдачи, если в качестве скорости использовать среднемассовую скорость воздуха, а теплофизические свойства воздуха определять для среднемассовой температуры в рассматриваемом сечении. Используя результаты численного анализа, были получены распределения коэффициентов теплоотдачи для стабилизированного течения в соответствии с (1)–(4) (рис. 2).

Как следует из рисунка, коэффициент теплоотдачи, определенный по (2), (3) и (4), достаточно близок по значению к коэффициенту теплоотдачи в CFD расчете. Напротив, зависимость (1) приводит к заниженным значениям теплоотдачи приблизительно на 10 %. Ранее считалось, что такая погрешность является допустимой, так как уравнения подобия для более сложных случаев теплообмена приводят к еще большим погрешностям. Простая оценка показывает, что занижение коэффициента теплоотдачи в канале охлаждения на 10 % может привести к завышению температуры поверхности лопатки газовой турбины приблизительно на 10 К, что при предельных значениях температуры металла может быть критичным. Очевидно, что как (2)–(3), так и (4) после некоторой коррекции могут быть использованы для расчета теплоотдачи в каналах в условиях значительного подогрева воздуха.

В периодике и книгах по теории теплообмена не акцентируется внимание на том, как изменяется локальное значение коэффициента теплоотдачи в каналах с подогревом, а представленные в них иллюстрации могут привести к неправильным выводам. В частности складывается представление о том, что коэффициент теплоотдачи на участке стабилизированного течения принимает постоянное значение в любых ситуациях. Тогда среднее значение коэффициента теплоотдачи и локальное его значение в любом сечении канала равны между собой. Однако это подтверждено теоретически только для ламинарного режима течения при условии независимости свойств жидкости от температуры. При постоянной температуре стенки T_c критерий Nu принимает здесь значение равное 3,66 [3] и соответственно коэффициент теплоотдачи остается неизменным вдоль течения.

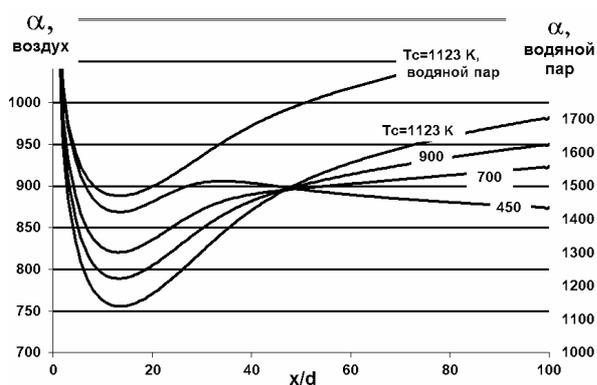


Рис. 3. Изменение коэффициента теплоотдачи в Вт/(м²·К) вдоль круглого канала в зависимости от температуры его поверхности при фиксированной температуре газа на входе в канал 573 К

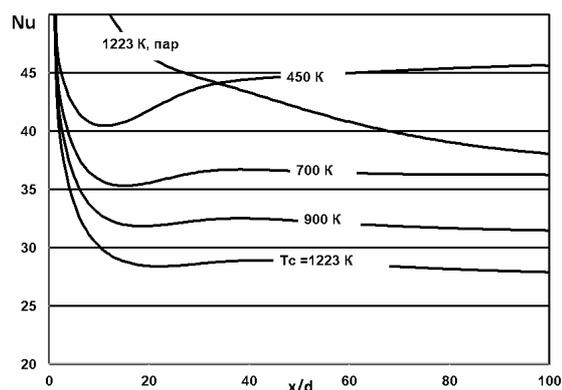


Рис. 4. Изменение критерия Nu вдоль канала в зависимости от температуры стенки при фиксированной температуре газа на входе в канал 573 К

При турбулентном режиме течения характер изменения теплоотдачи на участке стабилизированного течения не описан, и полученные результаты оказались достаточно неожиданными (рис. 3). На начальном участке канала наблюдалось снижение коэффициента теплоотдачи за счет роста толщины пограничного слоя. Длина начального участка составляла приблизительно 15 диаметров канала. Причем, чем больше разность температур стенки и воздуха на входе канал, тем более значительным оказывается снижение коэффициента теплоотдачи. Далее вдоль канала в случае нагрева происходил значительный рост коэффициента теплоотдачи, который нельзя не учитывать при расчетах систем охлаждения. Например, при температуре стенки 1123 К его минимальное значение составляло 750, максимальное – 980 Вт/(м²·К). При охлаждении воздуха теплоотдача снижалась по течению. Однако изменение значения коэффициента теплоотдачи было небольшим. Если температура стенки канала близка к входной температуре воздуха, изменение теплоотдачи вдоль канала оказывается незначительным. Таким образом, при практически изотермическом течении имеет место постоянство коэффициента теплоотдачи при турбулентном течении, также как и при ламинарном.

Интересно отметить, что несмотря на большие изменения коэффициента теплоотдачи вдоль канала, локальное значение критерия Нуссельта оказывается практически постоянным на участке стабилизированного течения (рис. 4). Однако здесь наблюдается значительное расслоение кривых в зависимости от температуры стенки. Очевидно, чем выше температура стенки, тем в большей степени прогревается воздух и

тем больше его скорость в каждом из рассматриваемых сечений канала. Тем не менее, отличием по скорости не удастся объяснить расслоение кривых Nu , так как среднемассовая скорость в сечении входит в локальное значение числа Re и тогда расчет коэффициента теплоотдачи по (1) должен был бы приводить к лучшему совпадению с полученным в CFD расчете (рис. 2). К сожалению, этого не происходит. Поэтому можно предположить, что расслоение происходит за счет различий в градиентах скорости и поэтому в (4) введен симплекс $\left(\frac{T_{ж}}{T_c}\right)^{0,55}$, который отражает влияние на интенсивность теплообмена ускорения потока.

Имея в проведенном исследовании достаточно большой набор данных по теплоотдаче в круглом канале при различных температурах стенки, зависимость (4) была представлена в виде

$$Nu_{ж,d} = 0,023 \cdot Re_{ж,d}^{0,8} \cdot Pr_{ж}^{0,4} \left(\frac{T_{ж}}{T_c}\right)^{0,3} \varepsilon, \quad (8)$$

где для учета влияния начального участка использована зависимость [3]

$$\varepsilon = 1,38 \left(\frac{x}{d}\right)^{-0,12}, \quad \frac{x}{d} \leq 15; \quad (9)$$

$$\varepsilon = 1, \quad \frac{x}{d} > 15. \quad (10)$$

Иллюстрация точности (8)–(10) представлена на рис. 5.

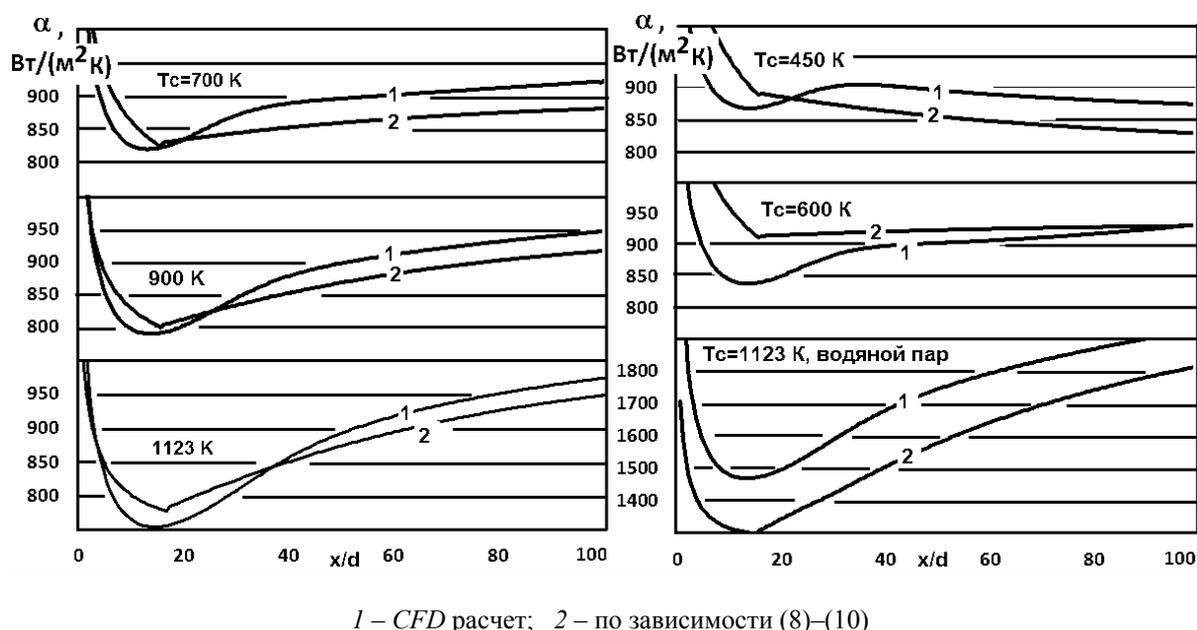


Рис. 5. Теплоотдача в круглом канале в зависимости от температуры стенки T_c при фиксированной температуре газа на входе в канал равной 573 К

Если в качестве среды используется воздух, то погрешность определения коэффициента теплоотдачи по (8) составляет менее 5%. Причем величина погрешности практически одинаковая, как для нагрева, так и для охлаждения среды.

В системах охлаждения газовых турбин используется не только воздух, но и водяной пар. Поэтому зависимость (8) была также проверена и для водяного пара. Было установлено, что погрешность в этом случае несколько выше и составляет приблизительно 10 %. Однако, как и для воздуха, зависимость приводит к физически оправданным результатам, т.е. при нагреве происходит значительное увеличение интенсивности теплоотдачи вдоль течения.

Зависимость (8) отражает локальное значение коэффициента теплоотдачи, а в расчетах систем охлаждения используется среднее его значение. Было проверено, что ее также можно использовать для средней теплоотдачи, если в качестве определяющей температуры взять среднюю логарифмическую температуру

$$\bar{T} = T_c - \frac{T_2 - T_1}{\ln \left(\frac{T_c - T_1}{T_c - T_2} \right)}. \quad (11)$$

Здесь индексы 1 и 2 соответствуют температурам газа на входе и выходе из канала.

Используя среднюю температуру, следует находить теплофизические свойства среды, включая плотность. Далее, зная плотность и расход, определяется скорость для расчета числа Re. При таком способе средний коэффициент теплоотдачи по (8) отличается от коэффициента теплоотдачи, полученного путем осреднения по (7) данных численного моделирования, не более чем на 2 %.

По результатам проведенного исследования можно сделать следующие выводы:

- при значительных температурных напорах в каналах охлаждения газовых турбин коэффициент теплоотдачи значительно возрастает вдоль течения охладителя и может асимптотически приблизиться к постоянному значению при стремлении к нулю разности температур стенки канала и теплоносителя;

- критерий Nu принимает постоянные значения на участке гидродинамической стабилизации течения;

- симплекс, составленный из отношения температуры газа к температуре стенки, достаточно надежно учитывает влияние ускорения (замедления) потока на теплоотдачу в канале для воздуха и водяного пара;

- можно предположить, что критериальные уравнения для других типов течений, т.е. в каналах иной формы, могут быть уточнены путем введения множителя

$$\left(\frac{T_{ж}}{T_c} \right)^{0,3}.$$

Список литературы: 1. Швец И.Т. Воздушное охлаждение деталей газовых турбин / И.Т. Швец, Е.П. Дыбан. – Киев: Наукова думка, 1974. – 487 с. 2. Копелев С.З. Конструкции и расчет систем охлаждения ГТД: (Монография) / С.З. Копелев, А.Ф. Слитенко. – Харьков: Основа, 1994. – 239 с. 3. Исаченко В.П. Теплопередача / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. – М.-Л.: Энергия, 1965. – 424 с. 4. Кутателадзе С.С. Справочник по теплопередаче / С.С. Кутателадзе, В.М. Боришанский. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1959. – 414 с.

© Тарасов А.И., Долгов А.И., Авдеева Е.П., 2011
Поступила в редколлегию 24.02.11