

УДК 532.516: 536.24.01

Халатов А.А.,¹ Борисов И.И.,¹ Дашевский Ю.Я.,² Северин С.Д.,¹ Романов В.В.²¹Институт технической теплофизики НАН Украины²ГП НПКГ «Зоря» Машипроект»ТЕПЛООБМЕН ВОЗДУШНОГО ПОТОКА В ТРУБЕ
С КОМБИНИРОВАННОЙ ЗАКРУТКОЙ НА ВХОДЕ

Наведено результати експериментального дослідження теплообміну закрученого потоку у відкритому циліндричному каналі діаметром 20 мм та довжиною 230 мм.

Представлены результаты экспериментального исследования теплообмена закрученного потока в открытом цилиндрическом канале диаметром 20 мм и длиной 230 мм.

Results of the experimental studies of swirl flow heat transfer in the open tube with diameter of 20 mm, length of 230 mm are presented.

b – ширина щели тангенциального завихрителя;

d – диаметр цилиндрического канала;

h – высота щели тангенциального завихрителя;

G – массовый расход воздуха;

L – длина канала;

P – давление;

T – температура;

q – удельный тепловой поток;

w – скорость;

x – продольная координата;

$Nu_d = \alpha \cdot d/k$ – число Нуссельта;

Nu_0 – число Нуссельта осевого потока (начальный участок);

Nu_∞ – число Нуссельта осевого стабилизированного потока;

$Re_d = Gd/\mu F$ – среднерасходное число Рейнольдса;

β – угол поворота потока на входе в завихритель;

α – локальный коэффициент теплоотдачи;

φ_w – угол закрутки потока на стенке канала;

ρ – плотность;

λ – коэффициент сопротивления;

$\varepsilon_{\varphi T} = Nu_d/Nu_0$ – фактор интенсификации теплообмена ($Re_d = \text{const}$).

Нижние индексы:

0 – параметры осевого потока;

d – параметры дополнительного потока

k – канал;

z – завихритель;

ср – средний

φ – окружная координата;

Σ – суммарный.

Введение

В настоящее время в практике конструирования внутренних систем охлаждения лопаток газовых турбин используют весьма ограниченный набор методов интенсификации теплообмена, которые включают струйное охлаждение, плоские и разрезные ребра, штырьки, поверхность шероховатость, объемные пульсации охладителя. Теплофизический потенциал этих методов в значительной мере исчерпан, и дальнейшее форсирование системы охлаждения может быть достигнуто либо увеличением рас-

хода воздуха через систему охлаждения, либо уменьшением диаметра охлаждающих каналов для увеличения скорости потока. В обоих случаях возрастают гидравлические потери, которые могут быть соизмеримы с полезным эффектом за счет охлаждения.

Поэтому, возникает потребность в разработке альтернативных методов, обеспечивающих высокий уровень теплообмена при приемлемых потерях давления, а также включающих использование дорогих технологий, связанных с применением микроэлемен-

тов (ребра, каналы) в каналах охлаждения. В этом плане весьма перспективной является концепция закрученного потока, позволяющая достичь высокого уровня интенсификации теплообмена при приемлемых потерях давления и отличающаяся технологической простотой изготовления [1, 2].

Наибольшее распространение в конструкциях циклонного охлаждения лопаток, использующих принцип закрутки потока, получила тангенциальная подача потока в канал [1, 2]. Однако при тангенциальной закрутке происходит разворот потока в канале и постепенное преобразование тангенциальной закрутки в поступательно-вращательное движение, что сопровождается потерями энергии и азимутальной неравномерностью потока. Перестройка закрученного потока завершается на расстоянии до трех диаметров канала от «среза» тангенциального завихрителя [2].

Как показано в работе [2], теплообмен на участке стабилизированного закрученного потока в цилиндрическом канале ($x/d > 3,0$) определяется двумя факторами – числом Рейнольдса и параметром закрутки Φ^* , который равен отношению вращательной и осевой составляющих момента количества движения. Можно считать, что оба этих фактора линейно независимы и при расчетах может быть использован принцип мультипликативности [1, 2]. Поэтому на практике широко используется уравнение [1, 2]:

$$Nu = Nu_0(Re) \varepsilon_{\varphi T} . \quad (1)$$

Здесь $\varepsilon_{\varphi T} = \frac{Nu}{Nu_0}$ – фактор интенсификации теплообмена. Анализ опубликованных результатов показывает [1, 2], что подавляющее большинство исследований в области тангенциальной закрутки выполнены для случая $\beta = 0^\circ$ (обозначение угла β см. на рис. 1). Только отдельные исследования [3,4] выполнены для случая наклонной закрутки потока ($\beta > 0$). В работе [5] показано, что дополнительная подача воздуха через отверстие в торцевой (донной) стенке канала в направлении закрутки потока

значительно влияет на структуру потока. Данные по влиянию дополнительной подачи воздуха на теплообмен в литературе отсутствуют.

Целью настоящей работы является экспериментальное исследование теплообмена закрученного потока в цилиндрическом канале с открытым выходом при совместном влиянии наклонно-тангенциальной закрутки на входе ($\beta = 60^\circ$) и подачи дополнительного воздуха в торцевую область канала.

Экспериментальная установка и методика проведения измерений

Экспериментальная установка представляет собой открытый газодинамический контур, схема которого, показана на рис. 1. Воздух от компрессора 1 через фильтр-регулятор давления 2 AW60-F10H фирмы SMC, который удаляет влагу из воздуха и поддерживает постоянное давление на входе в экспериментальный участок, вентили 9, 10, 11, ротаметры 3, 4, 5 и омические нагреватели 7 и 6 подается в экспериментальный участок 8, состоящий из двух параллельных каналов.

Большая часть воздушного потока через ротаметры 4 и 5 поступает в закрытый с торца «глухой» канал прямоугольного сечения, конструкция которого обеспечивает наклонную подачу потока (угол $\beta = 60^\circ$) в тангенциальный завихритель, и далее – в открытый цилиндрический канал диаметром $d = 20$ мм и длиной $L = 230$ мм. Другая часть воздуха (до 20 % по массовому расходу) подается в торцевую (донную) область канала. Регулировка подачи дополнительного воздуха обеспечивается вентилем 10, а его расход измеряется ротаметром 3.

Завихритель представляет собой тангенциальную прямоугольную щель высотой $h = 5$ мм и шириной $b = 59$ мм ($b/h=11,8$). Площадь щели завихрителя составляет 295 мм^2 , а отношение площадей сечений тангенциального завихрителя и цилиндрического канала – $0,93$.

Подача дополнительного воздуха в экспериментальный участок осуществлялась в торцевой (донной) области канала, имеющей полусферическую форму, через круглое отверстие диаметром 5 мм, выполненное на ра-

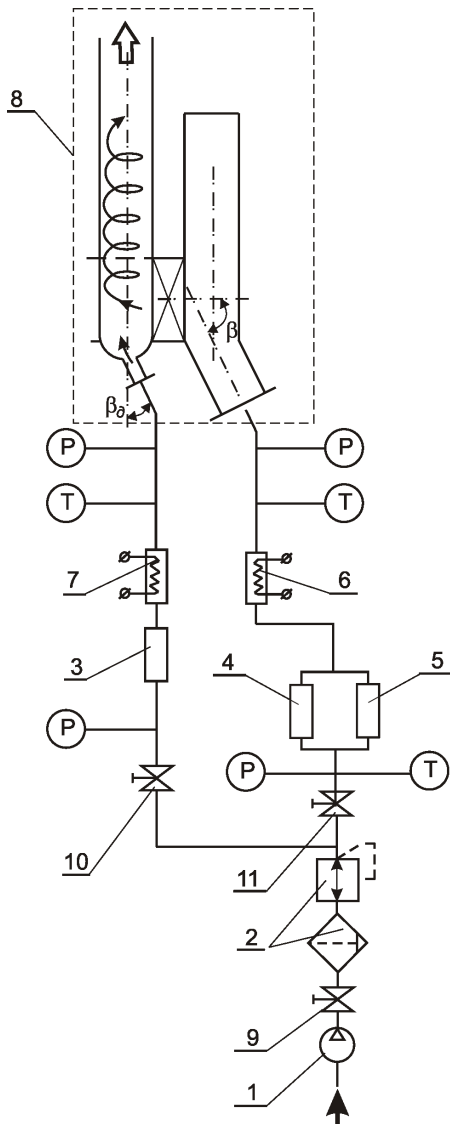


Рис. 1. Схема экспериментального стенда:
 1 – компрессор; 2 – фильтр-регулятор;
 3, 4, 5 – ротаметры; 6 – нагреватель основного потока; 7 – нагреватель дополнительного потока; 8 – рабочий участок;
 9, 10, 11 – вентили.

диусе $r = 5$ мм под углом $\beta_{\text{д}} \approx 45^\circ$ к оси канала (рис. 1). Эта подача осуществлялась в направлении основной закрутки потока таким образом, чтобы вектор скорости дополнительного потока на выходе из отверстия имел две составляющие – осевую и тангенциальную, абсолютные значения которых примерно равны ($w_x^{\text{д}} \approx w_\phi^{\text{д}}$). Радиальная компонента скорости в данном слу-

чае равнялась нулю. После прохождения цилиндрического канала поток выбрасывался в атмосферу.

С помощью регулировки мощности нагрева температура дополнительного потока воздуха на входе в цилиндрический исследуемый канал задавалась равной температуре основного потока в щели завихрителя. Схема рабочего участка представлена на рис. 2, а основные обозначения – на рис. 3 и в таблице.

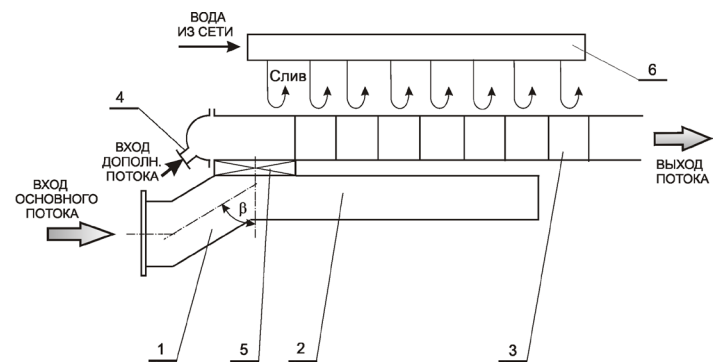


Рис. 2. Схема рабочего участка.
 1 – входной патрубок; 2 – распределительный канал; 3 – основной цилиндрический канал; 4 – патрубок ввода дополнительного потока; 5 – тангенциальный завихритель; 6 – распределительный патрубок подачи охлаждающей воды.

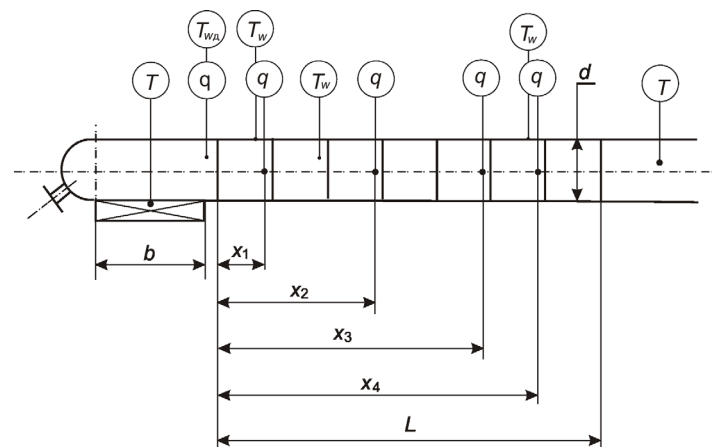


Рис. 3. Основные размеры рабочего участка.
 Координаты $x_1 - x_4$ соответствуют точкам измерения удельного теплового потока (см. таблицу).

Таблица. Геометрические размеры рабочего участка (рис. 3)

d , мм	β , град	b , мм	L , мм	x_1 , мм	x_2 , мм	x_3 , мм	x_4 , мм
20	60	59	230	45	115	180	214

Основная часть цилиндрического канала (исключая участок завихрителя) состояла из секций длиной каждая 33 мм, выполненных из меди для обеспечения условия постоянной температуры стенки. Канал состоял из семи секций, каждая секция (в том числе и секция завихрителя) индивидуально охлаждалась проточной водой с помощью наружных рубашек. Начало отсчета ($x = 0$) расположено в сечении цилиндрического канала, соответствующему расстоянию 10 мм от среза щели завихрителя.

В экспериментах измерялись: расходы основного и дополнительного потоков воздуха, температура потока воздуха: перед нагревательным устройством, в щели завихрителя, на выходе из рабочего участка, температура стенки цилиндрического канала в трех точках, удельные тепловые потоки по длине рабочего участка, тепловой поток, отводимый водой, в секции завихрителя.

Расход основного и дополнительного потоков воздуха измерялся ротаметрами. Температуры потока воздуха и стенки канала измерялись хромель-алюмелевыми термопарами, температура стенки канала в завихрителе определялась медь-константановой термопарой, встроенной в датчик теплового потока. ЭДС определялась цифровым милливольтметром, прошедшим метрологическую аттестацию. Среднемассовая температура на выходе из рабочего участка измерялась электронным цифровым термометром T-0,56DS фирмы Dallas Semiconductor, с диапазоном измеряемых температур – 50...125 °С и погрешностью измерения $\pm 0,1$ °С. Поскольку температурное поле на выходе из рабочего участка было существенно неравномерным, для измерения среднемассовой температуры датчик помещался в специ-

альную теплоизолированную камеру, в которой при помощи вакуумного насоса был организован проток воздуха из выходного канала рабочего участка через гребёнку.

Локальные удельные тепловые потоки в различных точках канала измерялись датчиками теплового потока фирмы «RdF» производства США (все датчики модели 20450-1, кроме датчика в завихрителе №1, в котором использовалась модель 27036-3). Датчики модели 20450-1 имеют следующие характеристики: чувствительность 0,005...0,006 $\mu\text{В}/(\text{Вт}/\text{м}^2)$, время отклика – 0,4 с, термическое сопротивление $R = 0,0005$ град/ $(\text{Вт}/\text{м}^2)$. Датчик в завихрителе модели 27036-3 расположен практически на его срезе, он имеет медь-константановую термопару, встроенную на его наружной поверхности. Его термическое сопротивление составляет величину 0,002 град/ $(\text{Вт}/\text{м}^2)$. Датчики приклеивались к внутренней поверхности канала, координаты их расположения ($x_1 - x_4$) показаны на рис. 3. Сигналы от датчиков регистрировались микровольтметром В7-46/1.

Теплосъем в секции завихрителя определялся методом калориметрирования. Для этого измерялся расход воды через завихритель, а также разность температур входящей и выходящей воды – с помощью дифференциальных хромель-алюмелевых термопар. Сигнал от дифференциальной термопары регистрировался микровольтметром.

При обработке экспериментов с закрученным потоком вначале определялся тепловой поток, отводимый водой от завихрителя, и далее – падение температуры воздуха в области завихрителя. После этого находилась среднемассовая температура воздуха на выходе из завихрителя. Затем находились распределения T и q по всей длине рабочего участка. Обработка данных производилась методом итераций. В первом приближении в качестве значений удельных тепловых потоков в точках измерений задавались значения q_d , затем по эти точкам производилась сплайн-аппроксимация с нахождением функции распределения по длине. После этого данная функция интегрировалась от точки $x = 0$

до каждой из измеряемых точек, после чего на каждом из отрезков определялся интегральный тепловой поток, отведенный от потока воздуха, и находилась среднemasсовая температура воздуха в каждой из точек измерения. Затем находились новые значения удельных тепловых потоков, и процедура повторялась до завершения схождения. В результате получали продольные распределения средней температуры воздуха и удельного теплового потока.

При обработке данных использовались данные по гидродинамике, полученные ранее и опубликованные в работе [5].

Режимные параметры экспериментов были следующими: суммарный массовый расход составлял 25,5...36,1 г/сек, температура основного и дополнительного потока на входе в цилиндрический канал изменялась от 90 до 105 °С. Число Рейнольдса, рассчитанное по суммарному расходу воздуха в канале модели циклонного охлаждения, соответствовало турбулентному режиму течения и изменялось в диапазоне $7,7 \cdot 10^4 \dots 1,07 \cdot 10^5$, что соответствовало проведенным ранее экспериментам по гидродинамике [5]. Диапазон относительного расхода дополнительного воздуха составлял $G_d/G_\Sigma = 0,0 \dots 0,11$.

Число Рейнольдса определялось с точностью $\pm 2,8$ %. Относительная погрешность определения коэффициента теплоотдачи в условиях настоящих экспериментов не превышает ± 7 %, а погрешность определения числа Нуссельта не превышает $\pm 7,1$ %.

Результаты экспериментов и их анализ

Тарировочные исследования. Основным экспериментам предшествовала серия тестовых экспериментов по теплообмену в гладком прямолинейном канале для сравнения с имеющимися зависимостями и уточнения коэффициентов чувствительности датчиков теплового потока. В этих экспериментах среднemasсовая температура воздуха на выходе определялась с помощью измерения профиля температуры и скоростного напора с последующим интегрированием. Результаты тестовых экспериментов по среднему теплообмену прямолинейного по-

тока показали, что опытные по среднему теплообмену согласуются с данными экспериментов [6] с погрешностью ± 5 %, что можно считать приемлемым. Данные по локальному теплообмену также сравнивались с зависимостью, приведенной в работе [6], и по ним уточнялись коэффициенты чувствительности датчиков, которые в дальнейшем использовались для обработки результатов по теплообмену закрученного потока.

Отсутствие дополнительного потока. На рис. 4 показаны продольные распределения отношения $\frac{Nu}{Nu_\infty}$ и локального фактора интен-

сификации теплообмена закрученного потока при отсутствии дополнительного потока (Nu_∞ – число Нуссельта осевого стабилизированного потока). На графике $\frac{Nu}{Nu_\infty} \left(\frac{x}{d} \right)$ сплошной линией показана зависимость из работы [3], приведенная к значению начальной закрутки, которая имела место в настоящих экспериментах. Пунктирной линией показана обработка данных, полученных в настоящей работе. Как видно из рисунка, различие не превышает 5 %.

Изменение числа Рейнольдса в диапазоне от 78000 до 104000 незначительно влияет на характер продольных распределений $\frac{Nu}{Nu_\infty}$ и степени интенсификации теплообмена $\varepsilon_{\phi T}$, т.е. в пределах погрешности эксперимента в указанном диапазоне указанные факторы можно считать автомодельными по числу Рейнольдса. Данные по продольному распределению фактора интенсификации теплообмена обобщены следующей зависимостью, полученной для локальных значений $\varepsilon_{\phi T}$, осредненных в области исследованных чисел Рейнольдса:

$$\varepsilon_{\phi T} = 1 + 1,62 \cdot \exp[-(x/d)/33,5]. \quad (2)$$

Сравнение с опытными данными работы [3] по гидродинамике закрученного потока позволило получить однозначную связь между локальными значениями фактора интенсифи-

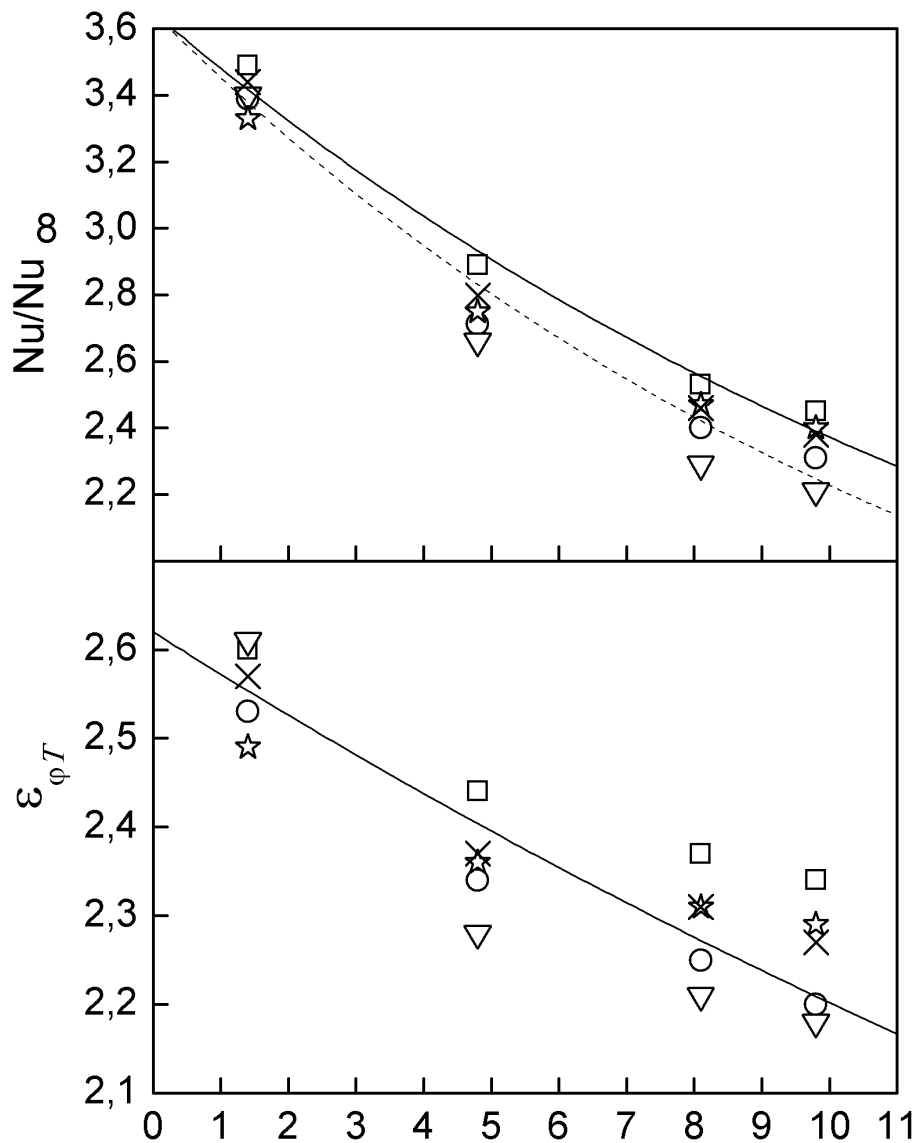


Рис. 4. Продольное изменение отношения Nu/Nu_∞ (а) и фактора интенсификации теплообмена (б) при отсутствии дополнительного потока. Сплошная линия на графике (а) – зависимость из работы [3]; пунктир и сплошная линия на графике (б) – обработка данных, полученных в настоящей работе.

кации теплообмена и угла закрутки потока на стенке канала:

$$\epsilon_{\phi T} = 1 + 1,48 \operatorname{tg} \varphi_w^{1,04} \quad (3)$$

Поскольку локальный параметр $\operatorname{tg} \varphi_w$ наряду с интегральным параметром Φ^* представляет собой число подобия закрученного потока в

трубе [2, 3], то это уравнение является достаточно общим и может использоваться для других размеров тангенциального завихрителя в трубе при $\beta = 60^\circ$.

Закрученное течение в трубе при $\beta = 90^\circ$ характеризуется менее интенсивным затуханием закрутки [5], поэтому опытные данные работ [1,2] характеризуются другим уравнением:

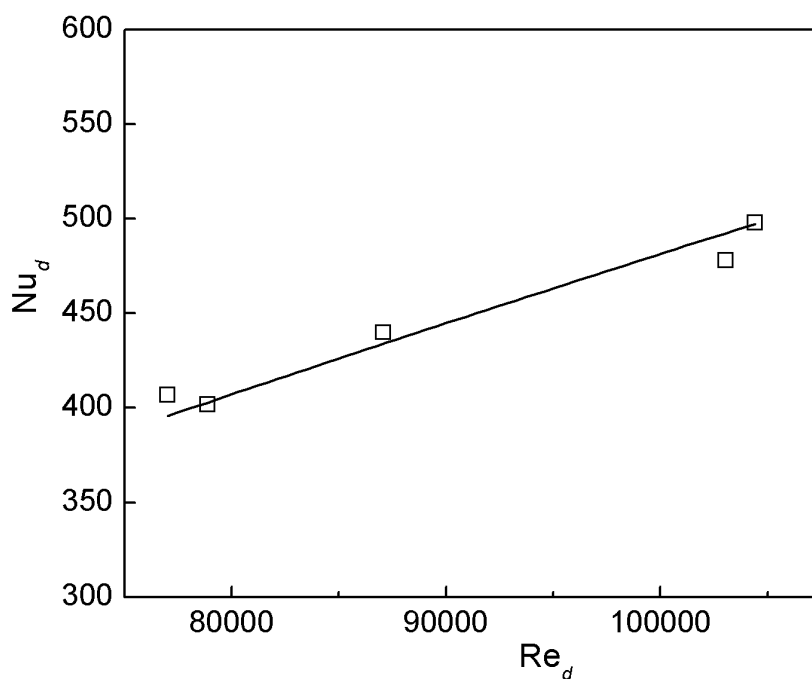


Рис. 5. Зависимость осредненного по длине канала числа Нуссельта от среднерасходного числа Рейнольдса при отсутствии дополнительного потока ($G_d = 0$).

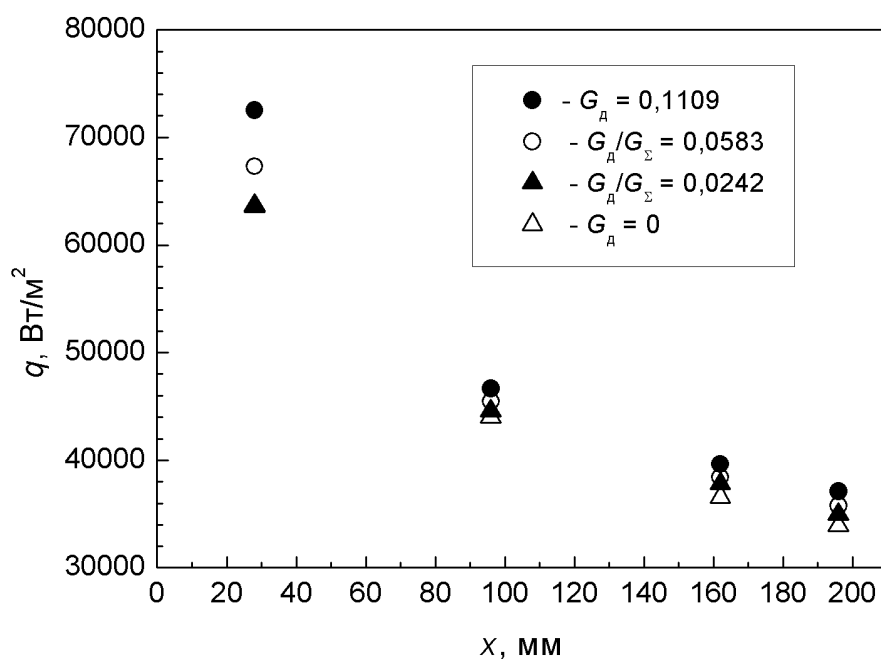


Рис. 6. Продольное распределение удельного теплового потока при различных значениях относительной доли дополнительного потока.

$$\varepsilon_{\varphi T} = 1 + 0,82 \operatorname{tg} \varphi_w^{4,7} \quad (4)$$

Сравнение уравнений (3) и (4) показывает, что при $\varphi_w = \text{const}$ в условиях наклонно-тангенциальной закрутки потока теплообмен в трубе выше, чем в канале с тангенциальной закруткой ($\beta = 90^\circ$) на 40...70 %, что объясняется разными значениями числа Рейнольдса при $\varphi_w = \text{const}$.

На рис. 5 представлена зависимость осредненного в канале числа Нуссельта от числа Рейнольдса. Опытные данные с погрешностью $\pm 0,8$ % описываются следующим уравнением:

$$\text{Nu}_d = 0,085 \text{Re}_d^{0,75} \quad (4)$$

Подача дополнительного потока. На рис. 6 показано продольное распределение удельного теплового потока при различных отношениях массового расхода дополнительного потока к суммарному расходу. На рис. 7 показано продольное распределение числа Нуссельта и локального фактора интенсификации теплообмена при различных значениях относительного расхода дополнительного воздуха. Как видно из рисунков, число Нуссельта увеличивается с ростом G_d/G_Σ , однако при увеличении этого параметра возрастает и суммарный расход, поэтому для оценки влияния дополнительного потока на теплообмен необходимо сравнение относительных коэффициентов при $\text{Re}_d = \text{const}$.

Основной вклад в повышение среднего уровня интенсификации вносят начальный и конечный участки канала, причем на конечном участке канала с возрастанием относительной доли дополнительного потока распределение $\varepsilon_{\varphi T}$ становится более пологим. При увеличении относительного расхода дополнительного воздуха локальный фактор интенсификации теплообмена наиболее существенно возрастает на начальном участке канала, что связано с ростом абсолютного значения угла закрутки на стенке канала на входе φ_{w0} . Наиболее слабое влияние G_d/G_Σ на фактор интенсификации теплообмена имеет место в средней части канала.

На рис. 8 показана зависимость среднего по длине канала фактора интенсификации от относительной доли дополнительного потока. Как видно из рисунка, с изменением отношения G_d/G_Σ от 0 до 0,11 средний теплообмен возрастает незначительно (на 2,5 %). Рост интенсификации теплообмена находится в пределах погрешности эксперимента и с достаточной точностью значение $\bar{\varepsilon}_{\varphi T}$ можно принять равным 2,33.

Средний теплообмен в области завихрителя

При комбинированной подаче воздуха закручивающее устройство представляет собой комбинацию потоков, проходящих через завихритель и дополнительный канал. Так как протяженность завихрителя достаточно большая ($l/d \approx 3,0$), то распределение теплообмена в области завихрителя представляет самостоятельный интерес.

При обработке опытных данных в качестве определяющей температуры использовалась температура воздушного потока на входе в цилиндрический канал завихрителя, а в качестве определяющего размера – диаметр цилиндрического канала (соответственно площадь теплообмена равнялась площади цилиндрического канала за вычетом площади сечения щели завихрителя), расход воздуха вычислялся как сумма расходов через завихритель и дополнительный поток.

Обработка данных позволила получить следующую зависимость для среднего числа Нуссельта в области завихрителя:

$$\text{Nu}_d = 0,006 \cdot \text{Re}_d \quad (6)$$

Эта зависимость может быть использована только при сохранении геометрического подобия по размерам щели завихрителя, поскольку при других соотношениях данные по теплообмену будут отличаться.

Теплогидравлический анализ

Теплогидравлический анализ позволяет определить эффективность рассматриваемого способа интенсификации теплообмена и сравнить его с другими интенсификаторами. Как по-

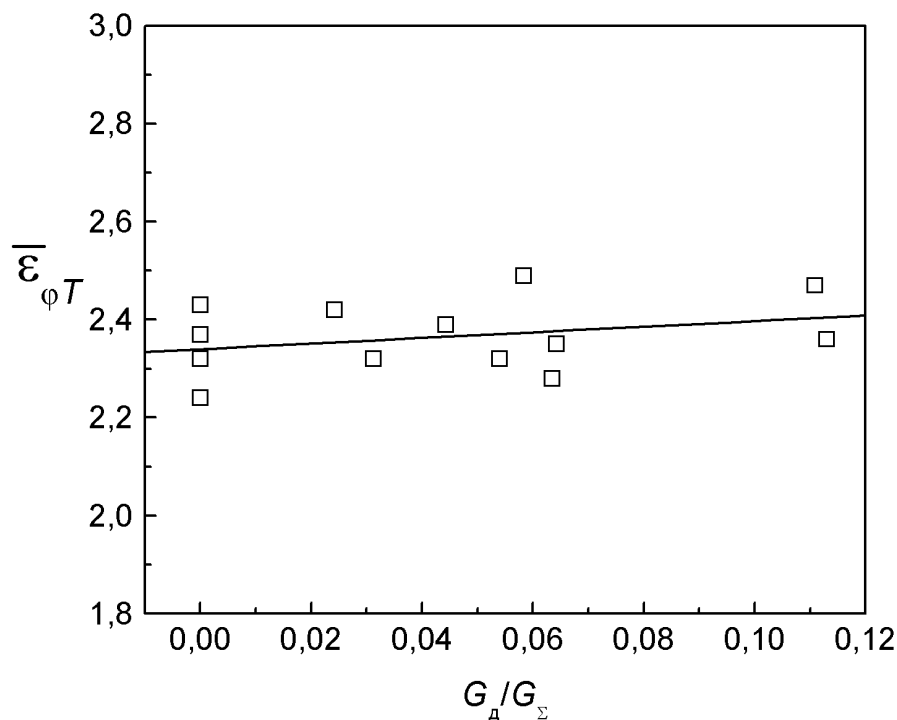


Рис. 8. Зависимость среднего по длине канала фактора интенсификации теплообмена от доли дополнительного потока.

казано в работе [7], использование координат $(Nu/Nu_0)/(\lambda/\lambda_0) - (\lambda/\lambda_0)$ позволяет получить более общие выводы о теплогидравлических свойствах интенсификаторов теплообмена. При таком представлении практически все известные результаты располагаются в узкой области между линиями, соответствующими поверхности с углублениями при низких числах Рейнольдса и оребренной поверхности при больших числах Рейнольдса [8].

Теплогидравлический анализ рассматриваемого завихрителя проводился как без учета, так и с учетом теплообмена и сопротивления в области тангенциального завихрителя. При этом данные по гидравлическому сопротивлению канала брались из работы [5]. В случае учета сопротивления завихрителя рассчитывались эффективные значения коэффициента сопротивления и теплообмена.

Обработка опытных данных проводилась в следующем порядке. Вначале по имеющимся

данным для коэффициентов сопротивления канала и завихрителя рассчитывались суммарные гидравлические потери, а затем определялся эффективный коэффициент по соотношению:

$$\lambda_{\text{эфф}} = \frac{2\Delta P_{\Sigma}}{\left(\frac{l_k + l_z}{d}\right) \rho w_{\text{cp}}^2} \quad (7)$$

В этом соотношении используется общая длина канала, учитывающая длину завихрителя. Средний коэффициент сопротивления осевого потока определялся по соотношению для начального участка, приведенному в работе [9]:

$$\bar{\lambda}_0 = \frac{0,43}{\text{Re}_l^{0,2}} \quad (8)$$

Далее рассчитывалось эффективное число Нуссельта в следующем порядке. Вначале определялся суммарный удельный тепловой поток (с учетом завихрителя), и затем – сред-

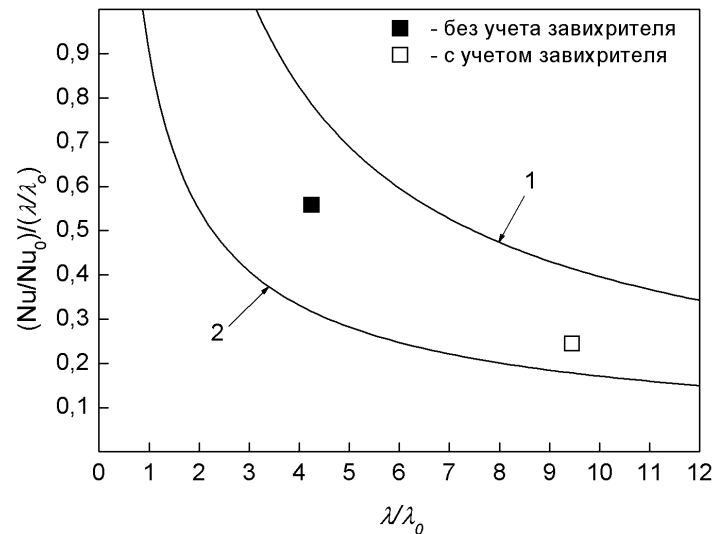


Рис. 9. Зависимость эффективного фактора аналогии Рейнольдса от фактора повышения сопротивления. 1 – поверхность с углублениями при низких числах Рейнольдса [7]. 2 – оребренная поверхность при больших числах Рейнольдса [8].

ний коэффициент теплоотдачи и среднее число Нуссельта. Средний теплообмен осевого потока в гладком канале с учетом начального участка определялся по соотношению, приведенному в [6].

На рис. 9 показана зависимость эффективного фактора аналогии Рейнольдса от фактора повышения сопротивления для исследованного завихрителя. Как видно из рисунка, для исследованных условий экспериментальные данные располагаются в средней части вышеуказанного «коридора». Учет вклада завихрителя снижает эффективный фактор аналогии Рейнольдса.

Можно отметить, что данные по теплогидравлике без учета завихрителя близки к данным для сферических углублений на обеих сторонах канала [7], а данные, полученные с учетом завихрителя, близки к данным для разрезных и сплошных V – образных ребер, а также внутренних спиральных канавок.

Выводы

- При отсутствии дополнительного потока изменение числа Рейнольдса от 78000 до 104000 незначительно влияет на характер про-

дольного распределения фактора интенсификации теплообмена.

- Основной вклад в интенсификацию теплообмена вносят начальный и конечный участки канала, причем на конечном участке канала с возрастанием доли дополнительного потока распределение $\varepsilon_{\varphi T}$ становится более пологим.

- Для случая отсутствия дополнительного потока получена универсальная зависимость, связывающая фактор интенсификации теплообмена и локальный параметр закрутки.

- Теплогидравлическая эффективность закрученного потока в канале без учета завихрителя, в 1,7 раза превышает значение, определенное по предельной зависимости для ребер при высоких числах Рейнольдса. Учет завихрителя снижает эффективный фактор аналогии Рейнольдса.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Щукин В.К., Халатов А.А.* Теплообмен и гидродинамика закрученных потоков в осесимметричных каналах. – М.: Машиностроение, 1982. – 200 с.

2. *Халатов А.А.* Теория и практика закрученных потоков. – Киев: Наук. думка, 1989. – 192 с.
3. *Хэй Н., Вест П.Д.* Теплообмен в трубе с закрученным потоком // Теплопередача, сер. С. – 1975. – С.100-106.
4. *Hwang J.J., Cheng C.S.* Augmented heat transfer in a triangular duct by using multiple swirling jets // Journal of Heat Transfer. – 1999. – Vol. 121, – № 3. – P. 683-690
5. *Халатов А.А., Борисов И.И., Дашевский Ю.Я., Северин С.Д.* Гидродинамика закрученного потока в трубе с наклонно-тангенциальной закруткой потока и подводом воздуха в торцевую область канала // Промышленная теплотехника. – 2009. – Т.31, №3. – С.13-20.
6. *Петухов Б.С., Генин Л.Г., Ковалев С.А.* Теплообмен в ядерных энергетических установках. – М. – Атомиздат. – 1974. – 408 с.
7. *Халатов А.А., Онищенко В.Н., Борисов И.И.* Аналогия переноса теплоты и количества движения в каналах с поверхностными генераторами вихрей // Доповіді Національної академії наук України. – 2007. – №6. – С.70-75.
8. *Haasenritter A., Weigand B.* Optimization of the rib structure inside a 2D cooling channel // ASME Paper GT2004 – 53187. – 10 p
9. *Сукомел А.С., Величко В.И., Абросимов Ю.Г.* Теплообмен и трение при турбулентном течении газа в коротких каналах. – М.: – Энергия, 1979. – 216 с.

Получено 11.01.2010 г.