

генциальной и осевой составляющих скорости $n_p = U_{\varphi m} / U_{x, m}$

Для расчета параметра λ достаточно знать составляющие скорости на периферии канала, поэтому отпадает необходимость экспериментального или численного интегрирования эйлер скоростей по сечению (как в случае определения θ) или поиска максимальных значений составляющих скорости (как в случае определения n_p). Поэтому введенный аналитически критерий λ является более удобным в экспериментальных исследованиях и позволяет по исходным данным K , $M(\lambda)$ и n построить распределения давлений, скоростей, плотностей и температур на выходе из завихрителей. В частности, для $\lambda = 1$, т.е. когда кинетические энергии вращательного и осевого движений совпадают и $\lambda = 0,5$, на рис.2 показано распределение давлений при вращении газа по закону твердого тела (линия б) потенциальном вихре (линия в) и при $n = 0$ (линия а). Предельным случаем вращения потока является вихревой ограниченный сток, которому соответствует отсутствие расхода рабочего тела в осевом направлении: $M(\lambda) \rightarrow 0$. Решение системы (12) при этом не зависит от n :

$$\mathcal{F}(\lambda) = 1 - 1/2\tilde{r}^2, \quad (16)$$

Зависимость (16) изображена на рис.2 (линия 5) и представляет собой одну из границ области решений задачи движения закрученного потока в кольцевом канале.

УДК 533.6.011; 536.24

Ю.Л.Леухин, А.Н.Орехов, Е.В.Крейнин, В.В.Козырьков

ИССЛЕДОВАНИЕ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМЕНА В КОЛЬЦЕВОМ ВЫХОДНОМ КАНАЛЕ ВИХРЕВОЙ КАМЕРЫ

В работе приведены результаты исследования теплоотдачи в узких кольцевых каналах с циклонным генератором закрутки потока. Экспериментальная часть работы выполнена на стенде, рабочий участок которого был образован двумя цилиндрами и закручивателем с длиной 125 мм. В опытах использовались пять типоразмеров закручивателей. Величина их внутреннего диаметра D изменялась от 219 мм до 311 мм. Относительная площадь входа (прямоугольного тангенциального шлица)

$\bar{F}_{\text{вх}} = 4f_{\text{вх}}/\pi D^2$ у всех закручивателей равнялась $5 \cdot 10^{-2}$. Другие относительные геометрические параметры исследуемого устройства имели следующие значения: $d_2/D = 0,592 \dots 0,840$; $d_1/d_2 = 0,707 \dots 0,913$; $l/d_2 = 1,74 \dots 48,66$ (d_1 и d_2 - внутренний и наружный диаметры кольцевого канала; l , $d_2 = d_2 - d_1$ - длина и эквивалентный диаметр).

Исследование теплоотдачи как и в [1] осуществлялось по методу изменения агрегатного состояния греющего агента - конденсация слегка перегретого водяного пара.

Дестабилизирующее влияние центробежных сил у внешней стенки кольцевого канала приводит к значительному повышению ее теплоотдачи. Стабилизирующее влияние центробежных сил у выпуклой стенки приводит к снижению интенсивности теплоотдачи на ней. В то же время особые условия истечения потока из циклонного закручивателя в кольцевой канал (высокая турбулентность потока в закручивателе, срыв потока и вихребразования при резком его сужении и т.д.) при их преобладающем влиянии могут привести к некоторому увеличению среднего коэффициента теплоотдачи и на внутренней стенке, особенно в относительно коротких каналах. Например, для кольцевого канала с параметрами $d_1/d_2 = 0,913$, $d_2/D = 0,710$ и $l/d_2 = 48,66$ повышение величины среднего коэффициента теплоотдачи α составляет 45 % для внешнего и 19 % для внутреннего цилиндра по сравнению с ее значением для незакрученного течения. Причем эти изменения практически не зависят от числа Рейнольдса $Re (Re = \omega_{\text{ср}} d_2 / \nu)$; $\omega_{\text{ср}}$ - среднemasсовая скорость потока в кольцевом канале.

Коэффициент теплоотдачи уменьшается по мере продвижения закрученного потока к выходному отверстию пропорционально $(l/d_2)^{-0,4}$. Изменение в рассмотренном диапазоне диаметра закручивателя при сохранении постоянными $\bar{F}_{\text{вх}}$ и относительных геометрических параметров d_1/d_2 и l/d_2 практически не оказывает влияния на интенсивность теплоотдачи поверхностей кольцевого канала и величину его сопротивления. Изменение d_1 при сохранении постоянным расхода газа через канал не приводит к изменению интенсивности теплоотдачи на внешней поверхности.

Коэффициент же сопротивления всего устройства зависит от параметра d_1/d_2 . Так увеличение d_1/d_2 с 0,707 до 0,913 при постоянных длине канала и расходе газа приводит к увеличению общего сопротивления устройства на 37 %.

Традиционная обработка опытных данных в виде $Nu = f(Re) (Nu - \text{число Нуссельта}; \alpha - \text{средний по длине канала коэффициент теплоот-$

дачи, λ - коэффициент теплопроводности при средней температуре потока) как для внутренней, так и для внешней поверхностей канала приводит к значительному их расслоению в зависимости от параметра d_2/d_1 . Причем опытные точки, соответствующие меньшим значениям d_2/d_1 , располагаются выше.

Расчет теплоотдачи поверхностей кольцевого канала можно провести по уравнениям, приведенным в [2], с введением в них поправочного коэффициента ε_w , учитывающего влияние начальной закрутки потока в циклонном закручивателе.

Для внешней поверхности канала средние по длине коэффициенты теплоотдачи можно определить по уравнению

$$Nu_2 = Nu_{02} \varepsilon_{w2}, \quad (1)$$

где Nu_2 , Nu_{02} - числа Нуссельта для внешнего цилиндра при закрученном и незакрученном течениях газа соответственно, ε_{w2} - коэффициент, учитывающий влияние начальной закрутки потока на теплоотдачу внешнего цилиндра,

$$\varepsilon_{w2} = 1 + 0,1 \left(\frac{w_{\text{взм}}}{w_{\text{ср}}} \right)^{1,74}, \quad (2)$$

где $w_{\text{взм}}$ - величина максимальной тангенциальной скорости в закручивателе, которая с удовлетворительной точностью может быть определена по методике аэродинамического расчета циклонных камер [1]. Для внутренней поверхности кольцевого канала

$$Nu_1 = Nu_{01} \varepsilon_{w1}, \quad (3)$$

$$\varepsilon_{w1} = 1 + 0,43 \frac{w_{\text{взм}}}{w_{\text{ср}}}, \quad (4)$$

где число Нуссельта Nu_{01} для внутреннего цилиндра определялось также по рекомендациям [2], ε_{w1} - коэффициент, учитывающий влияние начальной закрутки на теплоотдачу внутреннего цилиндра. Расчет теплоотдачи участка внутренней поверхности кольцевого канала, расположенного в циклонном закручивателе, может быть осуществлен по уравнениям, представленным в работе [1] для цилиндра, соосного циклонной камере и проходящего через весь ее рабочий объем.

Для интенсификации теплоотдачи на выпуклой поверхности могут

быть использованы обычные методы, связанные с искусственной турбулизацией потока и развитием самой поверхности теплоотдачи [3].

В работе для этой цели использовались конические углубления. Эта часть исследований выполнена на кольцевом канале, имеющем следующие геометрические параметры: $D = 259$ мм, $d_2 = 184$ мм, $a_1 = 152$ мм, $l/d_2 = 24,3$ мм. Конические углубления, представляющие собой сверления с углом раскрытия конуса 120° , располагались на поверхности в коридорном порядке с одинаковым продольным и поперечным шагами. Для углублений с диаметром основания $d_y = 4,5$ мм шаг их расположения S составлял 9, 15, 30 и 60 мм, с $d_y = 8$ мм $S = 15$ и 30 мм, а с $d_y = 12$ мм $S = 15$ мм.

Нанесение конических углублений на внутреннюю поверхность приводит к интенсификации теплоотдачи. В диапазоне чисел $Re = (3,2 \dots 7,0) \cdot 10^3$ это увеличение составляет примерно 13%. Влияние геометрии углублений на интенсивность зависимости Nu_1 от Re здесь практически не проявляется, а повышение уровня теплоотдачи, вероятно, связано главным образом с развитием поверхности. При $Re > 7,0 \cdot 10^3$ для $d_y = 4,5$ и 8 мм конические углубления начинают оказывать влияние на уровень турбулентности потока в пристенном слое. Интенсивность теплоотдачи повышается с уменьшением шага расположения углублений, их диаметра и числа Re .

Наиболее значительное проявление искусственной турбулизации пристенного потока коническими углублениями наблюдалось при $d_y = 12$ мм и $S = 15$ мм. Для этого варианта уровень теплоотдачи превышает его значение для гладкой внутренней поверхности кольцевого канала на 95%.

Совместное влияние эффектов искусственной турбулизации пристенного потока в канале и увеличения поверхности теплоотдачи при нанесении на внутреннюю трубу кольцевого канала конических углублений условно учитывалось безразмерным параметром $F_{отб}/F_{гл}$ ($F_{отб}$ - поверхность внутреннего цилиндра, занятая коническими углублениями, $F_{гл}$ - поверхность цилиндра до нанесения углублений).

Теплоотдача внутреннего цилиндра при относительных параметрах $S/d_y = 1,88 \dots 13,33$; $d_y/d_1 = (2,96 \dots 5,26) \cdot 10^{-2}$ и $F_{отб}/F_{гл} = 0 \dots 0,221$ в диапазоне $Re = (7 \dots 24,4) \cdot 10^3$ может быть рассчитана по уравнению

$$\frac{Nu_1}{Nu_{1гл}} = \left\{ 0,05 + 0,95 \exp \left[-21,3 \left(\frac{F_{отб}}{F_{гл}} \right)^{1,23} \right] \right\} Re^n, \quad (5)$$

где $Nu_{\text{ср}}$ - число Нуссельта, рассчитанное по уравнению (3) для гладкого цилиндра; n - коэффициент, зависящий от доли поверхности, занятой коническими углублениями,

$$n = 1,4 \frac{F_{\text{губ.}}}{F_{\text{ср}}} \quad (6)$$

Библиографический список

1. Сабуров Э.Н. Аэродинамика и конвективный теплообмен в циклонных нагревательных устройствах. Л.: Изд-во Ленингр. ун-та, 1982.- 240 с.
2. Петухов Б.С., Генин Л.Г., Ковалев С.А. Теплообмен в ядерных энергетических установках. М.: Энергоатомиздат, 1986.- 470 с.
3. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. М.: Машиностроение, 1981.- 205 с.

УДК 536.24

П.С.Пшкас, В.М.Шимонис, В.П.Шукис

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЛОКАЛЬНОЙ ТЕПЛОТДАЧИ В ВИНТООБРАЗНЫХ КАНАЛАХ

Принятые обозначения: D - диаметр кривизны канала ($0,5(d_1 + d_2)/\sin^2 \varphi_{\text{ср}}$); d_e - эквивалентный диаметр канала ($4f/\pi$); Z - число заходов ребер; ξ - коэффициент гидравлического сопротивления; $\varphi_{\text{ср}}$ - угол закрутки на среднем диаметре ($\arctg(0,5\pi(d_1 + d_2)/s)$).

Исследованиям течения и теплоотдачи в изогнутых каналах различного проходного сечения уделяется большое внимание. Однако полученные результаты в основном относятся к средним характеристикам - средней теплоотдаче и гидравлическому сопротивлению. В настоящей работе представлены результаты исследования местной теплоотдачи выпуклой и вогнутой поверхностей винтообразных каналов в широком интервале геометрических и режимных параметров в условиях стабилизированного течения воздуха.

Экспериментальный участок представлял собой канал (рис.1), об-