

осевой рециркуляции, количество рециркулирующего в ней воздуха, отнесенные величины максимальных значений аксиальной, радиальной, тангенциальной скорости и статического давления изменение направления вращения потоков между горелками не оказывает заметного влияния.

С уменьшением межосевых расстояний между горелками от трех до двух диаметров в области взаимодействия закрученных струй происходит увеличение уровня аксиальных и вращательных скоростей. При этом существенно уменьшается протяженность, поперечные размеры межгорелочной зоны внешней рециркуляции, прирост присоединенной массы и др. На распределение осредненных характеристик течения в пристенной части факела уменьшение межгорелочных расстояний не оказывает существенного влияния. Поперечные размеры и количество рециркулирующего воздуха в присоединенной области при этом остаются практически неизменными.

УДК 532.551:536.532

В. И. Лукьянов

ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ ТЕЧЕНИЯ И ТЕПЛООБМЕНА ЗАКРУЧЕННОГО ПОТОКА ВОЗДУХА В КОЛЬЦЕВОМ КАНАЛЕ

П р и н я т ы е о б о з н а ч е н и я

U_x, U_φ - компоненты вектора скорости; $M = \int_0^{r_2} \rho U_x U_\varphi r^2 dr$ - интегральный параметр момента количества движения; $K_1 = \int_0^{r_2} \rho U_x^2 r dr$ - интегральный параметр осевой компоненты количества движения; $d_3 = d_1 d_2$ - эквивалентный диаметр кольцевого канала; $e^* = x/d_3$ - безразмерное расстояние; r - радиус; $\tau, \tau_{rx}, \tau_{r\varphi}$ - соответственно полное касательное напряжение на стенке и его компоненты.

И н д е к с ы

1, 2, 0 - соответственно значения параметров на наружной, внутренней стенках и входе в канал.

В работе проведено расчетно-экспериментальное исследование гидродинамики и теплообмена закрученного потока воздуха в концент-

рическом кольцевом канале для достаточно широкого диапазона крутки потока, кольцевого зазора и в диапазоне чисел Рейнольдса от 10^3 до $6 \cdot 10^4$.

Экспериментальный технический гладкий канал образован двумя концентрическими цилиндрами, диаметр наружного $d_1 = 22,4$ мм, а внутреннего изменялся от 6 до 14 мм. Закрутка потока создавалась установленными на входе локальными завихрителями с двумя тангенциальными подводами. Аэродинамика потока исследовалась одноканальным датчиком, изготовленным из медицинской иглы $\varnothing 1,07$ мм с диаметром приемного отверстия 0,3 мм, в различных сечениях по длине канала. Для исследования характеристик конвективного теплообмена измерялись температура воздуха на входе и выходе кольцевого канала и температура электрически нагреваемых наружной и внутренней стенок в нескольких сечениях по длине канала. Значение температурного фактора в экспериментах поддерживалось в интервале 1,05–1,1. Локальные характеристики теплоотдачи рассчитывались по обычной методике с использованием уравнения теплового баланса.

Из аэродинамических измерений получены распределения локальных параметров (компонент осевой U_x , вращательной скорости U_φ , статического давления P , угла закрутки потока) по радиусу канала в различных сечениях по длине. Установлено, что начиная со значений чисел Рейнольдса $Re = 25000$, наблюдается автомодельность течения. На основе полученных распределений локальных параметров вычислялись интегральные параметры закрученного потока M , K_1 , а также интегральный параметр интенсивности крутки потока, определяемой выражением $A_k = \frac{M}{r_1 K_1}$. Наблюдается экспоненциальный характер изменения по длине канала интегральных параметров, причем для автомодельной области получены следующие выражения:

$$\frac{M}{M_0} = \exp(-C_1 \ell^*), \quad \frac{K_1}{K_{10}} = \exp(-C_2 \ell^*),$$

где C_1 и C_2 — функции от величины начальной закрутки потока.

Интегральный параметр крутки A_k оказался практически автомодельным как к величине начальной крутки, так и к кольцевому зазору:

$$\frac{A_k}{A_{k0}} = \exp(-0,02 \ell^*).$$

С учетом полученных закономерностей изменения параметров по

длине канала на основе интегральных соотношений для импульса и момента импульса

$$r_1 \tau_{rx_1} - r_2 \tau_{rx_2} = \frac{1}{2\pi} \frac{\partial}{\partial x} \int_{r_1}^{r_2} (\rho U_x^2 + p) r dr,$$

$$r_1^2 \tau_{r\varphi_1} - r_2^2 \tau_{r\varphi_2} = \frac{1}{2\pi} \frac{\partial}{\partial x} \int_{r_1}^{r_2} \rho U_x U_\varphi r^2 dr$$

вычислялось поверхностное трение на стенках канала. На рис. 1 показан характер изменения касательных напряжений на внутренней и внешней стенках канала в зависимости от текущего параметра крутки. На наружной стенке канала τ непрерывно возрастает с увеличением параметра крутки и значительно превышает значения касательных напряжений для осевого течения. На внутренней стенке выделяются следующие особенности.

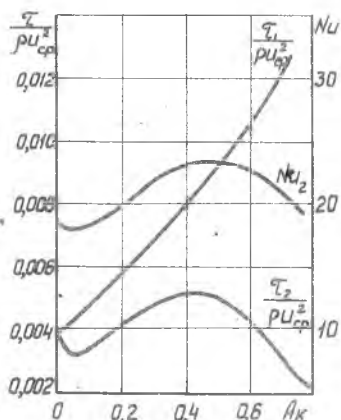
При слабой крутке потока ($A_k < 0,2$) τ меньше, чем при осевом течении, что, по-видимому, объясняется консервативным влиянием выпуклой стенки на характеристики переноса и согласуется с существующими представлениями [1].

При увеличении крутки ($A_k > 0,2$) τ увеличивается по сравнению с осевым течением, т.е., по-видимому, возникает источник активного воздействия на характеристики переноса.

И, наконец, при значительной крутке потока происходит уменьшение τ вследствие отжатия потока центробежными силами.

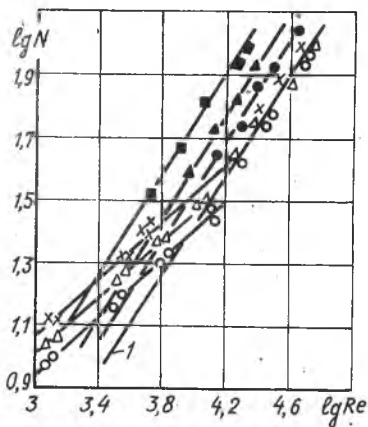
На рис. 1 показана зависимость локальной теплоотдачи от локального параметра крутки на внутренней стенке кольцевого канала. Характер распределения коэффициентов теплоотдачи при $A_k > 0,2$ указывает на наличие отмеченной выше области активного воздействия крутки на характеристики переноса.

Экспериментальные данные для каждого исследованного значения начальной крутки A_{k0} обрабатывались в логарифмических координатах



Р и с. 1. Зависимость касательных напряжений трения и локальной теплоотдачи на стенках канала от параметра крутки потока:
 $Re = 10900$;

$$d_2/d_1 = 8/22,4$$



Р и с. 2. Результаты опытного исследования теплоотдачи: $d_2/d_1 = 8/22,4$; $\circ - \Delta - \times$ соответственно $A_{\kappa_0} = 0,25; 0,48; 0,85$ - внутренняя стенка; $\bullet - \blacktriangle - \blacksquare$ соответственно $A_{\kappa_0} = 0,25; 0,48; 0,85$ - наружная стенка

натах в виде зависимости усредненного по всей длине трубы критерия Нуссельта от Рейнольдса, подсчитанного по эквивалентному диаметру канала и среднерасходной скорости U_{cp} . Результаты для стенок одного из трех исследованных каналов показаны на рис. 2. Линия I на рис. 2 характеризует теплоотдачу на внутренней стенке кольцевого канала в условиях незакрученного течения [2]. Полученные результаты свидетельствуют, что в окрестности внутренней (выпуклой) стенки в зависимости от числа Рейнольдса наблюдаются режим, при котором $Nu \sim Re^{0,5}$, и ламинарный режим течения с макровихрями. В этом случае возможна заметная интенсификация теплообмена.

При больших числах Рейнольдса поток в окрестности внутренней стенки подчиняется закономерностям турбулентного течения и интенсивность теплоотдачи становится даже меньше, чем в случае осевого обтекания.

Обобщение результатов исследования теплообмена на внутренней стенке канала относительной длиной $l^* = 30$ при макровихревом течении привело к следующей эмпирической зависимости:

$$Nu = \left[0,034 + 0,81 \left(\frac{d_1 - d_2}{d_1 + d_2} \right)^{3,2} \right] \left[\frac{2(d_1 - d_2)}{d_1 + d_2} \right]^{0,133} \left[A_{\kappa_0} (0,96 - 0,27 A_{\kappa_0}) \right]^{0,266} Re^{0,5}$$

Были определены также критические числа Рейнольдса, соответствующие переходу от ламинарного макровихревого течения к турбулентному. Эмпирическая зависимость имеет вид

$$Re_{кр} = 2300 + 58500 \left(\frac{d_1 - d_2}{d_1 + d_2} \right)^{1,19} A_{\kappa_0}^{0,72}$$

На наружной стенке канала во всем исследованном диапазоне чисел Рейнольдса наблюдается одна закономерность $Nu \sim Re^{0,8}$ и, следовательно, имеет место турбулентный режим течения. Эмпирическая за-

висимость для расчета теплоотдачи от наружной стенки канала длиной $l^* = 30$ записывается следующим образом:

$$Nu = 0,046 Re^{0,8} \left(\frac{d_1 - d_2}{d_1 + d_2} \right)^{0,32} A_{Ko}^{0,5}$$

Л и т е р а т у р а

1. Щ у к и н В.К. Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил. - М.: Машиностроение, 1970.
2. К а л и н и н Э.К., Д р е й ц е р Г.А., Я р х о С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. - М.: Машиностроение, 1972.

УДК 621.43.038:534.232

А.Н.Белоусов

ИССЛЕДОВАНИЕ ТУРБУЛЕНТНЫХ И АКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗАКРУЧЕННОГО ВОЗДУШНОГО ПОТОКА В КОРОТКИХ ВИХРЕВЫХ КАМЕРАХ

П р и н я т ы е о б о з н а ч е н и я

L_k, R_k - длина и радиус вихревой камеры; $\bar{L}_k = L_k / 2R_k$ - относительная длина вихревой камеры; $R_{\beta\tau}$ - радиус втулки завихрителя; $z = R_{\beta\tau} / R_k$ - относительный радиус втулки завихрителя; β - угол установки лопаток завихрителя относительно оси вихревой камеры; S - степень закрутки потока; P_I - амплитуда звукового давления акустических колебаний дискретного тона; $\bar{U}, \sqrt{U'^2}$ - соответственно осредненная скорость и среднеквадратичная величина пульсаций скорости в данной точке; $U'_x, U'_\varphi, U'_r, U'_{cp}$ - соответственно осевая, тангенциальная, радиальная составляющие пульсационной скорости и среднерасходная скорость в выходном сечении вихревой камеры.

В данной работе анализируются результаты экспериментального исследования турбулентных и акустических характеристик закручен-