

объяснен появлением на этих частотах второй гармоники в законе изменения среднерасходной скорости.

При подходе к частоте порядка 1 Гц первая и вторая гармоники соизмеримы по амплитуде, и в этот момент имеет место максимум. Далее амплитуда первой гармоники уменьшается и преобладает вторая -  $\bar{\epsilon}_2$  начинает уменьшаться.

Присутствие дисперсной фазы резко изменяет характер указанных кривых. Как при осевом течении, так и при закрутке потока с ростом частоты  $\bar{\epsilon}_2$  быстро падает и с частот порядка 0,5-0,6 Гц влияние вращения на  $\bar{\epsilon}_2$  проявляется очень слабо. Присутствие в потоке твердых частиц с плотностью, отличной от плотности несущей среды, и закономерности распределения дисперсной фазы гасят проявление эффектов, обусловленных особенностями гидродинамики в указанном диапазоне частот.

#### Л и т е р а т у р а

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

2. Соу (K.L.SO). Явление завихрения в коническом диффузоре. - Ракетная техника и космонавтика, 1968, № 6, с. 20-28.

3. Накоряков В.Е., Бурдуков А.П. Электродиффузионный метод диагностики турбулентных потоков. Экспериментальные методы и аппаратура для исследования турбулентности. - Труды II Всесоюзного совещания. - Новосибирск, 1977, с. 25-42.

УДК 536.242

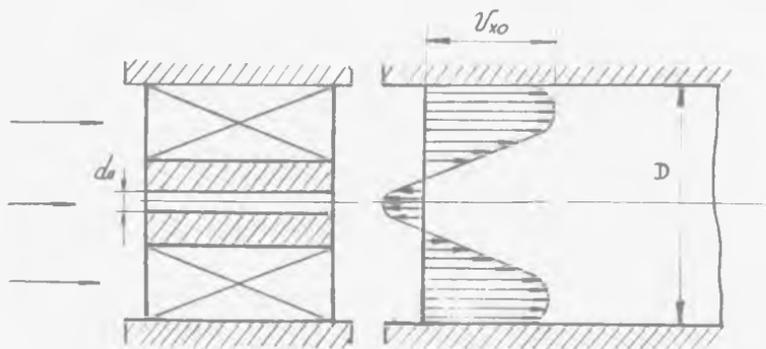
А.А.Халатов, А.Н.Боррото, В.Ф. Флока

ТЕПЛООБМЕН В ЦИЛИНДРИЧЕСКОМ КАНАЛЕ

СО ШНЕКОВЫМ ЗАВИХРИТЕЛЕМ С ЦЕНТРАЛЬНЫМ ОТВЕРСТИЕМ

Одним из распространенных способов начальной закрутки потока является использование лопаточных, шнековых, тангенциальных и тангенциально-лопаточных завихрителей, установленных на входе в канал [1]. Наиболее технологичными из них являются шнековые завихрители, которые используются при достаточно больших углах закрутки.

В сильнозакрученных потоках вследствие действия сил вязкости и затухания закрутки по длине в приосевой зоне канала формируется область обратных течений (рис. 1), на образование которой и поддержание ее существования затрачивается значительная механическая энергия [1]. Вследствие этого в ряде случаев теплообменные аппараты, работающие по прин-



Р и с. I. Шнек с центральным отверстием

ципу закрученного движения, могут иметь неблагоприятные энергетические показатели, рост гидравлического сопротивления превышает возрастание теплоотдачи.

В настоящей работе рассмотрены результаты экспериментального исследования локального теплообмена в цилиндрическом канале со шнековым завихрителем, имеющим центральное отверстие (рис. I). Наличие этого отверстия позволяет создать в канале приосевое струйное течение и ликвидировать обратный поток. При этом распределение скоростей вблизи поверхности канала, оказывающее основное влияние на интенсивность теплообмена, практически не должно изменяться вследствие достаточно малого размера центрального отверстия  $d_0$ .

Экспериментальная установка представляет собой цилиндрический канал диаметром 36 мм и длиной около 20 калибров. Атмосферный воздух засасывается вентилятором, проходит через измерительное устройство, шнековый завихритель, экспериментальный канал и выбрасывается в атмосферу. Тепловой поток от стенки к воздуху создается за счет кипения воды в кожухе экспериментального канала; нагрев жидкости осуществляется с помощью электрических нагревателей (закон  $T_w = const$ ). По длине канала имеется несколько секций, что позволяет фиксировать локальные коэффициенты теплоотдачи. Величина теплового потока от стенки к потоку определяется датчиками теплового потока батарейного типа [2], закрепленными на поверхности канала внутри кожуха. По длине канала фиксировалась также изменение температуры поверхности с помощью термомпар.

Эксперименты выполнены с использованием шнекового завихрителя с углом закрутки  $\varphi = 45^\circ$  при  $d_0 = 12$  мм. Одновременно для сравнения использовался такой же завихритель с  $d_0 = 0$ . Обработка опытных данных по локальному теплообмену выполнена на основе теории локального моделирования с определением относительной функции закрутки [1].

Запишем интегральное соотношение энергии для закрученного потока в цилиндрическом непроницаемом канале [1]:

$$\frac{d Re_{\tau}^{**}}{d \bar{x}} + \frac{Re_{\tau}^{**}}{\Delta T} \cdot \frac{d(\Delta T)}{d \bar{x}} = St \bar{Re}_{\tau} \quad (1)$$

Интегрируя это уравнение при условии  $\bar{x} = 0, Re_{\tau}^{**} = 0$ , будем иметь

$$Re_{\tau}^{**} = \frac{1}{\lambda \Delta T P_z} \int_0^x q_w(x) dx,$$

где  $\Delta T$  - текущий температурный напор;

$P_z$  - число Прандтля;

$\lambda$  - коэффициент теплопроводности потока;

$q_w(x)$  - изменение плотности теплового потока по длине канала  $x$ ;

$Re_{\tau}^{**}$  - тепловое число Рейнольдса [1].

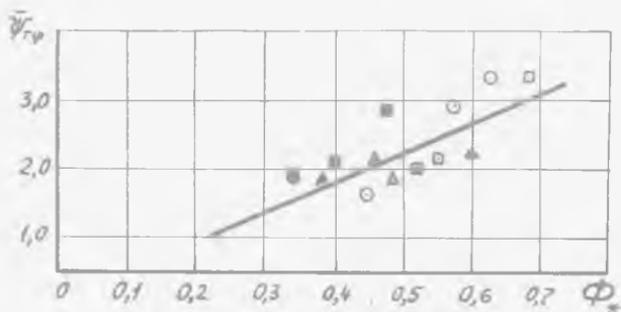
Таким образом, в результате обработки опытных данных по длине канала в нескольких сечениях определяются число Стантона  $St = d/\rho W_{\tau} c_p$  и тепловое число Рейнольдса.

В рассматриваемых условиях имеет место воздействие только неизотермичности и закрутки. Поэтому для  $Re_{\tau}^{**} < 10^4$  закон теплообмена будет выглядеть следующим образом [1]:

$$St = 0,0128 Re_{\tau}^{** - 0,25} P_z^{-0,75} \Psi_{T\Phi} \Psi_T \quad (2)$$

где  $\Psi_{T\Phi}, \Psi_T$  - относительные функции закрутки и неизотермичности.

Обобщая полученные результаты в форме  $St P_z^{0,75} / \Psi_T = f(Re_{\tau}^{**})$ , можно получить абсолютное значение фактора закрутки  $\Psi_{T\Phi}$  в каждом из измерительных сечений канала.



Р и с. 2. Относительная функция закрутки:

■, □ -  $Re_{\alpha} = 2,4 \cdot 10^4$ ; ▲, △ -  $Re_{\alpha} = 1,5 \cdot 10^4$ ; ○, ● -  $Re_{\alpha} = 9 \cdot 10^3$ ;  
 ▲, ●, ■ - без отв.; △, ○, □ - с отв.

На рис. 2 представлены результаты обобщения опытных данных по теплообмену в канале со шнековым завихрителем. Здесь  $\Psi_{T\Phi} = \Psi_{T\Phi} \varepsilon$ ,  $\varepsilon = U_{\text{ср}} / U_{\text{ср}}$ ,  $U_{\text{ср}}$  - средняя по сечению скорость потока;  $\Phi_*$  - текущая интенсивность закрутки потока, определяемая аэродинамическими испыта-

ниями [1]. Анализ представленных результатов показывает, что наличие центрального отверстия не изменяет общего характера изменения функции  $\bar{\Psi}_{T\psi} = f(\varphi_*)$  и интенсивность теплообмена несколько снижается вследствие уменьшения расхода через канал закрутки шнека.

Совместное решение уравнений (1) и (2) позволяет получить выражение, которым можно пользоваться в практических расчетах при произвольных законах изменения температуры поверхности канала по длине:

$$St = 0.0293 \Delta T^{0.25} \rho_2^{-0.6} \psi_T \varepsilon^{0.8} \left[ \int_0^{\bar{x}} \Delta T^{1.25} \psi_T \bar{\Psi}_{T\psi} Re_L d\bar{x} \right], \quad (3)$$

где  $St = \alpha / c_p \rho C_p$  - среднерасходное число Стентона;

$Re_L = Re_d \varepsilon$  - число Рейнольдса;

$Re_d$  - среднерасходное число Рейнольдса, вычисленное по диаметру.

Из уравнения (3) следует уравнение для частного случая постоянной температуры поверхности канала

$$St = 0.0293 (\psi_T \varepsilon)^{0.8} \rho_2^{-0.6} \left[ \int_0^{\bar{x}} \psi_T Re_L d\bar{x} \right]^{-0.2}$$

Зависимость  $\bar{\Psi} = f(\bar{x})$  определяется из данных, представленных на рис. 2. Связь  $\varphi_* = f(\bar{x})$  для данного типа завихрителя находится по эмпирическим данным, приведенным в [1].

#### Л и т е р а т у р а

1. Шукин В.К., Халатов А.А. Теплообмен, массообмен и гидродинамика закрученных потоков в осесимметричных каналах. - М.: Машиностроение, 1982. - 200 с.

2. Геращенко О.А. Основы теплотометрии. - Киев: Наукова думка, 1971. - 192 с.

УДК 532.501.312

В.И.Арещенко, Н.Г.Абрамович, М.А.Бухман, Л.Г.Романов

#### ИССЛЕДОВАНИЕ АЭРОДИНАМИКИ ВИХРЕВЫХ КАМЕР С СОСРЕДОТОЧЕННЫМ ХОРДАЛЬНЫМ ПОДВОДОМ ГАЗА

При сушке термически неустойчивых дисперсных материалов в вихревых аппаратах с тангенциальным подводом теплоносителя наблюдается перегрев и разложение материала, налипание его на стенки камеры, абразивный износ стенок и большие потери тепла в окружающую среду.

Для устранения этих отрицательных явлений необходимо организовать процесс сушки таким образом, чтобы термообработка материала заканчивалась в объеме камеры, а в пристенную область попадал уже высушенный продукт. При этом уровень вращательных скоростей в центральной части камеры должен быть значительно выше, чем в периферийной.