

УДК 664 (075).8

**ТЕПЛОПЕРЕДАЧА В ТЕПЛООБМЕННИКЕ
СО СТРУЙНЫМ ПОТОКОМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ**

**HEAT TRANSFER IN THE HEAT EXCHANGER
WITH THE JET STREAM OF THE HEAT-CARRIER**

П.А. ГОРШЕНИН

P.A. GORSHENIN

(Московский государственный университет технологий и управления)

(Moscow State University of Technology and Management)

E-mail: mgutm@mail.ru

В статье приводятся результаты исследования процессов теплообмена в теплообменнике со струйным потоком теплоносителя (газ-газ). На основе экспериментального исследования и введения понятия эффективной температуры предложена полуэмпирическая модель расчета процессов переноса тепла в таких теплообменниках.

The results of the research of the processes of heat exchange in the heat exchanger with a jet stream of the heat-carrier (gas-gas) are presented in the article. On the basis of an experimental research and introduction of the concept of effective temperature the semiempirical model of calculation of the processes of heat transfer in such heat exchangers has been offered.

Ключевые слова: теплообменник со струйным потоком теплоносителя, теплообмен, массообмен, интенсификация, полуэмпирическая модель расчета.

Keywords: a heat exchanger with a jet stream of a heat-carrier, heat exchange, mass exchange, intensification, semiempirical model of calculation.

С целью эффективного охлаждения аппаратов технологического оборудования (запарные и выпарные аппараты, зрельники, сушильные установки и т.п.) отделочного производства текстильных предприятий может быть использована струйная система подачи теплоносителя [1], [2]. В данной работе приводятся результаты исследования в статических условиях процесса теплообмена в кольцевом канале,

через перфорированную внутреннюю стенку которого подавался поток воздуха (поперечный поток). Исследовался коэффициент теплоотдачи между внутренней поверхностью наружной стенки канала и потоком воздуха в кольцевом зазоре. Для этой цели наружная стенка канала обогревалась посредством пропускания по ней переменного электрического тока низкого напряжения. Экспериментальные исследо-

вания проводились в широком диапазоне изменения основных параметров: параметр вдува (отношение начальной массовой скорости в струе к средней массовой скорости продольного потока):

$$m_0 = \frac{(\rho u)_{s_0}}{(\rho u)_{\infty}} \geq 6,$$

ρ_s , ρ_{∞} – плотность газа в струе и продольном потоке; число Рейнольдса в продольном потоке; $Re = \frac{(\rho u)_{\infty} d_{ж}}{\mu} = 3 \cdot 10^3 - 3 \cdot 10^4$; $d_{ж}$ –

эквивалентный диаметр канала; μ – коэффициент динамической вязкости газа; степень неизолированности продольного потока (отношение начальных температур в продольном потоке и в струе):

$$\frac{T_{\infty_0}}{T_{s_0}} = 1 - 2;$$

относительная высота кольцевого канала:

$$H = \frac{h}{d_0} = 3,5 - 8,5;$$

d_0 – диаметр отверстий перфорации.

В рассматриваемых условиях температура теплоносителя существенно неравномерна как по высоте, так и по поверхности канала. Следовательно, возникает проблема выбора определяющей температуры потока при расчете коэффициента теплоотдачи согласно формуле Ньютона. В данной работе в качестве определяющей температуры используется эффективная температура потока, и формула Ньютона запишется в виде:

$$q_w = L(T_w - T_e), \quad (1)$$

где q_w – плотность теплового потока на поверхности канала; T_w – температура поверхности; T_e – эффективная температура потока.

Под эффективной температурой понимается температура, которую имела бы теплоизолированная поверхность канала,

обусловленная взаимодействием струйного поперечного потока с неизолированным продольным потоком. Эта температура определяет закономерности перемешивания газа вблизи поверхности канала.

В результате исследования эффективной температуры установлено, что между струей и продольным потоком газа реализуется интенсивный теплообмен, который может приводить к существенному прогреву потока газа в струе до натекания ее на поверхность канала. Эффективная температура в окрестности критической точки натекания струи определяется из условия сохранения избыточного теплосодержания в струе и согласно проведенным экспериментальным исследованиям критериальное уравнение получено в виде:

$$\frac{T_{\infty} - T_{eh}}{T_{\infty} - T_{s_0}} = \frac{u_{sh}}{u_0} \exp(-33,63 m_0^{-0,965} H^{2,21} Re_{\infty}^{-0,52}), \quad (2)$$

где T_{eh} – эффективная температура в окрестности критической точки натекания струи; T_{s_0} – температура в начальном сечении струи; T – среднемассовая температура продольного потока в канале.

В этом уравнении u_{sh} скорость натекания струи газа на поверхность, определяемая согласно [1]:

$$\frac{u_{sh}}{u_0} = c \left[1 - \exp \left(-A \frac{m_0^{1,8} \sqrt{\rho_{\infty} / \rho_{s_0}}}{H^k} \right) \right], \quad (3)$$

$$K=2; A=0,5; C=1 \text{ при } H \leq 6,2;$$

$$K=0; A=0,013; C=6,2/H \text{ при } H > 6,2.$$

Результаты экспериментального исследования распределения эффективной температуры по поверхности канала обобщены единой критериальной зависимостью для различных высот канала в виде:

– по длине канала

$$\theta_e(x) = \frac{T_{\infty} - T_e(x)}{(T_{\infty} - T_e)_h} = \exp(-Ax^{-k} m_h^{0,315}), \quad (4)$$

– по окружности канала

$$\theta_e(z) = \frac{T_\infty - T_e(z)}{(T_\infty - T_e)_h} = \exp(-Az^{-n}m_h^{0,315}), \quad (5)$$

где $A=0,098$; $n= 0,68$; в направлении продольного потока $K = 0,46$; навстречу продольному потоку $K = 0,68$; координаты

$$\bar{x} = \frac{x}{d_0}, \quad \bar{z} = \frac{z}{d_0}$$

отсчитывались от критической точки натекания струи на поверхность; $m_h = \frac{(\rho u)_{s_h}}{(\rho u)_\infty}$ – параметр вдува, определяемый по скорости натекания струи (3).

Установлено, что зависимость коэффициента теплоотдачи в окрестности критической точки натекания струи от параметра вдува носит немонотонный характер, то есть для каждой высоты канала существует оптимальное значение параметра вдува $(m_0)_{\text{опт}}$, при котором интенсивность процесса теплообмена максимальна. Закон распределения локального коэффициента теплоотдачи по поверхности канала определяется параметром вдува в окрестности натекания струи на поверхность и обобщается для различных высот канала единой критериальной зависимостью:

– по длине канала

$$\frac{L(x) - L_0}{(L - L_0)_h} = \exp(-A \cdot x^{-k} m_h^{-0,208}) \quad (6)$$

$$f(m_0) = 1 + \exp \left[1 - \frac{m_0}{\left[6H^2 \left(\frac{\rho_\infty}{\rho_{s_0}} \right)^{-0,5} \right]^{0,56}} \right] m_0 \leq \left[6H^2 \left(\rho_\infty / \rho_{s_0} \right)^{-0,5} \right]^{0,56} \quad (14)$$

при

$$m_0 \leq \left[6H^2 \left(\rho_\infty / \rho_{s_0} \right)^{-0,5} \right]^{0,56}$$

На основе проведенных исследований разработана универсальная методика рас-

– по окружности канала

$$\frac{L(z) - L_0}{(L - L_0)_h} = \exp(-A \cdot z^{-k} m_h^{-0,208}) \quad (12)$$

где $A = 0,778$; $n = 0,68$; в направлении продольного потока $k = 0,46$; навстречу продольному потоку $K=0,68$; L_0 - коэффициент теплоотдачи в рассматриваемом сечении канала при стабилизированном равномерной течения теплоносителя; L_h - коэффициент теплоотдачи в окрестности критической точки натекания струи на поверхность канала, для определения которого предложено критериальное уравнение вида:

$$Nu_h = 2,1 \cdot 10^{-2} \cdot Re_0^{0,88} \left(\frac{u_{s_h}}{u_0} \right)^{0,88} \cdot f(m_0) \quad (13)$$

Здесь $Nu_h = \frac{\alpha_h d_0}{\lambda}$ - критерий Нуссельта; $Re_0 = \frac{(\rho u)_{s_0} d_0}{\mu}$ - число Рейнольдса,

определяемое по начальным параметрам струи; относительная скорость натекания струи на поверхность u_{s_h}/u_0 определяется согласно формуле /8/, а функция $f(m_0)$ из уравнения:

$$f(m_0) = 2$$

при

чета теплообмена в струйных системах, учитывающая влияние на процесс теплообмена автономного неизотермического продольного газового потока, количество и расположение струй по поверхности, размер канала, соотношение расходов поперечного и продольного потоков газа.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Горшенин П.А.* Математическое моделирование тепломассообменных процессов во вращающихся барботажных аппаратах // Сб. докл. V Международ. научн.-практ. конф.: Исследование, разработка и применение высоких технологий в промышленности. "Санкт-Петербург, 2008.

2. *Barret W.L.* AIAA Paper, № 64-51.
3. *Hammerton D., Carner F.H.* *Frans.* Institut Chem.Engng. Lond, V 32.
4. *Johns L.E., Bechmann R.B.* // *Jornal.* Vol. 12, № 1.

Рекомендована кафедрой процессов и аппаратов пищевых производств. Поступила 30.11.11.
