

УДК 536.423.4

**Безродный М.К., Костюк А.П., Голянд Н.Н., Барабаш П.А.***Национальный технический университет Украины «КПИ»***КОНТАКТНЫЙ ТЕПЛОМАССООБМЕН В ПРОТОЧНОМ БАРБОТАЖНОМ СЛОЕ.****Часть 1. Теплоотдача**

В роботі наведені результати експериментальних досліджень тепловіддачі при супутньому русі замкнених пароповітряних включень і охолоджуючої води в вертикальних каналах в умовах проточного барботажного шару. Отримана узагальнююча залежність для цього процесу переносу.

В работе представлены результаты экспериментальных исследований теплоотдачи при спутном движении замкнутых паровоздушных включений и охлаждающей воды в вертикальных каналах в условиях проточного барботажного слоя. Получена обобщающая зависимость для этого процесса переноса.

The paper presents the results of experimental study of heat transfer at cocurrent flow of closed vapor-air inclusions and cooling water in the vertical tubes in the conditions of bubbling layer flow. The generalizing dependence for this process of transfer is obtained.

$B$  – барометрическое давление;  
 $d$  – диаметр, влагосодержание парогазовой смеси;  
 $G$  – массовый расход;  
 $P$  – давление;  
 $Q$  – тепловой поток;  
 $r$  – теплота парообразования;  
 $t, T$  – температура;  
 $V$  – объемный расход;  
 $W$  – скорость;  
 $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи;  
 $\delta$  – постоянная Лапласа;  
 $\varepsilon$  – объемное содержание компоненты в парогазовой смеси;  
 $\lambda$  – коэффициент теплопроводности;  
 $\mu$  – коэффициент динамической вязкости;

$\nu$  – коэффициент кинематической вязкости;  
 $\rho$  – плотность;  
 $\sigma$  – коэффициент поверхностного натяжения;  
 $\varphi$  – относительная влажность;  
 ПГС – парогазовая смесь.

**Индексы нижние:**

1 – тяжелая фаза;  
 2 – легкая фаза;  
 возд – воздух;  
 вх – входной;  
 вых – выходной;  
 к, конв – конвективный;  
 п – пар;  
 с – сухой;  
 0 – нормальные условия.

**Введение**

Проточный барботажный слой (динамический слой с отличными от нуля скоростями легкой и тяжелой фаз) может быть использован в контактных теплообменных аппаратах для интенсификации процессов теплообмена и достижения компактности рабочих узлов, обеспечивающих взаимодействие газобразных и жидких сред. Подобная газожидкостная система может быть использована при утилизации теплоты парогазовых смесей [1], в процессах нагрева и увлажнения газа (возду-

хоподогреватели-увлажнители дутьевого воздуха котлов), а также в процессах осушки газов и охлаждения воды.

Состояние вопроса по исследованию процессов, протекающих в рассматриваемой системе, следующее. Зависимости для определения коэффициентов тепло и массоотдачи от газовых включений к жидкости в литературе отсутствуют; правда, некоторые работы [2, 3], а также данные авторов [4, 5] указывают на значительную интенсивность прогрева окружающей жидкости непосредственно у смесителя

фаз. Гидродинамические исследования, в частности при барботажном режиме в вертикальных трубах небольшого диаметра [6, 7], ограничивались изучением структуры и параметров потока на участках со значительными высотами, оставляя без внимания область в окрестности смесителя фаз, где происходит передача значительной части теплоты и массы. Некоторые пробелы в гидродинамических исследованиях, относящиеся к вопросам организации проточного барботажного слоя (влияние геометрии устройства и скорости подачи газа на структуру слоя, характерные режимы течения), восполнены в [8].

### **Методика проведения опытов**

Эксперименты проводились на установке, состоящей из камер смешения воздуха с водяным паром и подвода воды, шайбы, через которую подавалась паровоздушная смесь в рабочий канал и соответствующей контрольно-измерительной системы. Схема этой установки подробно описана в [5]. В качестве рабочего канала использовались вертикальные трубы с внутренними диаметрами 41 мм, 31,5 мм, 23 мм и высотой 103 мм.

Каждый опыт проводился в два этапа. После достижения на установке конкретных режимных параметров выполнялся первый этап – экспериментальное определение рабочей высоты канала (на которой реализуются процессы тепло и массоотдачи). Этот этап выполнялся путем прямого измерения, с помощью специальной термопары, температуры двухфазной среды как по высоте (на расстоянии 7,6; 18,6; 29,6; 40,6; 60,6 и 100 мм от шайбы), так и по сечению (в центре, около стенки, между центром и стенкой) трубы. На втором этапе, не изменяя значений режимных параметров, производились измерения величин, характеризующих интенсивность процессов тепло и массообмена (расходы воды, воздуха, пара, температуры воды, «мокрого» и «сухого» термометров для паровоздушной смеси на входе и выходе из рабочего участка канала). При этом отверстия по высоте трубы, через которые вводилась упомянутая термопара,

глушились специальными пробками, т.е. при проведении второго этапа эксперимента внутри трубы отсутствовали посторонние предметы, которые могли бы внести искажения в картину движения потока.

При проведении экспериментов объемная плотность орошения изменялась в пределах:

$$Q_m = (1,097...33,5) \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с};$$

влажность газа на входе в установку:

$$d_1 = 52...288 \text{ г}/(\text{кг с.в.});$$

влажность газа в конце раб. участка:

$$d_2 = 18...182 \text{ г}/(\text{кг с.в.});$$

относительная влажность ПГС на входе в установку:

$$\varphi_1 = 6,5...28 \text{ \%};$$

относительная влажность ПГС в конце рабочего участка:

$$\varphi_2 = 90...100 \text{ \%};$$

приведенные скорости ПГС:

$$W_{\text{вх}} = 1,45...15,2 \text{ м/с и жидкости: } W_1 = 0,0014...0,033 \text{ м/с};$$

объемное содержание пара в ПГС на входе в установку:  $\varepsilon_{\text{п}} = 0,062...0,307$ ;

критерий Бонда:  $Bo = 8,57...15,29$ ;

критерий Прандтля:  $Pr = 0,861...1,017$ ;

критерий Рейнольдса для ПГС:  $Re = 2800...14150$ ;

температура «сухого» термометра для ПГС на входе в установку  $t_{2c} \leq 105 \text{ }^\circ\text{C}$ . Указанные диапазоны изменения параметров обеспечивали снарядный и переходный режимы течения двухфазного потока вплоть до начала перехода к кольцевому режиму [8].

Небаланс тепловых потоков на рабочей высоте трубы со стороны воды и паровоздушной смеси при проведении опытов не превышал 10 %.

### **Средний коэффициент конвективной теплоотдачи**

На рис. 1 приведена типичная для данной задачи картина изменения температуры двухфазной среды по высоте трубы  $H$  в центре ее сечения ( $t_0$ ) и непосредственно у стенки ( $t_c$ ), полученная при проведении первого этапа опытов.

Видно, что при  $H \approx 100$  мм максимальная

разность этих температур (при одинаковых режимных параметрах)  $t_0 - t_c$  составляет примерно 2,5 % от  $t_0$  и что эта высота и является рабочей высотой для реализации процессов тепло и массоотдачи. Отметим также, что при характерных (для рассматриваемых режимов) числах  $Bo = d_{тр}/\delta$  для газовых включений характерен преимущественно снарядный режим их течения (см., например, [10]). Следовательно, температура  $t_c$  (хотя бы в первом приближении) будет, скорее, характеризовать температуру воды проточного барботажного слоя у стенки трубы, а температура  $t_0$  – температуру преимущественно ПГС внутри газовых включений.

Если на поле рис. 1 нанести соответствующие значения температуры  $t_{1ввых}$  (линии 2), то можно увидеть, что средняя температура жидкости по высоте двухфазного слоя практически равно температуре воды на выходе из рабочего участка  $t_{1ввых}$ . Это обстоятельство было использовано для обоснования опытного значения средней разности температур между теплоносителями  $\Delta\bar{T}$ , удобного как при обработке экспериментальных данных, так и для создания методики теплового расчета контактных аппаратов. В конечном итоге выражение для  $\Delta\bar{T}$  получило вид:

$$\Delta\bar{T} = 0,5 \cdot (t_{2свх} + t_{2сввых}) - t_{1ввых} \quad (1)$$

Сравнение величины  $\Delta\bar{T}$ , рассчитанной по формуле (1), со среднеарифметическим и среднелогарифмическим температурными перепадами показало, что она близка к среднелогарифмическому перепаду (отклонение не превышает 10 % для большинства опытов; большее отличие (до 25 %) наблюдается при малых значениях  $W_{вх} \approx (1,45...3)$  м/с).

При обработке опытных данных для получения значений среднего коэффициента конвективной теплоотдачи  $\alpha_k$  использовались следующие формулы:

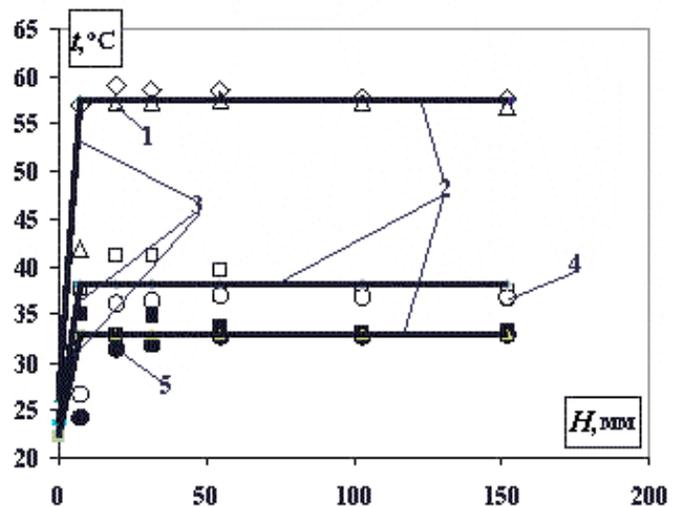
$$\alpha_k = Q_{конв} / (\Delta\bar{T} \cdot S), \quad (2)$$

$$Q_{конв} = Q - Q_{конд} \approx Q - G_{с.возд} \cdot (d_1 + d_2) \cdot r, \quad (3)$$

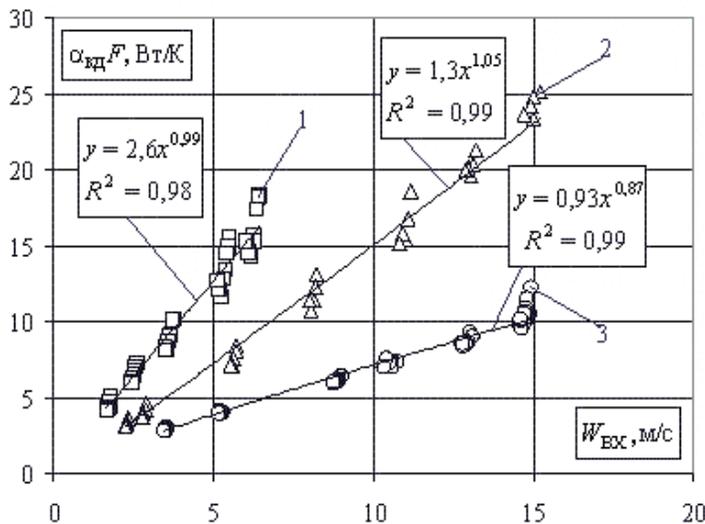
$$S = \pi d_{тр}^2 / 4. \quad (4)$$

На рис. 2 представлена зависимость произведения действительных величин среднего конвективного коэффициента теплоотдачи  $\alpha_{кд}$  и межфазной поверхности  $F$  от величины приведенной скорости паровоздушной смеси на входе в опытный участок  $W_{вх} = V_{2вх} / (\pi d_{тр}^2 / 4)$ . По сути  $\alpha_{кд} F = Q_{конв} / \Delta\bar{T} = \alpha_k S$ .

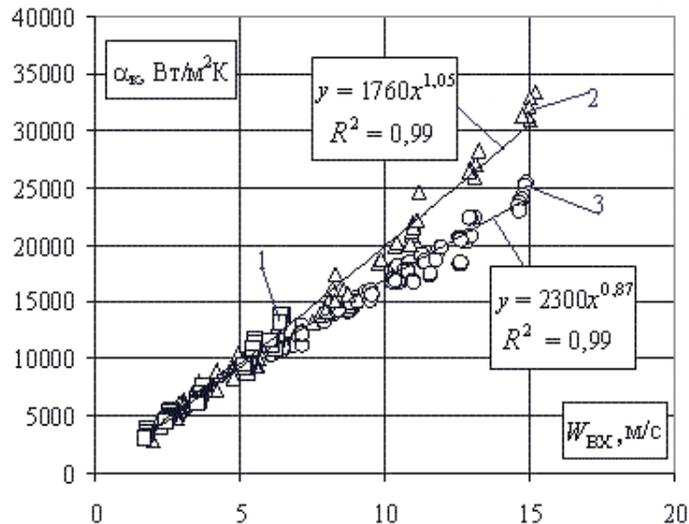
Видно, что опытные значения ( $\alpha_{кд} F$ ) с увеличением  $W_{вх}$  существенно растут и распадаются по величине  $d_{тр}$ . Это расслоение можно объяснить, по-видимому, более значительным развитием межфазной поверхности двухфазного потока при более высоких значениях диаметра канала. Напомним, что число  $Bo$ , характеризующее, в определенном смысле, способность двухфазного потока форми-



**Рис. 1. Изменение температур  $t_0$  и  $t_c$  при разных режимных параметрах,  $d_{тр} = 0,031$  м: 1 –  $t_c$  при  $Q_m = 1,1 \cdot 10^{-5}$  м<sup>2</sup>/с и  $W_{вх} = 2,96$  м/с; 2 – графики  $t_{1ввых} = \text{const}$  при  $H = 7,6...150$  мм и соответствующих режимных параметрах; 3 – графики линейной зависимости  $t_c = f(H)$  при  $H = 0...7,6$  мм ( $t_c = t_{1вх}$  (при  $H = 0$ ) и  $t_c = t_{1ввых}$  (при  $H = 7,6$  мм)) для соответствующих режимных параметров; 4 –  $t_c$  при  $Q_m = 1,17 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>/с и  $W_{вх} = 2,96$  м/с; 5 –  $t_c$  при  $Q_m = 1,17 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>/с и  $W_{вх} = 1,45$  м/с. Остальные маркеры – температура  $t_0$  при соответствующих режимных параметрах.**



**Рис. 2. Влияние величины  $W_{вх}$  на  $\alpha_{кл} F$ :**  
 1 – опытные данные при  $d_{тр} = 0,041$  м;  
 2 – опытные данные при  $d_{тр} = 0,0315$  м;  
 3 – опытные данные при  $d_{тр} = 0,023$  м.



**Рис. 3. Влияние величины  $W_{вх}$  на  $\alpha_k$ :**  
 1 – опытные данные при  $d_{тр} = 0,041$  м;  
 2 – опытные данные при  $d_{тр} = 0,0315$  м;  
 3 – опытные данные при  $d_{тр} = 0,023$  м.

ровать или разрушать границу раздела (режим течения газовых включений) [10], для канала с  $d_{тр} = 0,041$  м равно 15,29 против 12,04 и 8,57 при соответственно  $d_{тр} = 0,0315$  и 0,023 м, т.е. изменялось в диапазоне, выходящем за предел существования чисто снарядного режима течения. Иными словами, в данном случае, бóльший канал имеет бóльшую возможность для развития (дробления крупных включений) межфазной поверхности.

При экспериментальном исследовании процессов переноса в аппаратах, в которых действительную величину межфазной поверхности практически определить невозможно, широко используется прием, когда коэффициенты переноса при обработке данных относятся к характерному поперечному геометрическому сечению системы (см., например, [9]).

Если соответствующие величины  $\alpha_{кл} F$  разделить на соответствующие значения  $S$ , то получим расслоение величин  $\alpha_k$  по (2), показанное на рис. 3.

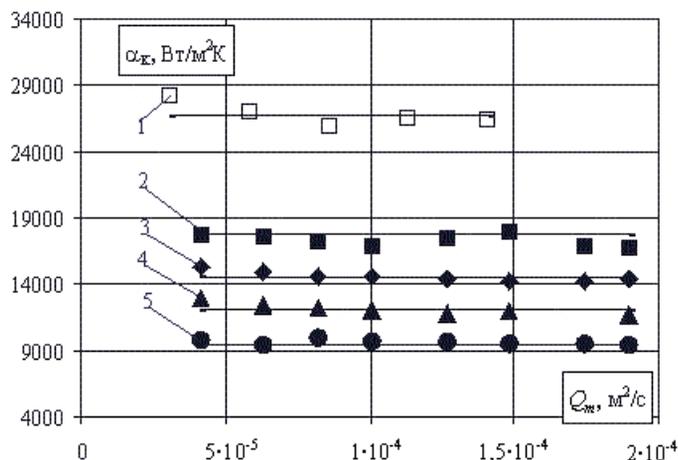
Видно, что приведенная скорость  $W_{вх}$  оказывает доминирующее влияние на величину  $\alpha_k$ . С ростом этой скорости  $\alpha_k$  значительно возрастает. Заметно также сужение зоны

расслоения значений коэффициента  $\alpha_k$  (по сравнению с  $\alpha_{кл} F$  – см. рис. 2) по величине диаметра канала (для  $d_{тр} = 0,023$  и 0,0315 м: от ~ 0 % при  $W_{вх} \approx 5$  м/с и до ~ 22 % при  $W_{вх} \approx 15$  м/с; для  $d_{тр} = 0,041$  м опытные данные получены только для значений с  $W_{вх} \leq 6,5$  м/с через ограничения по производительности компрессора).

В отличие от величины  $W_{вх}$ , объемная плотность орошения  $Q_m = V_1 / (\pi d_{тр}^2)$  практически не влияет на коэффициент  $\alpha_k$  (рис. 4).

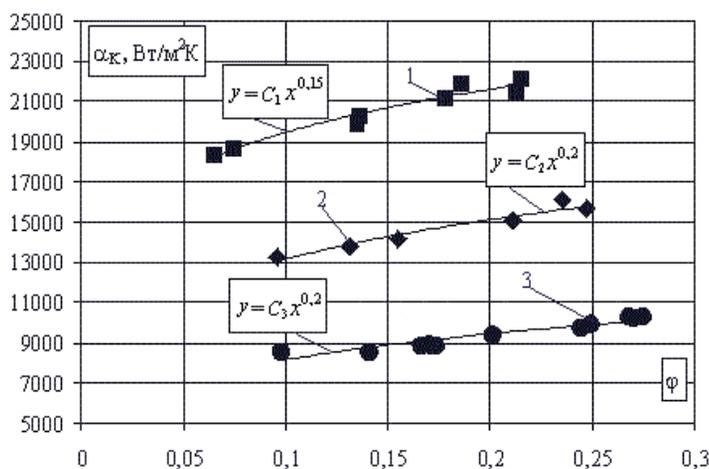
По-видимому, в рассматриваемом диапазоне изменения величины  $Q_m$  увеличение (уменьшение) плотности орошения (скорости движения) жидкости в проточном динамическом слое никоим образом не сказывается (для данных геометрических характеристик канала) ни на процессе образования газовых включений, ни на характере их взаимодействия с окружающей жидкостью.

Влияние на средний коэффициент конвективной теплоотдачи  $\alpha_k$  величины относительной влажности паровоздушной смеси на входе в рабочий участок  $\phi$  показано на рис. 5. Видно довольно заметную зависимость  $\alpha_k$  от  $\phi$  (показатель степени функций, аппроксимирующих



**Рис. 4. Влияние  $Q_m$  на коэффициент  $\alpha_k$  при различных значениях величины  $W_{bx}$ ,  $\varphi_1 \approx 16\% = \text{const}$ :**

- 1 –  $W_{bx} \approx 13 \text{ м/с}$ ,  $d_{тр} = 0,0315 \text{ м}$ ; для маркеров 2...5 –  $d_{тр} = 0,023 \text{ м}$ ;
- 2 –  $W_{bx} \approx 10,5 \text{ м/с}$ ;
- 3 –  $W_{bx} \approx 8,8 \text{ м/с}$ ;
- 4 –  $W_{bx} \approx 7 \text{ м/с}$ ;
- 5 –  $W_{bx} \approx 5,2 \text{ м/с}$ .



**Рис. 5. Влияние  $\varphi$  на коэффициент  $\alpha_k$  при различных значениях величины  $W_{bx}$ :**

- 1 –  $W_{bx} \approx 10,5 \text{ м/с}$ ,  $Q_m = 14,1 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$  ( $d_{тр} = 0,0315 \text{ м}$ );
- 2 –  $\approx 8,5 \text{ м/с}$ , то же ;
- 3 –  $W_{bx} \approx 5 \text{ м/с}$ ,  $Q_m = 19,2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$  ( $d_{тр} = 0,023 \text{ м}$ ).

опытные точки, лежит в диапазоне 0,15...0,2), которая объясняется, по-видимому, изменением теплофизических свойств ПГС у поверхности раздела фаз при  $\varphi = \text{var}$ .

Известно [11, 12], что для процессов переноса, которые определяются соответствующим (термическим или диффузионным) сопротивлением в газовой фазе, критериальные обобщающие уравнения получаются в виде (с учетом зависимости  $\alpha_k$  от  $\varphi$  (рис. 5) и того обстоятельства, что изменением числа  $Pr$  в этом случае можно пренебречь):

$$Nu = ARe^n \varphi_m \tag{5}$$

Однако, традиционное использование в числах подобия в качестве характерного линейного масштаба величины внутреннего диаметра трубы, как показал анализ данных, представленных на рис. 2 и 3, непригодно. Такой масштаб явно не отражает многообразия структуры рассматриваемой газожидкостной системы. По мнению авторов этой статьи таким масштабом может быть величина, характеризующая воздействие динамического напора газовой смеси на жидкость, окружающую газовые включения [13]. Такую величину можно представить в виде [13]:

$$L = \frac{\sigma}{\rho_2 W_{bx}^2} \tag{6}$$

Тогда, вводя этот линейный масштаб в канонические критерии подобия, получим специфические безразмерные комплексы, которые и будут характеризовать взаимодействие фаз. Так, критерий Рейнольдса в этом случае будет иметь вид:

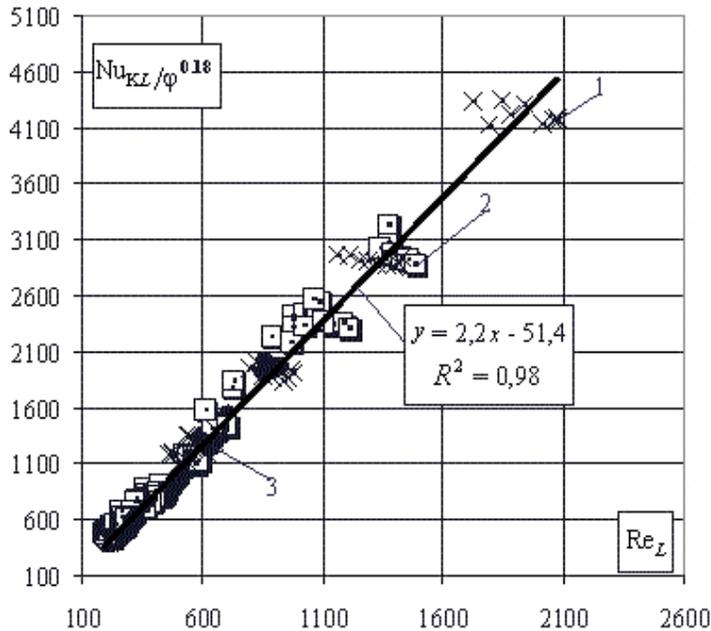
$$Re_L = \frac{W_{bx} L}{\nu_2} = \frac{\sigma}{\nu_2 \rho_2 W_{bx}}, \tag{7}$$

а критерий Нуссельта

$$Nu_{KL} = \frac{\alpha_k L}{\lambda_2} = \frac{\alpha_k \sigma}{\lambda_2 \rho_2 W_{bx}^2} \tag{8}$$

На рис. 6 в координатах  $Nu_{KL}/\varphi^{0,18} = f(Re_L)$  представлена зависимость экспериментального среднего числа  $Nu_{KL}$  от критерия Рейнольдса  $Re_L$ .

Видно, что линейная линия тренда (показатель степени при  $Re_L$  равен 1) удовлетворительно аппроксимирует (с достоверностью 0,98) опытные данные. Такой показатель



**Рис. 6. Обобщение экспериментальных данных по конвективной теплоотдаче:**  
 1 – опытные данные при  $d_{тр} = 0,041$  м;  
 2 – опытные данные при  $d_{тр} = 0,0315$  м;  
 3 – опытные данные при  $d_{тр} = 0,023$  м.

степени при критерии Рейнольдса характерен [11] для режима развитой турбулентности ПГС, движущейся, в данном случае, внутри газовых включений.

Величина диаметра шайб  $d_{ш}$  в смесителе фаз, которые использовались при проведении опытов ( $d_{ш} = 5,5 \dots 10$  мм), практически не влияла на значения  $Nu_{KL}$ .

Отклонения опытных точек от аппроксимирующего графика не превышают  $\pm 15\%$ .

Таким образом, интенсивность конвективной теплоотдачи для рассматриваемой задачи в диапазоне изменения числа  $Re_L = 200 \dots 2100$  может определяться по зависимости:

$$Nu_{KL} = \frac{\alpha_K \sigma}{\lambda_2 \rho_2 W_{BK}^2} = (2,2 Re_L - 51,4) \varphi^{0,18}. \quad (9)$$

По поводу сравнения интенсивности конвективной теплоотдачи в проточном барботажном слое с другими подобными задачами можно отметить следующее. Ввиду отсутствия в открытой печати сведений о величинах коэффициентов конвективной теплоотдачи для таких задач, авторами в [4] было проведе-

но сопоставимое сравнение величин «общего» среднего коэффициента теплоотдачи для рассматриваемой здесь задачи со случаями охлаждения влажного воздуха на вертикальной плоской стенке [14] и спутной с газовым потоком восходящей пленкой жидкости, текущей по внутренней поверхности вертикальной трубы [15]. Было показано, что этот коэффициент для проточного барботажного слоя примерно на порядок превышает значения, полученные в [14] и в 1,5 – 2 раза – значения, полученные в [15], что в сущности подтверждает целесообразность рассматриваемого способа организации движения теплоносителей [1]. Хотя нужно отметить условность «общего» коэффициента теплоотдачи, отнесенного к разности температур теплоносителей, которая обусловлена различными движущими силами для составляющих (конвективной и конденсационной) общего потока теплоты.

### Выводы

В результате проведенных исследований:

1. Были получены зависимости среднего коэффициента конвективной теплоотдачи от основных режимных параметров: начальной приведенной скорости ПГС, объемной плотности орошения водой и начальной относительной влажности ПГС. Показано доминирующее и заметное влияние на интенсивность конвективной теплоотдачи величин соответственно начальной приведенной скорости ПГС и начальной относительной влажности ПГС. По отношению к объемной плотности орошения водой величина среднего конвективного коэффициента теплоотдачи оказалась автомодельной.

2. Впервые получена обобщающая зависимость (9) для расчета среднего коэффициента конвективной теплоотдачи, пригодная для создания методики теплового расчета контактных проточно-барботажных утилизаторов теплоты.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Деклараційний патент на корисну модель № 22852 України, МПК F24H 6/00. Нагрівник

текучої рідини. Безродний М.К., Назарова І.О., Костюк О.П. Власник Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут". – № у 2006 13907; заявл. 27.12.2006; опубл. 25.04.2007., Бюл. № 5.

2. Шляев М.И., Толстых А.В., Деренок А.Н. Исследование процесса тепломассообмена в пузыре, формирующемся в отверстии газораспределительной решетки // Изв. вузов. Строительство. – 1999. – № 4. – С. 79 – 85.

3. Шляев М.И. и др. Моделирование тепломассообмена при формировании пузырей в барботажных аппаратах // ТОХТ. – 2003. – Т. 37. № 6. – С. 575 – 583.

4. Безродний М.К., Голяд М.Н., Барабаш П.О., Голубев О.Б., Назарова І.О., Костюк О.П. Тепло- і масовіддача при охолодженні парогазової суміші в проточному барботажному контактному апараті // Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика. Вип.1. Дніпропетровськ. – 2009. – С. 34 – 45.

5. Безродний М.К., Барабаш П.А., Назарова І.А., Костюк А.П. Тепловые характеристики проточного барботажного слоя контактных утилизаторов теплоты // Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика. Вип.1. Дніпропетровськ. – 2009. – С. 16 – 26.

6. Омар Х., Похвалов Ю.Е. Гидродинамика и структура двухфазного потока при барботажном режиме в трубах небольшого диаметра // Теплоэнергетика. – 2006. – № 4. – С. 74 – 77.

7. Омар Х., Похвалов Ю.Е. Параметры снарядного течения при барботажном режиме в трубах небольшого диаметра // Теплоэнергетика. – 2007. – № 1. – С. 58 – 61.

8. Безродний М.К., Барабаш П.А., Назарова І.А., Костюк А.П. Гидродинамика проточного барботажного слоя в вертикальном канале // Промышленная теплотехника. – 2009, Т. 31. № 4. – С. 27 – 33.

9. Тарат Э.Я. и др. Пенный режим и пенные аппараты. – Л.: Химия, – 1977. – 304 с.

10. Безродний М.К., Пиоро И.Л., Костюк Т.О. Процессы переноса в двухфазных термосифонных системах. Теория и практика. – 2-е издание, дополненное и переработанное. – Киев: Факт, 2005. – 704 с.

11. Кафаров В.В. Основы массопередачи. – М.: Высшая школа, – 1972. – 496 с.

12. Кэйс В.М. Конвективный тепло- и массообмен. – М.: Э., 1972. – 448с.

13. Кутателадзе С.С., Накоряков В.Е. Тепломассообмен и волны в газожидкостных системах. – Новосибирск: Наука, 1984. – 301 с.

14. Семен В.М. Теплоотдача влажного воздуха при конденсации пара // Теплоэнергетика. – 1956. – № 4. – С. 11–15.

15. Безродний М.К., Назарова І.А., Хавин С.А. Тепломассообмен при конденсации водяных паров из парогазовой смеси в восходящем потоке с пленкой жидкости // Промышленная теплотехника. – 2003. – № 4. – С. 26 – 30.

Получено 23.03.2011 г.