

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА И ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СОПРОТИВЛЕНИЙ ГАЗОЖИДКОСТНОГО ПОТОКА В ТЕПЛООБМЕННИКЕ ТИПА «ТРУБА В ТРУБЕ»

И. П. ЧАЩИН, Б. И. ЛИТВИНОВ, Н. Т. ШАЛАВИН

(Представлена научным семинаром кафедры процессов, аппаратов
и кибернетики химических производств)

Одним из путей интенсификации теплообмена при работе с газом является использование газожидкостных потоков, когда в газовую среду вводится жидкая фаза — высококипящий теплоноситель. В последнее время в периодической литературе появляются работы, посвященные изучению теплообмена и гидравлических сопротивлений в двухфазных потоках [1—4], но эти работы пока немногочисленны и не дают оснований для обобщающих заключений. С точки зрения накопления экспериментальных данных в указанной области нами был поставлен эксперимент по исследованию теплообмена и гидравлических сопротивлений в нисходящем газожидкостном потоке.

Эксперимент проводился на изготовленном нами теплообменнике типа «труба в трубе».

Внешняя труба теплообменника медная с внутренним диаметром $\varnothing 2 \cdot 10^{-3}$ м. Внутренняя труба теплообменника с внешним диаметром $\varnothing 19 \cdot 10^{-3}$ м. Теплообменник по длине был условно разбит на 2 участка. Это вызвано необходимостью исключить влияние условий входа, то есть частичной турбулизации потока. Чтобы избежать потерь тепла в окружающую среду, внешняя труба теплообменника была изолирована. Теплообменник был установлен вертикально.

Основные параметры теплообменника приведены в табл. 1.

Вначале были проведены опыты с однофазным газовым потоком. В качестве рабочих сред применялись воздух и насыщенный водяной пар. Атмосферный воздух подавался компрессором в верхнюю часть теплообменника, и затем поток двигался сверху вниз в кольцевом пространстве аппарата. Внутри центральной трубы теплообменника конденсировался водяной пар. На входе в теплообменник пар был перегрет на $1 \div 1,5^\circ \text{C}$.

Измерение температур потока и наружной стенки внутренней трубы теплообменника осуществлялось хромель-копелевыми термопарами, подключенными через переключатель к зеркальному милливольтметру. Холодные спаи термопар были термостатированы при 0°C . Температура потока и наружной стенки внутренней трубы замерялась в трех точках по высоте теплообменника с точностью $\pm 0,4^\circ \text{C}$. В каждом сечении температура потока и наружной стенки внутренней трубы измерялась двумя термопарами, показания которых усреднялись. Измерение температуры потока на входе и выходе теплообменника, кроме того, дублировалось ртутными термометрами с ценой деления $0,1^\circ \text{C}$. Падение давления при движении потока в кольцевом канале теплообменника изме-

Таблица 1

Наименование	По измерениям теплообмена	$\frac{L}{d_9}$	По измерениям гидравлических сопротивлений
Первый участок	0,9 м	100	0,9 м
Второй участок	1,1 м	122	1,1 м
Вся длина трубы	2 м	222	2 м

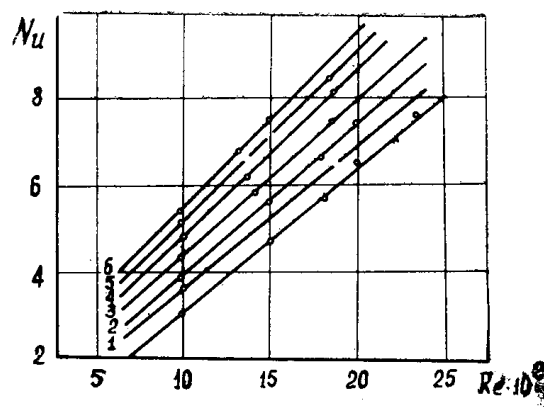
рялось U-образными манометрами, заполненными дистиллированной водой. Расход воздуха определялся с помощью диафрагмы, установленной на входе газового потока в теплообменник. Диафрагма была соединена с дифманометром, заполненным дистиллированной водой. Расход греющего пара измерялся объемным способом по количеству полученного конденсата.

Опыты отличались друг от друга расходом воздуха, при этом критерий Re изменялся в пределах $(0,3 \div 2,5) \cdot 10^3$. Полученные опытные данные по теплообмену между поверхностью внутренней трубы и однофазным газовым потоком на участке аппарата, где $L/d > 100$, вполне удовлетворительно описываются известным расчетным уравнением [5].

Опытные данные по гидравлическим сопротивлениям газового потока совпали с данными, рассчитанными по формуле Дарси-Вейсбаха. Опытные данные по теплообмену и гидравлическим сопротивлениям обрабатывались в критериальной форме.

Результаты опытных данных по теплообмену и гидравлическим сопротивлениям представлены на рис. 1 и 2.

Рис. 1. График экспериментальных данных по теплообмену. Обозначения расхода жидкости — $Q_{ж}$:
 1 — $Q_{ж} = 0,042 \text{ м}^3/\text{час}$, 4 — $Q_{ж} = 0,016 \text{ м}^3/\text{час}$,
 2 — $Q_{ж} = 0,029 \text{ м}^3/\text{час}$, 5 — $Q_{ж} = 0,009 \text{ м}^3/\text{час}$,
 3 — $Q_{ж} = 0,022 \text{ м}^3/\text{час}$, 6 — $Q_{ж} = 0,04 \text{ м}^3/\text{час}$.
 Расход воздуха изменялся в пределах $1,9 \div 5,7 \text{ м}^3/\text{час}$



После этого проводились опыты с двухфазным потоком. В верхнюю часть межтрубного пространства теплообменника, в газовый поток с помощью форсунок впрыскивалась жидкость (высококипящий теплоноситель — этиленгликоль). Опыты отличались друг от друга расходом воздуха и жидкости. При этом объемная концентрация жидкости в газовом потоке не превышала 3%. На выходе из теплообменника газожидкостный поток разделялся в циклоне, и этиленгликоль снова возвращался в цикл.

Ввиду того, что концентрация жидкой фазы была сравнительно мала, все расчеты производились по формулам и зависимостям, характеризующим газовый поток. Данные по теплообмену для двухфазного потока представлены на рис. 1. Данные по гидравлическим сопротивлениям для двухфазного потока представлены на рис. 2.

Для обработки в критериальной форме использовались опытные данные, полученные на участке трубы, где $L/d > 100$.

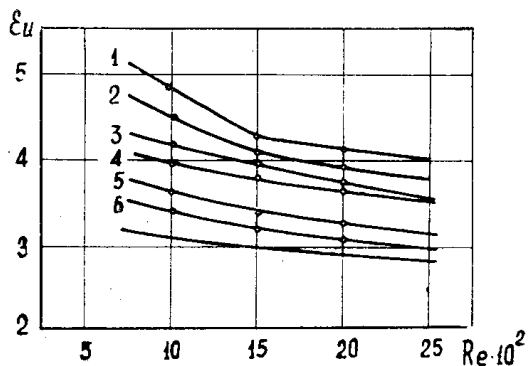


Рис. 2. График экспериментальных данных по гидравлическим сопротивлениям. Обозначения расхода жидкости — $Q_{ж}$:
 1 — $Q_{ж}=0,042 \text{ м}^3/\text{час}$, 4 — $Q_{ж}=0,016 \text{ м}^3/\text{час}$,
 2 — $Q_{ж}=0,029 \text{ м}^3/\text{час}$, 5 — $Q_{ж}=0,009 \text{ м}^3/\text{час}$,
 3 — $Q_{ж}=0,022 \text{ м}^3/\text{час}$, 6 — $Q_{ж}=0,004 \text{ м}^3/\text{час}$.
 Расход воздуха изменялся в пределах $1,9 \div 5,7 \text{ м}^3/\text{час}$

После обработки опытных данных получены полуэмпирические уравнения, описывающие теплообмен и гидравлические сопротивления для двухфазного потока $\pm 10\%$ при изменении числа Re в пределах $(0,70 \div 2,6) \cdot 10^3$ и расходе жидкости в пределах $0,0048 \div 0,042 \text{ м}^3/\text{час}$.

$$Nu = 0,0285 \cdot Re^{0,8} \left(\frac{Q_{ж}}{Q_{в}} \right)^{0,15}, \quad (1)$$

$$Eu = 6,66 \cdot Re^{-0,398} \left(\frac{Q_{ж}}{Q_{в}} \right)^{0,451}. \quad (2)$$

В результате проведенных исследований установлено:

1. Коэффициент теплоотдачи от стенки к газовому потоку с вводом распыленной жидкости возрастает. Наибольшая интенсификация теплообмена наблюдалась на начальном участке трубы. При постоянном значении критерия Re с увеличением количества вводимой распыленной жидкости в газовый поток коэффициент теплоотдачи увеличивается.

2. Гидравлические сопротивления с вводом жидкости в газовый поток увеличиваются. Наибольшие потери давления наблюдались на начальном участке трубы. При постоянном значении критерия Re с увеличением количества вводимой жидкости в газовый поток гидравлические сопротивления возрастают.

ЛИТЕРАТУРА

1. Н. М. Федоткин, Л. П. Заруднев. Теплофизика и теплотехника. Киев, 1969. Вып. 15.
2. А. Д. Акименко, Г. А. Земсков, А. А. Сиворцев. Известия вузов, «Энергетика», т. 10, 1969.
3. И. В. Доманский. «Прикладная химия». Вып. 4, Л., «Наука», 1969.
4. В. М. Боришанский, А. А. Андреевский, А. Г. Крючков, Б. С. Фокин. «Теплоэнергетика». Вып. 4, 1968.
5. М. А. Михеев. Основы теплопередачи, Л., Госэнергоиздат, 1956.