

УДК 66.045.129.9

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИЗУЧЕНИЕ ТЕПЛО- И МАССООБМЕНА ПРИ КОНДЕНСАЦИИ ВОДЯНОГО ПАРА ИЗ ПАРОВОЗДУШНОЙ СМЕСИ В АППАРАТЕ С ВЕРТИКАЛЬНЫМИ КОНТАКТНЫМИ РЕШЕТКАМИ

М.С. Лесухин¹, Д.А. Крючков², Л.Г. Григорян²

¹ ООО «Волга НИПИТЭК»

443001, г. Самара, ул. Ульяновская/Ярмарочная, 52/55, 11-й этаж, оф. 27

² Самарский государственный технический университет

Россия, 443100, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 244

E-mail: mcles@yandex.ru, mahp@inbox.ru

Приведены результаты экспериментального изучения тепло- и массообмена при конденсации водяного пара в присутствии инерта (воздуха) в неадиабатическом аппарате с вертикальными контактными решетками (АВР). Описана схема экспериментальной установки. Проанализированы недостатки ранее предложенного аналитического метода изучения конденсации в аппарате АВР. На основании полученных температурных кривых предложено разделение конденсатора с вертикальными решетками на несколько гидродинамических и теплообменных зон. Графически проиллюстрировано слабое влияние инертного газа на коэффициент теплоотдачи при конденсации в аппарате АВР в сравнении с горизонтальной трубой и кожухотрубчатый теплообменником.

Ключевые слова: конденсация, коэффициент теплоотдачи, паровоздушная смесь, аппарат с вертикальными контактными решетками.

Теплопередача при конденсации пара в присутствии воздуха (инерта) существенно ослабляется по причине возникновения диффузионного сопротивления массопереносу на поверхности конденсации, сравнимого по значению с термическим сопротивлением пленки конденсата [1]. Уже при концентрации инерта 5 % масс. у поверхности горизонтальной трубы образуется слой инерта, достаточный для снижения коэффициента теплоотдачи в 5 раз [2]. Применение конденсатора с вертикальными контактными решетками (КВР) позволяет существенно сократить влияние инерта на процесс теплопередачи за счет большей турбулизации взаимодействия пара, воздуха и конденсата в аппарате.

Ранее данное явление в аппарате с вертикальными решетками изучалось аналитически [3], причем для оценки значения коэффициента теплоотдачи со стороны конденсирующегося пара было принято уравнение (1), полученное для наклонной пластины, орошаемой капельным потоком жидкости [4, 5]:

$$\alpha_{\kappa} = 0,46 \cdot \frac{\lambda_{\kappa}}{\nu_{\kappa}} \cdot \frac{(j_0 \cdot w_{\kappa}^2)^{1/3}}{\frac{9,75}{Pr} - \frac{6,55}{Pr}} \cdot \psi(n), \quad (1)$$

Михаил Сергеевич Лесухин, ведущий инженер.

Дмитрий Александрович Крючков (к.т.н.), доцент кафедры «Машины и оборудование нефтегазовых и химических производств».

Леон Гайкович Григорян (д.т.н., проф.), профессор кафедры «Машины и оборудование нефтегазовых и химических производств».

где α_k – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К);
 λ_k – теплопроводность конденсата, Вт/(м·К);
 ν_k – кинематическая вязкость конденсата, м²/с;
 j_0 – линейная плотность орошения, м/с;
 w_k – скорость капли, м/с;
 Pr – критерий Прандтля для пленки конденсата;
 $\psi(n)$ – эмпирическая функция для учета неравномерности орошения теплопередающих поверхностей в реальном аппарате, определяемая по уравнению

$$\psi(n) = 1 - e^{-9,5 \left[\left(\frac{\rho_{II}}{\rho_{Ж}} \right)^{0,5} \left(\frac{wi}{g \cdot H} \right) \right]^{0,45}} \quad (2)$$

Здесь ρ_{II} – плотность пара, кг/м³;
 $\rho_{Ж}$ – плотность жидкости, кг/м³;
 w – скорость пара, м/с;
 i – плотность орошения, м³/(м²·ч);
 g – ускорение свободного падения, м/с²;
 H – высота ступени контакта, м.

Приведенные уравнения (1, 2) отражают лишь часть процесса теплоотдачи, протекающего при конденсации пара в аппарате КВР, и не учитывает теплоперенос самого фазового перехода. Также в предложенной системе уравнений сопряженного тепломассообмена изменение температуры парогазовой смеси определялось коэффициентом теплопередачи при непосредственном контакте пара и воздуха. Однако доля теплопередачи между паром и воздухом в данном процессе является пренебрежительно малой, намного более значимым является постоянное падение парциального давления водяного пара в смеси по высоте аппарата и, следовательно, падение температуры конденсации пара.

Для проверки допустимости применения ранее предложенной системы уравнений была проведена серия экспериментов на опытной установке [6]. В качестве хладагента применялась вода техническая, подача воздуха осуществлялась в нагревательный куб под слой жидкости с целью получения более однородной паровоздушной смеси. Расход охлаждающей воды изменялся в диапазоне 500–1800 л/час (критерий Re в диапазоне 2500–8000), содержание воздуха в смеси на входе в аппарат – от 0 до 35 % масс. относ.

Аппарат состоял из 12 контактных камер промышленных размеров ($H = 60$ мм; $a = 60$ мм, $b = 60$ мм, где H – высота, a – ширина, b – длина камеры); толщина полого канала с хладагентом составила $c = 4,2$ мм; вертикальная решетка с размером ячейки 2×2 и диаметром проволоки 0,5 мм. Температуры пара, хладагента и поверхности теплообмена измерялись 32 хромель-копелевыми термопарами, установленными в шести зонах на каждом полом канала.

Распределение температур хладагента, паровоздушной смеси и стенки при различном содержании воздуха в смеси, выраженном в относительной массовой концентрации, приведено на рис. 1, 2, 3.

Анализ графиков температур пара и хладагента показывает, что процесс конденсации происходит на первых шести-семи ступенях. Однако изменение температуры стенки показывает, что основная часть этого процесса проходит уже на первых четырех-пяти ступенях, после чего температура стенки резко приближается к температуре хладагента, что свидетельствует о переходе из зоны

активной конденсации в зону затухающей. В этой зоне за счет малого расхода пара только часть поверхности ступеней принимает участие в теплообмене, а также велико влияние вертикальной теплопроводности.

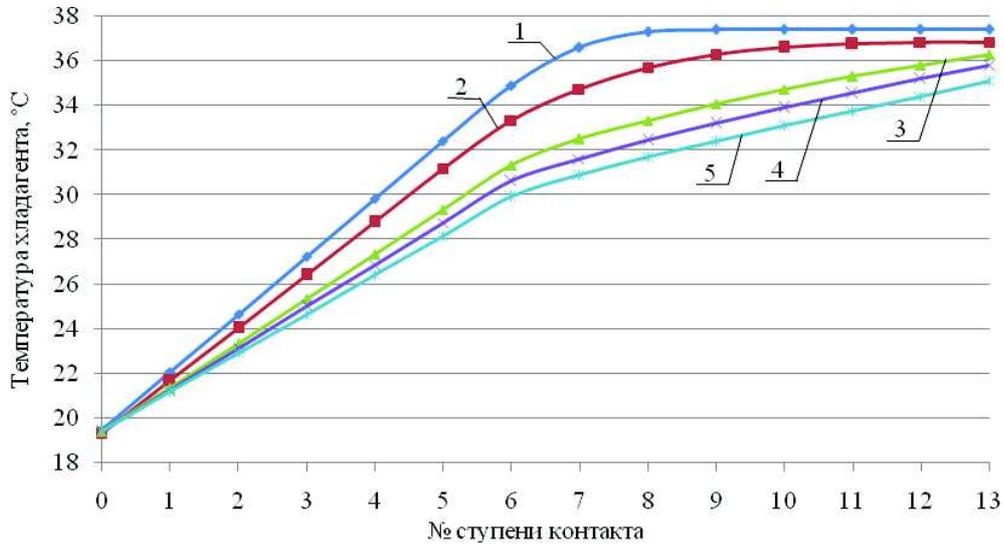


Рис. 1. Распределение температур хладагента по высоте конденсатора в зависимости от содержания воздуха в смеси:

1 – чистый пар; 2 – 1 % масс. отн. воздуха; 3 – 8 % масс. отн. воздуха;
4 – 16 % масс. отн. воздуха; 5 – 27 % масс. отн. воздуха

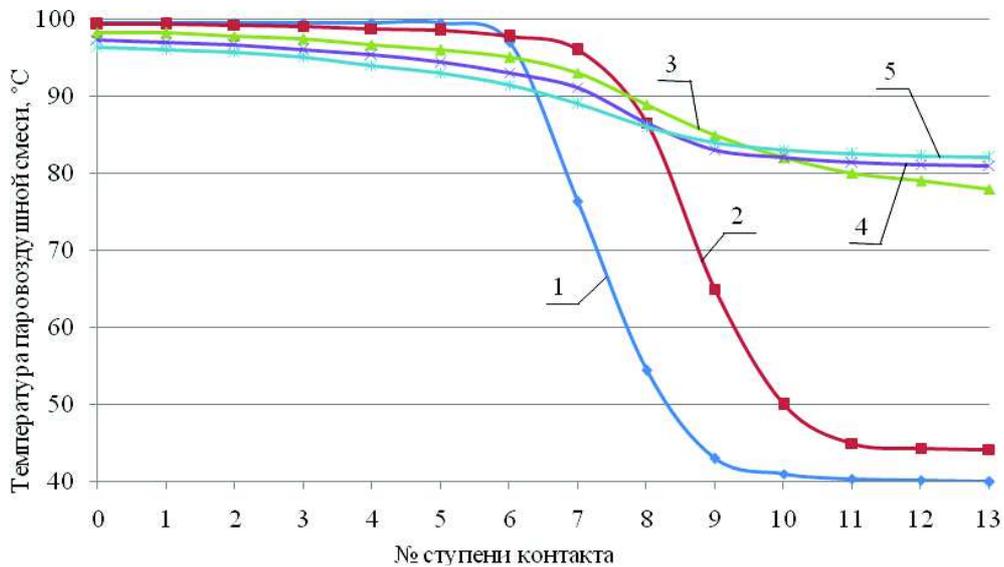


Рис. 2. Распределение температур паровоздушной смеси по высоте конденсатора в зависимости от содержания воздуха в смеси:

1 – чистый пар; 2 – 1 % масс. отн. воздуха; 3 – 8 % масс. отн. воздуха;
4 – 16 % масс. отн. воздуха; 5 – 27 % масс. отн. воздуха

Нагрев хладагента с 8-й по 12-ю ступень (особенно при повышенной доле воздуха) объясняется конвективным теплообменом от горячего влажного воздуха (доля инерта в смеси в несколько раз превышает долю пара).

На основании полученных температурных профилей определены местные коэффициенты теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенке по уравнению

$$\bar{\alpha}_k = \frac{L_x \cdot \bar{c}_x \cdot (t_x^{n+1} - t_x^n)}{f_{TO} \cdot (t_n - t_{cm})}, \quad (3)$$

где L_x – расход хладагента, кг/ч; \bar{c}_x – средняя теплоемкость, ккал/(кг·°C); t_x – температура хладагента, °C; n – номер ступени контакта; f_{TO} – поверхность теплообмена, м²; t_n – температура пара/конденсата, °C; t_{cm} – температура стенки, °C.

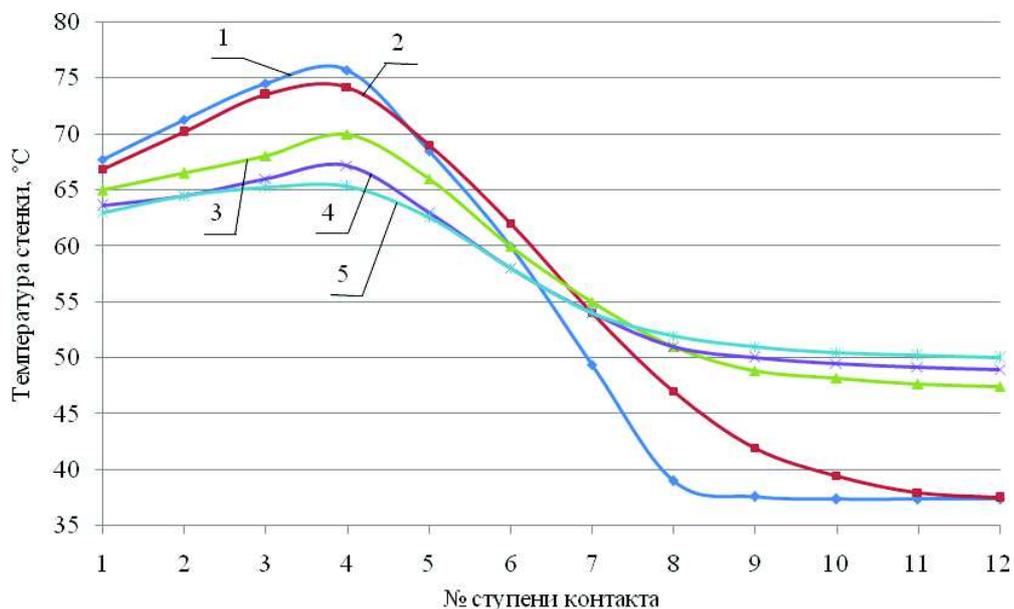


Рис. 3. Распределение температур стенки по высоте конденсатора в зависимости от содержания воздуха в смеси:

- 1 – чистый пар; 2 – 1 % масс. отн. воздуха; 3 – 8 % масс. отн. воздуха;
- 4 – 16 % масс. отн. воздуха; 5 – 27 % масс. отн. воздуха

Значение коэффициента теплоотдачи со стороны хладагента определялось по известным зависимостям для жидкости,двигающейся в изогнутом канале прямоугольного сечения [7]. Колебания внутреннего коэффициента теплоотдачи от стенки к хладагенту незначительны и составляют 2–7 % от среднего значения, что объясняется изменением критерия Pr стенки по высоте аппарата.

Изменение коэффициентов теплоотдачи от паровоздушной смеси к стенке по высоте аппарата представлено на рис. 4, а в зависимости от концентрации воздуха – на рис. 5.

Совместный анализ графиков изменения коэффициента теплоотдачи с данными по расходам конденсата, пара и воздуха на ступенях контакта позволил выделить в экспериментальном аппарате существование нескольких гидродинамических зон.

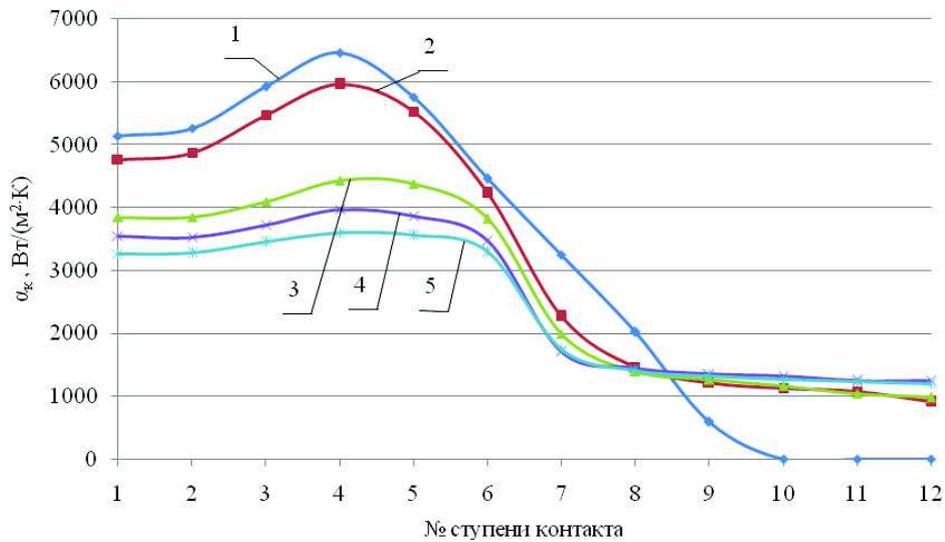


Рис. 4. Изменение коэффициента теплоотдачи от паровоздушной смеси к стенке по высоте аппарата в зависимости от содержания воздуха в смеси:
 1 – чистый пар; 2 – 1 % масс. отн. воздуха; 3 – 8 % масс. отн. воздуха;
 4 – 16 % масс. отн. воздуха; 5 – 27 % масс. отн. воздуха

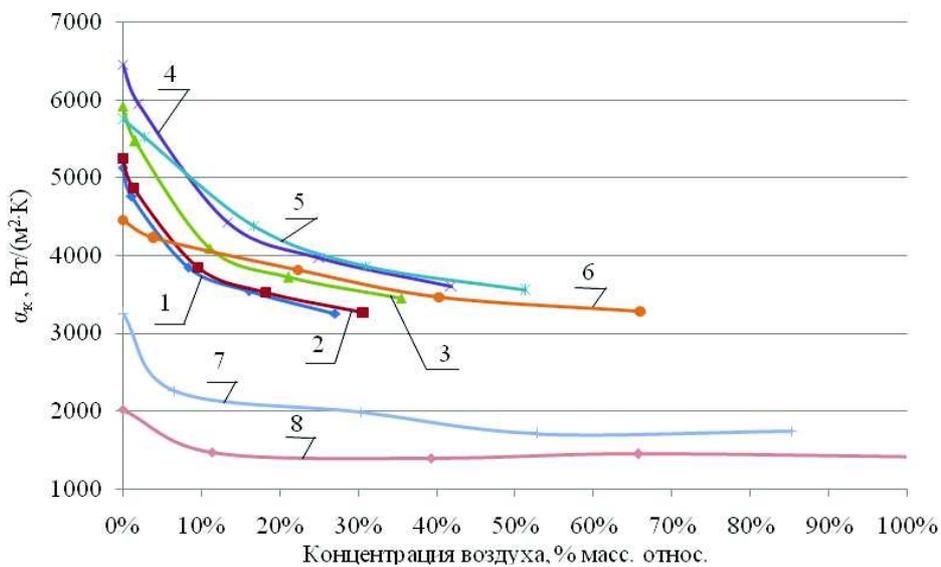


Рис. 5. Изменение коэффициента теплоотдачи при конденсации паровоздушной смеси в зависимости от содержания воздуха на восьми ступенях контакта #1÷8

1. Зона эжекционного режима работы аппарата КВР. Ступени #1,2. Постоянное значение α_k объясняется наличием на ступенях контакта активного эжекционного гидродинамического режима [5, 8]. Несмотря на низкие значения плотности орошения $4-5 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{час})$, скорость пара составляла $45-70 \%$ от скорости подвисяния, фактор скорости – $1,5-2,0$.

2. Зона перехода пленочной конденсации в капельную. Рост коэффициента α_k на ступенях #3, #4, #5 может быть описан классическим уравнением Нуссельта для конденсации чистого пара на вертикальной стенке при малых значениях высоты стенки [1, 2].

3. Зона затухающей конденсации – резкое падение коэффициента теплоотдачи на ступенях #5, 6, 7.

4. Зона конвективного теплообмена от влажного воздуха – ступени #8–12.

На основании предложенной классификации наибольший интерес для изучения представляет первая зона, представленная двумя ступенями контакта, а также относительное изменение коэффициентов теплоотдачи от содержания воздуха в смеси.

Сравнение относительного изменения коэффициента теплоотдачи от содержания воздуха в смеси для аппарата КВР, горизонтального трубного пучка и одиночной горизонтальной трубы [9] приведено на рис. 6.

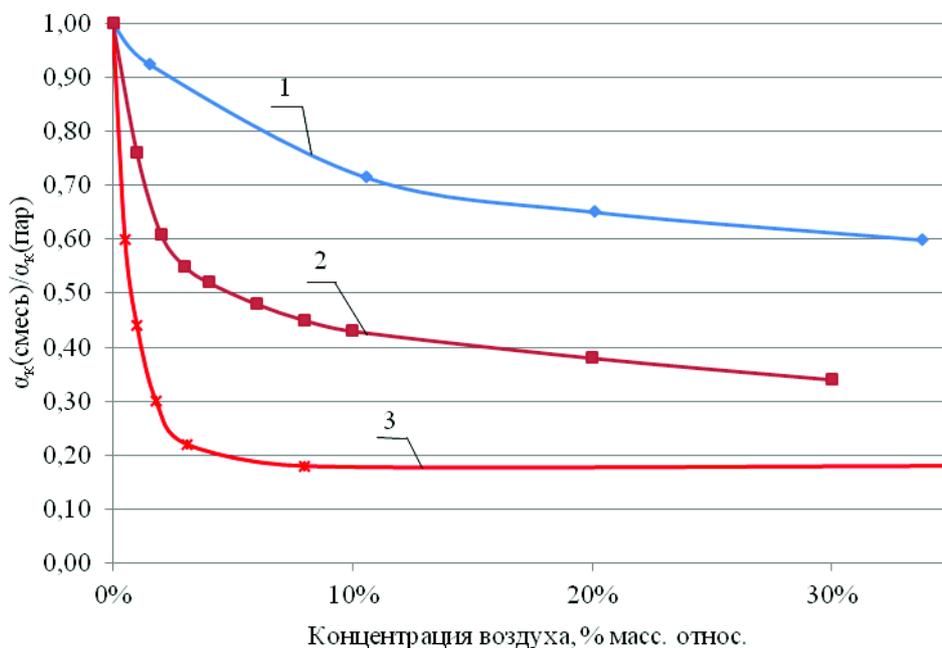


Рис. 6. Относительное изменение коэффициента теплоотдачи при конденсации паровоздушной смеси в зависимости от содержания воздуха:

1 – конденсатор с вертикальными решетками; 2 – горизонтальный трубный пучок;
3 – одиночная горизонтальная труба

Полученные закономерности для коэффициента теплоотдачи также проверялись в эксперименте с повышенным расходом хладагента (в условиях развитого турбулентного режима) по ранее приведенному уравнению (3), основанному на температуре стенки, а также через коэффициент теплопередачи по следующему уравнению:

$$\bar{\alpha}_k = \frac{1}{\frac{1}{K_{III}} - \frac{1}{\alpha_x} - \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}}}, \quad (4)$$

где $\bar{\alpha}_x$ – внутренний коэффициент теплоотдачи со стороны хладагента,

$t/(m^2 \cdot K)$; δ_{cm} – толщина стенки, м; λ_{cm} – теплопроводность стенки, Вт/(м·К);

\bar{K}_{III} – коэффициент теплопередачи, Вт/($m^2 \cdot K$), определяемый по формуле

$$\bar{K}_{III} = \frac{L_x \cdot \bar{c}_x \cdot (t_x^{n+1} - t_x^n)}{f_{TO} \cdot \Delta t_{cp}}, \quad (5)$$

где Δt_{cp} – средний температурный напор, °С.

Значения $\bar{\alpha}_k$, полученные двумя способами, отличались не более чем на 6–12 %, что также могло зависеть от влияния на расчет загрязнений теплопередающей поверхности. Относительное изменение коэффициента теплоотдачи при конденсации в зависимости от содержания воздуха, полученное двумя расчетными способами в опыте с развитым турбулентным режимом в канале хладагента, представлено на рис. 7.

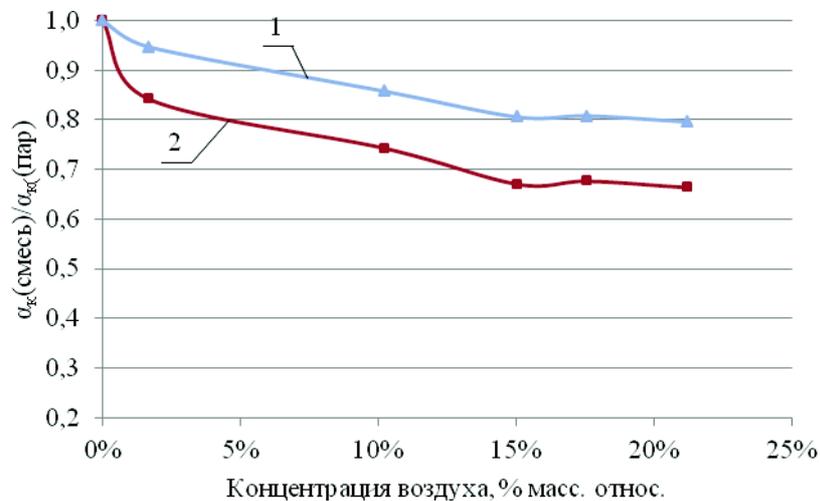


Рис. 7. Изменение коэффициента теплоотдачи при конденсации паровоздушной смеси в зависимости от содержания воздуха для аппарата КВР, определенное двумя методами: 1 – через температуру стенки по уравнению (3); 2 – через K_{III} по уравнению (4)

В результате проведенной работы было определено следующее:

1. Фактические коэффициенты теплоотдачи при конденсации водяного пара в аппарате АВР существенно отличаются от значений, определенных аналитически на основании ранее предложенной системы уравнений [3], что подтверждает необходимость разработки иной системы уравнений для описания процесса конденсации.

2. Оба метода расчета коэффициента теплоотдачи со стороны конденсирующегося пара по экспериментальным данным могут быть использованы при обработке дальнейших экспериментов.

3. Увеличение концентрации инерта в паровоздушной смеси в аппарате АВР существенно меньше влияет на коэффициент теплоотдачи в сравнении с горизонтальной трубой и кожухотрубчатый теплообменником.

4. В следующей серии экспериментов на углеводородном сырье необходимо больше внимания уделить зоне активной конденсации пара при значениях гидродинамического параметра $П1 > 0,5$ [8].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Исаченко В.П.* Теплообмен при конденсации. – М.: Энергия, 1977. – 240 с.
2. *Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С.* Теплопередача. – М.: Энергоиздат, 1981. – 416 с.
3. *Григорян Л.Г., Лесухин С.П., Тимонин А.В.* Тепло- и массообмен при конденсации пара в присутствии неконденсирующегося газа в неадиабатических аппаратах с вертикальными контактными решетками (АВР) // Теплообмен ММФ-96. Т. 11. Теплообмен в химико-технологических устройствах. – Минск: АНК «ИТМО им. А.В. Лыкова» АНБ, 1996. – С. 42–45.
4. *Филлин Г.П.* Теплообмен в газожидкостном аппарате с вертикальными контактными решетками: Дис. ... канд. техн. наук. – Л.: ЛТИ им. Ленсовета, 1985. – 120 с.
5. *Григорян Л.Г.* Гидродинамика, массо- и теплообмен при взаимодействии жидкости и газа на вертикальных контактных решетках колонных аппаратов: Дис. ... докт. техн. наук. – Л.: ЛТИ им. Ленсовета, 1986. – 333 с.
6. *Лесухин М.С., Григорян Л.Г.* Создание конденсатора нового типа на базе аппарата с вертикальными контактными решетками // Вестник Самарского государственного технического университета. Сер. Технические науки. – 2013. – № 2(38). – С. 206–210.
7. *Барановский Н.В., Коваленко Л.М., Ястребенецкий А.Р.* Пластинчатые и спиральные теплообменники. – М.: Машиностроение, 1973. – 288 с.
8. *Лесухин С.П.* Интенсификация теплообменных процессов в технологии промышленной подготовки нефти на основе принципа газожидкостного взаимодействия на вертикальных контактных решетках: Дис. ... докт. техн. наук. – Самара: СамГТУ, 2000. – 372 с.
9. *Маньковский О.Н., Толчинский А.Р., Александров М.В.* Теплообменная аппаратура химических производств. – Л.: Химия, 1976. – 368 с.

Статья поступила в редакцию 15 июня 2015 г.

EXPERIMENTAL STUDY OF HEAT- AND MASS-TRANSFER DURING CONDENSATION OF STEAM OUT OF AN AIR-STEAM MIXTURE IN A VESSEL WITH VERTICAL CONTACT GRIDS

M.S. Lesukhin, D.A. Kriuchkov, L.G. Grigoryan

Volga NIPITEK Ltd.

52/55, Ulyanovskaya/Yarmarochnaya St., 11th floor, Room 27, Samara, 443001, Russian Federation

Samara State Technical University

244, Molodogvardeyskaya st., Samara, 443100, Russian Federation

The results of experimental study of heat- and mass- transfer during condensation of steam mixed with inert gas (air) in a non-adiabatic vessel with vertical contact grids are given in the paper. Piping and Instrumentation Diagram of the laboratory unit is described. The limitations of formally proposed analytic method of study in case of condensation in a vessel with vertical contact grids are analyzed. New classification of hydrodynamic and heat exchange zones in a condenser with vertical contact grids is proposed based on the temperature curves from the results of the experiment. Low effect of inert gas on condensation heat transfer coefficient in a vessel with vertical contact grids is compared in a diagram form to the same effect in case of a horizontal tube and shell and tube heat exchanger.

Keywords: *condensation, heat transfer coefficient, air-steam mixture, vessel with vertical contact grids.*

Mihail S. Lesukhin, Leading Engineer.

Dmitry A. Kriuchkov (Ph.D. (Techn.)), Associate Professor.

Leon G. Grigoryan (Dr. Sci. (Techn.)), Professor.