

Influence of Non - Condensable Gases on the Processes of Heat and Mass Transfer during Film Condensation of Steam in Heat Exchangers

Reshetnikov I.F., Shikhalev S.V., Tikhonov S.L.

Ural State University of Economics
Ekaterinburg, Russian Federation

Abstract. The aim of the article is a quantitative assessment of the influence of non-condensable gases on the intensity of heat and mass transfer processes during film condensation of steam in the specific conditions for heat exchanger. The task is achieved by conducting experimental research of heat and mass transfer processes in film condensation of steam in the presence of non-condensable gases. The study was carried out by the method of stationary heat flow on an experimental kettle with a jacket (0,02 m³ capacity), industrial cooking boilers (0,04 m³ and 0,06 m³ capacity). Cylindrical kettles with a hemispherical and elliptical bottom were selected as the condensation surface. The results of the experiments are presented in the form of a criterion equation for determining the mass transfer coefficient for vapor concentration diffusion. When the concentration of a non-condensable gas reaches 40% an intensification of the resulting heat transfer coefficient from the vapor-gas mixture to the condensation surface is observed. The coefficient of heat transfer to the condensation surface depends on the concentration of non-condensable gases in the apparatus cavity. The results of the research indicate that it is possible to improve the heat exchangers with a jacket and allow an assessment of the heat input when removing the gas mixture from the jacket in the heating mode of the cookers at the design stage. Material research allows to develop automatic systems and control parameters in the operation of apparatus with a jacket.

Keywords: condensation, heat exchanger, heat transfer coefficient, mass transfer, steam – gas mixture, non – condensable gases.

DOI: 10.5281/zenodo.2222362

Impactul gazelor necondensabile asupra proceselor de transfer de căldură și masă la condensarea peliculară a aburului în schimbătoarele de căldură

Reșetnikov I.F., Șihalev S.V., Tihonov S.L.

Universitatea economică de Stat din Ural,
Ekaterinburg, Federația Rusă

Rezumat: Scopul lucrării este de a cuantifica efectul gazelor necondensabile asupra intensității proceselor de transfer de căldură și de masă la condensarea peliculară a aburului în condiții specifice pentru aparatele gătit cu cămașă. Se studiază experimental procesele de transfer de căldură și masă în regim de condensare peliculară a aburului în prezența gazelor necondensabile din cavitatea cămașei. Studiile au fost efectuate prin metoda fluxului staționar de căldură în aparatul experimental cu cămașa cu volumul de 0.02 m³ a vaselor industriale de gătit cu volumele de 0.04 m³ și 0.06 m³. S-au examinat suprafețe semisferice și eliptice de condensare a aburului pentru vasul cu formă cilindrică. S-au obținut ecuații critereriale pentru determinarea coeficientului de transfer de masă pentru difuzia condiționată de concentrația aburului, care reflectă fizică procesului de condensare și permite efectuarea calculelor tehnice ale aparatelor de gătit cu cămașă. S-a depistat impactul negativ al gazelor necondensabile asupra procesului de transfer de căldură în condiții specifice cavității cămașei vaselor de gătit pe întreaga perioadă de încălzire. La concentrații peste 40% a gazului necondensabil se observă creșterea intensității transferului de căldură de la amestecul de gaze cu vapori către suprafața de condensare. Se propune o relație empirică pentru determinarea coeficientului de transfer de căldură către suprafața de condensare în funcție de concentrația de gaze necondensabile în cavitatea aparatului. Rezultatele cercetării indică posibilitatea îmbunătățirii la etapa de proiectare a schimbătorilor de căldură cu cămașă. Aceste rezultate sunt utile la proiectarea sistemelor de automatizare ale aparatelor de gătit cu cămașă.

Cuvinte-cheie: condensare, aparat cu jachetă, coeficient de transfer de căldură, transfer de masă, amestec de abur-gaz, gaze necondensabile.

Влияние неконденсирующихся газов на процессы тепло- и массоотдачи при пленочной конденсации пара в теплообменных аппаратах
Решетников И.Ф., Шихалев С.В., Тихонов С.Л.

Уральский государственный экономический университет
 Екатеринбург, Российская Федерация

Аннотация. Объектами исследования рассматриваются варочные теплообменные аппараты с рубашкой. Целью работы является количественная оценка влияния неконденсирующихся газов на интенсивность процессов тепло- и массоотдачи при пленочной конденсации пара в специфических условиях для варочных аппаратов с рубашкой. Поставленная задача достигается путем проведения экспериментальных исследований тепло- и массообменных процессов при пленочной конденсации пара в присутствии неконденсирующихся газов, протекающих в рубашечной полости варочных котлов. Исследования проведены методом стационарного теплового потока на экспериментальном аппарате с рубашкой емкостью 0,02 м³, промышленных варочных котлах емкостью 0,04 м³ и 0,06 м³ соответственно. В качестве поверхности конденсации выбраны варочные сосуды цилиндрической формы с полусферическим и эллиптическим дном. Результаты экспериментов представлены в виде критериального уравнения для определения коэффициента массоотдачи при концентрационной диффузии пара, в полной мере отражающее физическую картину процесса конденсации и позволяющее проводить теплотехнические расчеты варочных аппаратов с рубашкой. Установлено негативное влияние неконденсирующихся газов на процесс теплоотдачи в специфических условиях для рубашечной полости варочных котлов на протяжении всего периода разогрева аппаратов. Показано, что при достижении концентрации неконденсирующегося газа значения 40 % наблюдается интенсификация результирующего коэффициента теплоотдачи от парогазовой смеси к поверхности конденсации. Предложена эмпирическая зависимость для определения коэффициента теплоотдачи к поверхности конденсации в зависимости от концентрации неконденсирующихся газов в рубашечной полости аппарата. Полученные результаты исследований свидетельствуют о возможности совершенствования теплообменных аппаратов с рубашкой и позволяют проводить оценку тепловых затрат при удалении газовой смеси из рубашки в режиме разогрева варочных аппаратов на этапе проектирования. Материал исследований позволяет разрабатывать системы автоматизации и контроля режимных параметров при эксплуатации аппаратов с рубашкой.

Ключевые слова: конденсация, аппарат с рубашкой, коэффициент теплоотдачи, массоотдача, парогазовая смесь, неконденсирующиеся газы.

ВВЕДЕНИЕ

Рекуперативные теплообменные аппараты широко применяются на предприятиях пищевой промышленности и общественного питания, в частности, варочные аппараты с рубашкой [1]. Водяной пар, подаваемый в рубашечное пространство или вырабатываемый в собственном парогенераторе аппарата, используется в качестве греющего теплоносителя. Пленочная конденсация пара на наружных стенках варочных сосудов является одним из определяющих теплообменных процессов, протекающих при работе аппаратов с рубашкой. При этом процесс пленочной конденсации пара реализуется в присутствии неконденсирующихся газов, имеющих место в рубашечных полостях при разогреве варочных котлов. Как известно [2], даже незначительная концентрация воздуха ухудшает интенсивность теплоотдачи к поверхности конденсации, что приводит к увеличению длительности разогрева аппаратов, повышенным тепловым затратам и нарушению технологических режимов тепловой обработки продуктов.

Решению задачи о тепло- и массообмене при конденсации пара в присутствии воздуха и других неконденсирующихся газов посвящено значительное количество работ в литературе. Представленные в работах [3-8] результаты исследования процесса конденсации в присутствии неконденсирующихся газов, получены аналитически и с помощью методов численного моделирования для наиболее распространенных и геометрически несложных случаев тепло- и массообмена (стенка, пластина, труба, канал и т.д.). При этом приходится учитывать специфические условия протекания процесса тепло- и массообмена при конденсации, в частности особенности гидродинамического воздействия потока пара на конденсатную пленку, зависимость физических параметров конденсата от его температуры, влияние волнового режима движения конденсатной пленки [9], трение на границе раздела фаз «пленка конденсата – газ», поверхностное натяжение пленки конденсата.

Аналитические и экспериментальные исследования по массообмену, позволяющие

в большей степени отразить физическую картину процесса, обычно обобщают в системе критериев и чисел подобия вида:

$$Nu_d = f(Re, Ar, Pr_d, Pg, \varepsilon) \quad (1)$$

где Nu_d – число Нуссельта диффузионное; Re – критерий Рейнольдса; Ar – критерий Архимеда; Pr_d – критерий Прандтля диффузионный; Pg – разность между парциальными давлениями в основной массе парогазовой смеси и на границе раздела фаз «пленка конденсата – газ» в безразмерном виде; ε – долевое содержание воздуха в основной массе парогазовой смеси.

Обычно объектами конденсации пара из паровоздушной смеси служат упрощенные геометрические поверхности в виде горизонтальных и вертикальных труб [6, 10-15], наклонных труб [16], вертикальных стенок [17,18], вертикальных контактных решеток [19], сопряженных цилиндров [20], вертикальных конденсаторах [5,21], горизонтальных пластин и оболочек [22,23] и т.п.

Нередко в инженерной практике экспериментальные исследования процесса конденсации обрабатывают в виде эмпирической зависимости [24], позволяющей оценить влияние неконденсирующегося газа на процесс теплоотдачи:

$$\frac{\alpha_{sm}}{\alpha} = f(\varepsilon), \quad (2)$$

где α_{sm} – коэффициент теплоотдачи от парогазовой смеси к поверхности теплоотдачи; α – коэффициент теплоотдачи от чистого пара к поверхности теплоотдачи; ε – содержание неконденсирующихся газов в техническом паре.

В 2014 году авторами работы [25] была предпринята попытка определить экспериментальным путем коэффициент массоотдачи от паровоздушной смеси только к плоской донной поверхности варочного сосуда в форме диска. Однако поверхность конденсации варочных аппаратов с рубашкой имеет усложненную форму. Как правило, это вертикальные цилиндрические поверхности в сопряжении с полусферическим или эллиптическим дном вогнутой или выпуклой конфигурации. Кроме того, рубашечное

пространство варочных аппаратов представляет из себя ограниченную полость в виде кольцевой щели, что накладывает дополнительные условия на процесс массообмена при конденсации пара из парогазовой смеси. Поэтому результаты работы [25] требуют проведения дальнейших расширенных исследований в реальных условиях тепло- и массообмена на примере теплообменных аппаратов с рубашкой различного масштаба.

В связи с этим целью работы явилась количественная оценка влияния неконденсирующихся газов на интенсивность процессов тепло- и массоотдачи при пленочной конденсации пара в специфических условиях для варочных аппаратов с рубашкой путем проведения отдельных экспериментальных исследований.

I. МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Экспериментальные исследования процесса тепло- и массоотдачи при конденсации пара в рубашечном пространстве варочных котлов основаны на методике, состоящей из двух способов. Первым способом проводили оценку влияния неконденсирующихся газов на процесс тепло- и массоотдачи с учетом последовательно протекающих взаимосвязанных процессов: перенос пара к поверхности конденсации, собственно процесса конденсации и передача тепла через слой пленки конденсата. В этом случае коэффициент теплоотдачи от парогазовой смеси α_{sm} к теплопередающей поверхности варочного сосуда зависел от термического сопротивления конденсатной пленки R , термического сопротивления фазового перехода R_f и термического сопротивления в результате диффузионного переноса R_d :

$$\alpha_{sm} = 1 / (R + R_f + R_d) . \quad (3)$$

В аппаратах с рубашкой $R_d \gg R_f$ и $R \gg R_f$, поэтому межфазным термическим сопротивлением в данных условиях массоотдачи пренебрегали. Следовательно, для определения результирующего коэффициента теплоотдачи α_{sm} находили термическое сопротивление диффузионного переноса и пленки конденсата в уравнении 3.

Термическое сопротивление пленки конденсата определяли по известным зависимостям для варочных котлов с рубашкой при конденсации чистого пара.

В свою очередь термическое сопротивление подвода пара к поверхности конденсации определяли по формуле:

$$R_d = \frac{t_{p,o} - t_{p,pov}}{r \cdot \beta_p \cdot (p_{p,o} - p_{p,pov})}, \quad (4)$$

где $t_{p,o}$, $p_{p,o}$ – соответственно, температура и парциальное давление пара в основной массе парогазовой смеси; $t_{p,pov}$, $p_{p,pov}$ – соответственно, температура и парциальное давление пара на границе раздела фаз; $r = f(t_{p,pov})$ – теплота фазового перехода; β_p – коэффициент массоотдачи от парогазовой смеси к поверхности пленки конденсата.

По первому способу методики устанавливали вид критериального уравнения 1, составляющие которого находили по нижеприведенной системе уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} Nu_d = \frac{\beta_p \cdot l}{D_p}; \\ Ar = \frac{g \cdot l^3 \cdot (\rho_{sm,pov} - \rho_{sm,o})}{\nu_{sm,o}^2 \cdot \rho_{sm,o}}; \\ \varepsilon_{g,o} = \frac{p_{g,o}}{p_{sm}}; \\ \Pi g = \frac{p_{p,o} - p_{p,pov}}{p_{sm}}, \end{array} \right. \quad (5)$$

где l – определяющий геометрический размер поверхности конденсации; D_p – коэффициент диффузии; $\rho_{sm,o}$, $\rho_{sm,pov}$ – соответственно плотность парогазовой смеси у поверхности конденсации и в основной массе; g – ускорение свободного падения.

Коэффициент массоотдачи β_p в определении числа Нуссельта находили по формуле:

$$\beta_p = \frac{j}{p_{p,o} - p_{p,pov}}, \quad (6)$$

где $j = \frac{Q}{F \cdot r}$ – плотность потока массы (пара).

Экспериментальное определение температуры пара на границе раздела фаз «пленка конденсата – газ» $t_{p,pov}$ задача затруднительная. Поэтому использовали итерационный метод вычислений, используя уравнение Ньютона-Рихмана:

$$\alpha = \frac{Q}{F \cdot (t_{p,pov} - t_s)}, \quad (7)$$

где α – коэффициент теплоотдачи при конденсации чистого пара; Q – количество теплоты, передаваемое через стенку варочной емкости; F – площадь теплопередающей поверхности рабочей камеры аппарата; t_s – средневзвешенная температура поверхности варочной емкости со стороны рубашечного пространства.

Для определения коэффициента теплоотдачи при конденсации чистого пара на поверхности варочной емкости аппарата использовали уравнение для пищеварочных котлов вида:

$$\alpha = 0,77 \cdot \varepsilon'_t \cdot \sqrt[4]{\frac{\rho^2 \cdot r \cdot g \cdot \lambda^3}{\mu \cdot d \cdot (t_{p,pov} - t_s)}}, \quad (8)$$

где λ , μ , ρ – соответственно, коэффициенты теплопроводности, динамической вязкости и плотность конденсата; ε'_t – универсальная поправка, учитывающая влияние зависимости физических свойств конденсата от температуры, определяемая по уравнению:

$$\varepsilon'_t = \left(\frac{Pr_n}{Pr_s} \right)^{0,25}, \quad (9)$$

Число Прандтля Pr в числителе и знаменателе уравнения 9 выбирали соответственно по температуре насыщения и по температуре стенки рабочей камеры аппарата.

Физические свойства конденсатной пленки в уравнении 8 принимали по средней температуре пленки конденсата $t = \frac{t_{p,pov} + t_s}{2}$ и находили совместное решение уравнений 7 и 8.

Коэффициент диффузии D_p , входящий в определение числа Nu_d , относили к

градиенту парциального давления пара и рассчитывали по следующему уравнению:

$$D_p = \frac{D}{R_p \cdot T_{p,o}}, \quad (10)$$

где D – концентрационная диффузия водяного пара в воздух; R_p – газовая постоянная водяного пара; $T_{p,o}$ – абсолютная температура пара в основной массе парогазовой смеси, получаемая опытным путем.

При массоотдаче результирующий перенос вещества путем молекулярной диффузии является следствием концентрационной диффузии, термической диффузии и бародиффузии. Для условий массоотдачи в рубашечной полости варочных аппаратов два последних вида переноса пренебрежимо малы в сравнении с первым. Поэтому в расчет числа Nu_d вводили только концентрационную диффузию, определяемую по общеизвестной зависимости:

$$D = D_o \cdot \frac{P_o}{P_{sm}} \cdot \left(\frac{T_{n,o}}{T_0} \right)^n, \quad (11)$$

где D_o , P_o , T_o – соответственно, коэффициент диффузии, давление и температура при нормальных физических условиях.

Значения величин D_o и n в численном виде принимали в соответствии с общими рекомендациями [25].

Плотность парогазовой смеси на границе раздела фаз «газ – пленка конденсата» $\rho_{sm,pov}$ и основной массы смеси $\rho_{sm,o}$ определяли по формулам:

$$\rho_{sm,pov} = \frac{P_{sm}}{R_n \cdot T_{p,pov}} \cdot (1 + 0,61 \cdot \varepsilon_{pov}); \quad (12)$$

$$\rho_{sm,o} = \frac{P_{sm}}{R_p \cdot T_{p,o}} \cdot (1 + 0,61 \cdot \varepsilon_o), \quad (13)$$

где $T_{p,pov} = (t_{p,pov} + 273)$ – абсолютная температура пара на границе раздела фаз;

$\varepsilon_{pov} = \frac{P_{pov}}{P_{sm}}$ – долевая концентрация

неконденсирующегося газа на границе раздела фаз.

Парциальное давление неконденсирующегося газа в основной массе

смеси p_o и на границе раздела фаз P_{pov} находили по общеизвестному закону Дальтона:

$$P_{sm} = P_p + P_g \cdot \quad (14)$$

Коэффициент кинематической вязкости основной массы парогазовой смеси $\nu_{см,о}$ определяли из соотношения:

$$\nu_{см,о} = \frac{\mu_{см,о}}{\rho_{см,о}}, \quad (15)$$

где $\mu_{см,о}$ – коэффициент динамической вязкости смеси.

Величину $\mu_{см,о}$ рассчитывали по следующей формуле:

$$\mu_{см,о} = \frac{\mu_p \cdot (1 - \varepsilon_{g,o}) + 1,61 \cdot \mu_g \cdot \varepsilon_{g,o}}{1 + 0,61 \cdot \varepsilon_{g,o}}, \quad (16)$$

где μ_p , μ_g – соответственно, коэффициент динамической вязкости пара и воздуха, выбираемые по температуре $t_{p,o}$.

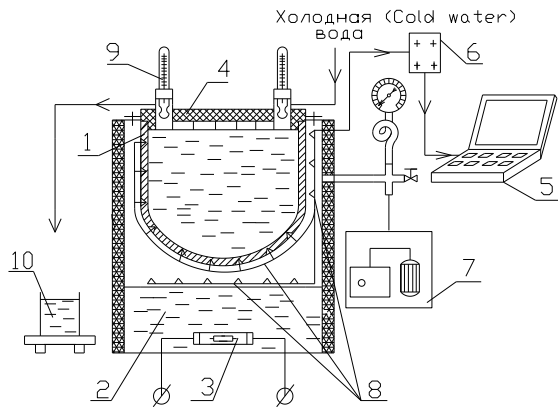
С помощью второго способа методики получали эмпирическую зависимость 2, позволяющую проводить в практических задачах экспресс оценку влияния неконденсирующихся газов на процесс конденсации пара в варочных аппаратах с рубашкой. При этом суммарный коэффициент теплоотдачи от парогазовой смеси к стенке рабочей камеры аппарата рассчитывали по уравнению Ньютона-Рихмана вида 7:

Экспериментальные исследования процесса тепло- и массоотдачи при конденсации пара в рубашке аппарата базировались на методе стационарного теплового потока.

Решение поставленной задачи по нахождению вида уравнений 1 и 2 выполняли на экспериментальной установке, принципиальная схема которой представлена на рисунке 1.

Основой стенда являлся универсальный варочный аппарат с рубашкой со сменными варочными сосудами 1 различной емкости 0,02 м³ (экспериментальный аппарат), 0,04 м³ (промышленный аппарат) и 0,06 м³ (промышленный аппарат), обогреваемыми

насыщенным водяным паром. К днищу рубашечного пространства прикреплялся парогенератор 2 с трубчатыми нагревательными элементами 3, в котором осуществлялась выработка греющего пара в кольцевую полость аппарата. Для



1 – варочный сосуд; 2 – парогенератор с рубашкой; 3 – источник теплоты; 4 – калориметр; 5 – комплекс измерения температуры; 6 – контроллер; 7 – система откачки воздуха; 8 – термопары; 9 – термометр; 10 – весы

Рис. 1. Схема экспериментальной установки.
Fig. 1. Scheme of experimental setup (1 - cooking vessel; 2 - jacketed steam generator; 3 - heat source; 4 - calorimeter; 5 - temperature measurement complex; 6 - controller; 7 - air exhaust system; 8 - thermocouples; 9 - thermometer; 10 - scales).

Температура холодной воды, поступающей в калориметр, поддерживалась постоянной. Измерение массового расхода воды через калориметр проводили с помощью весов 10. Фиксация температуры воды на входе и выходе из калориметра производилась при помощи термометров 9. Измерение температуры парогазовой смеси и поверхности конденсации производилось системой термометрии, состоящей из хромель-копелевых термопар 8 и цифрового комплекса 5 с контроллером 6.

Трубчатые электронагреватели 3 подключались к электроснабжению при помощи электрической схемы с приборами, позволяющей регулировать тепловую мощность аппарата. Система откачивания количества воздуха 7 из кольцевой рубашки позволяла изменять долевую концентрацию парогазовой смеси в опытах. Давление в рубашечной полости измеряли с помощью манометра.

Измерения проводили при различной подводимой тепловой мощности в

определения количества теплоты, передаваемой при конденсации пара, в экспериментальной установке предусматривался калориметр 4 с системой подачи холодного водоснабжения.

зависимости от вместимости варочного сосуда. Тепловой поток, передаваемый через стенку варочной емкости и снимаемый калориметром, определяли по формуле:

$$Q = G_v \cdot C_{pv} \cdot (t_{v2} - t_{v1}), \quad (18)$$

где G_v – массовый расход воды через калориметр; C_{pv} – удельная теплоемкость воды при постоянном давлении; t_{v1} , t_{v2} – температура воды, поступающей в калориметр и выходящей из него.

II. РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

Полученные в результате проведенных экспериментов данные по первому способу методики исследования процесса конденсации в условиях неконденсирующихся газов на различных поверхностях варочных сосудов обобщали зависимостью вида:

$$\frac{Nu_d \cdot \text{Пг}}{Ar^{0,25}} = f\left(\frac{\varepsilon_o}{\text{Пг}}\right). \quad (19)$$

Как и в работе [25], показатель степени у критерия Ar был принят 0,25.

Графическое представление опытных данных в логарифмической системе координат показало, что все семейство точек укладываются около прямой линии с относительной ошибкой не более 5 %, что не превышает погрешность опытов, рис. 2.

В результате математической обработки экспериментальных данных для процесса массообмена была получена критериальная зависимость вида 1:

$$Nu_d = 0,48 \cdot Ar^{0,25} \cdot \varepsilon_o^{-0,6} \cdot \text{Пг}^{-0,4}. \quad (20)$$

Как видно, показатели степени у ε_o и Пг и экспериментальная константа в полученном уравнении 20 для цилиндрических варочных сосудов значительно отличаются от значений работы [25], соответствующей плоской

поверхности конденсации. Для комплексной оценки влияния неконденсирующихся газов на процесс теплоотдачи при конденсации по второму способу проводили исследования с использованием зависимости 2 в виде степенной функции. Экспериментальные данные были представлены в логарифмической системе координат (ε_o –

долевая концентрация), см. рисунок 3. Как видно из рисунка 3 опытные данные можно разбить на два участка.

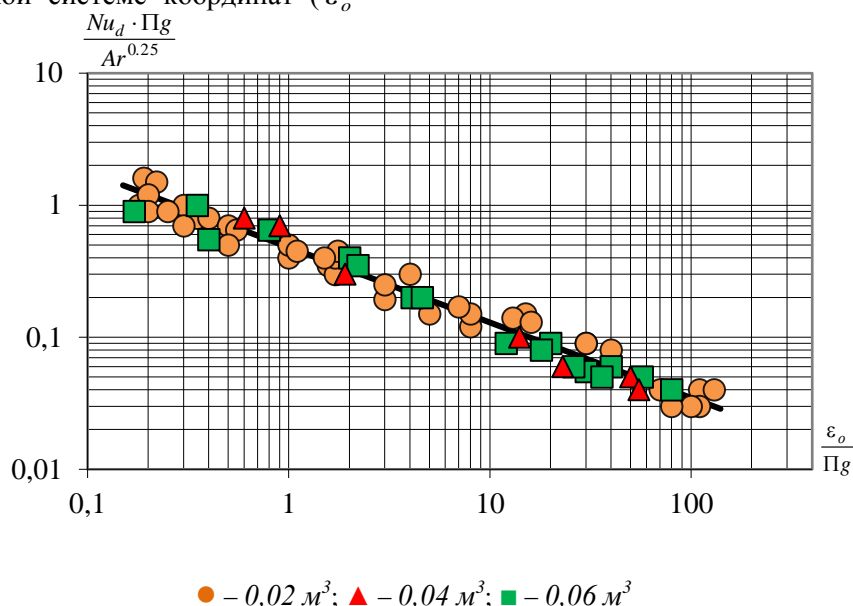


Рис. 2. Массоотдача при конденсации пара в присутствии неконденсирующихся газов на наружной поверхности рабочих камер аппаратов с рубашкой.

Fig. 2. Mass transfer processes in the course of film vapor condensation in the presence of non-condensable gases on the surface of jacket heat exchangers (● – 0,02 m³; ▲ – 0,04 m³; ■ – 0,06 m³).

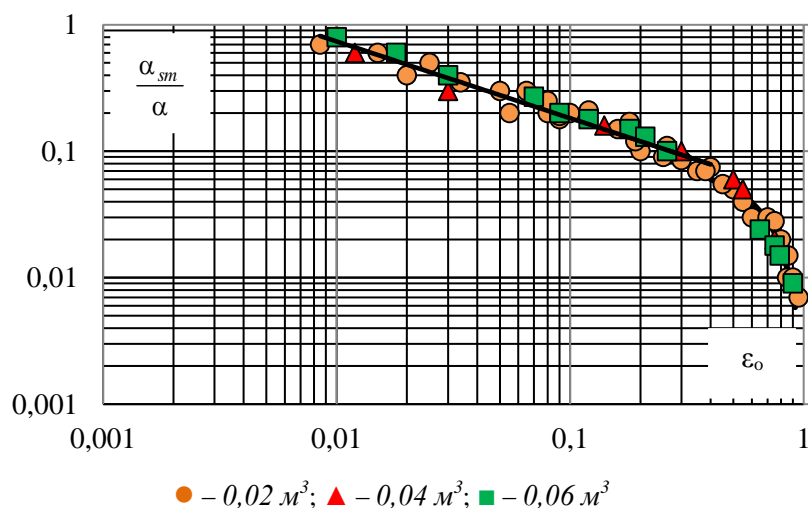


Рис.3. Изменение интенсивности теплоотдачи при конденсации пара в присутствии неконденсирующихся газов.

Fig. 3. The change in the intensity of heat transfer during condensation of steam in the presence of non-condensable gases (● – 0,02 m³; ▲ – 0,04 m³; ■ – 0,06 m³).

Анализ результатов экспериментов для первого участка, соответствующему изменению концентрации газа от 0,8 % до 40 %, позволяет получить зависимость со средним квадратичным отклонением 6% от аппроксимирующей кривой:

$$\alpha_{sm} = \alpha \cdot 0,045 \cdot \varepsilon_0^{-0,6}, \quad (21)$$

для второго участка при концентрации газа от 40 % до 95 % со средним отклонением 8% от аппроксимирующей кривой:

$$\alpha_{sm} = \alpha \cdot (0,102 - 0,104 \cdot \varepsilon). \quad (22)$$

Следует заметить, что представленные на рисунке 3 кривые имеют явно выраженный переход при концентрации неконденсирующихся газов 40 % в рубашке исследуемых аппаратов. По-видимому, резкая смена характера изменения коэффициента

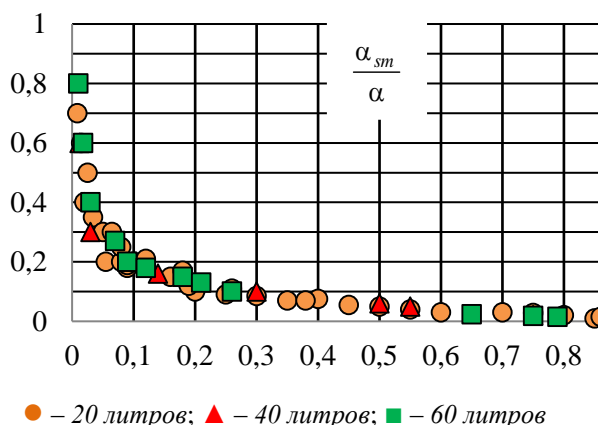


Рис.4. Влияние концентрации неконденсирующихся газов на интенсивность теплоотдачи в варочных котлах.

Fig. 4. Influence of non-condensable gases on the process of heat transfer in the jacket cavity
 (● – 0,02 m³; ▲ – 0,04 m³; ■ – 0,06 m³)

III. ВЫВОДЫ И ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, представленные в работе результаты исследований, показывают негативное влияние неконденсирующихся газов на процесс тепло- и массоотдачи в рубашечной полости варочных котлов.

Проведена количественная оценка влияния концентрации газа на величину коэффициента теплоотдачи от парогазовой смеси к поверхности варочных сосудов

теплоотдачи от парогазовой смеси к поверхности конденсации в зависимости от концентрации газов связана с тем, что после достижения концентрации воздуха в рубашке выше 40 % происходит его выталкивание в верхнюю часть рубашечной полости. Большая часть поверхности варочного сосуда освобождается от присутствия неконденсирующейся фазы, отрицательно влияющей на тепло- и массообмен, что приводит к интенсификации коэффициента теплоотдачи к поверхности конденсации.

Наглядное изображение, представленное на рисунке 4, отчетливо демонстрирует негативное влияние концентрации неконденсирующихся газов на процесс теплоотдачи в рубашечной полости варочных аппаратов.

различной номинальной вместимости. Приведено эмпирическое уравнение для расчета коэффициента теплоотдачи при конденсации пара из парогазовой смеси в кольцевой рубашке котлов в зависимости от концентрации газа. Получено критериальное уравнение для определения коэффициента массоотдачи γ_{sm} концентрационной диффузии пара, в ε_0 юй мере отражающее физическую картину процесса конденсации и позволяющее проводить теплотехнические расчеты варочных аппаратов с рубашкой. Проектирование рубашечных теплообменников с использованием полученного критериального и эмпирического уравнения позволяет разрабатывать или совершенствовать варочные котлы с улучшенными показателями энергоэффективности, с оптимальным временем разогрева и отвечающим заданной технологии тепловой обработки продуктов. Проведенные исследования позволяют проводить оценку тепловых затрат при удалении газовой смеси из рубашечной полости в режиме разогрева варочных аппаратов на этапе проектирования, обоснованно устанавливать автоматические средства герметизации рубашки, уменьшая теплопотери с выбросом пара в атмосферу.

Литература (References)

- [1] Botov M.I., Davydov D.M., Korolyova E.I., Povyshenie ekonomicheskoy effektivnosti rubashechnykh tekhnologicheskikh apparatov za schyot snizheniya metalloyomkosti i energoyomkosti [Improving the economic efficiency of shirt technological devices by reducing metal consumption and energy intensity]. *Vestnik Rossiyskogo ekonomicheskogo universiteta im. G.V. Plekhanova*, 2018, no. 2 (98), pp. 100–104 (In Russian).
- [2] JianHuanga, JunxiaZhanga, LiWang Review of vapor condensation heat and mass transfer in the presence of non-condensable gas. *Applied Thermal Engineering*, Volume 89, 5 October 2015, Pages 469-484.
- [3] YI Qiuji, TIAN Maocheng, FANG Da CFD simulation of air-system condensation on an isothermal vertical plate. *International journal of heat and technology*, 2015, vol. 33, no.1, p. 25-31.
- [4] G.H.Tang, H.W.Hu, Z.N.Zhuang, W.Q.Tao, Film condensation heat transfer on a horizontal tube in presence of a noncondensable gas. *Applied Thermal Engineering*, Volume 36, April 2012, Pages 414-425
- [5] Jun-DeLi, CFD simulation of water vapour condensation in the presence of non-condensable gas in vertical cylindrical condensers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 57, Issue 2, February 2013, Pages 708-721
- [6] G.H.Tang, H.W.Hu, Z.N.Zhuang, W.Q.Tao Film condensation heat transfer on a horizontal tube in presence of a noncondensable gas. *Applied Thermal Engineering*. Volume 36, April 2012, Pages 414-425
- [7] Vyskocil L., Schmid J., Macek J., CFD simulation of air-steam flow with condensation. *Nuclear Engineering and Design* (2014) 147-157.
- [8] Omkar Patil, R. S. Maurya. Film Condensation Behaviour of Steam on Isothermal Walls in Presence of Non-Condensable Gases – A Numerical Investigation. *International Journal of Computational Engineering Research*, 2015, vol. 6, no.5, p. 2250–3005.
- [9] Rahul D. Mathurkar, Dr. S. M. Lawankar Review on steam condensation heat transfer coefficient in vertical mini diameter tube. *International Research Journal of Engineering and Technology* (2016). vol. 4, no.4, 2017. p. 705–710.
- [10] A. Fouda, M.G. Wasel, A.M. Hamed, El-Shafei B. Zeidan, H.F. Elattar Investigation of the condensation process of moist air around horizontal pipe *International Journal of Thermal Sciences* 90 (2015) 38-52
- [11] Kwon-Yeong Lee and Moo Hwan Kim Steam Condensation in the Presence of a Noncondensable Gas in a Horizontal Tube. *Evaporation, Condensation and Heat transfer* (2011) 153–168.
- [12] JiqiangSu, ZhongningSun, GuangmingFan, MingDing, Experimental study of the effect of non-condensable gases on steam condensation over a vertical tube external surface. *Nuclear Engineering and Design*. Volume 262, September 2013, Pages 201-208
- [13] Gianfranco Caruso, Damiano Vitale Di Maio, Heat and mass transfer analogy applied to condensation in the presence of noncondensable gases inside inclined tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Volume 68, January 2014, Pages 401-414
- [14] XiaominWu, FuqiangChu, YuZhu, QianyuLi, Vapor free convection film condensation heat transfer in the presence of non-condensable gases with smaller molecular weights than the vapor. *Applied Thermal Engineering*. Volume 130, 5 February 2018, Pages 1611-1618
- [15] Shengjun Zhang, Xu Cheng, Feng Shen, Condensation Heat Transfer with Non-Condensable Gas on a Vertical Tube. *Energy and Power Engineering* (2018), 10, 25-34.
- [16] Gianfranco Caruso, Damiano Vitale Di Maio, Antonio Naviglio, Condensation heat transfer coefficient with noncondensable gases inside near horizontal tubes. *Desalination*, Volume 309, 15 January 2013, Pages 247-253.
- [17] L.I. Cheng, L.I. Junming, Laminar forced convection heat and mass Transfer of humid air across a vertical plate with condensation, *Chin. J. Chem. Eng.* 19 (6) (2011) 944–954.
- [18] Wilson Terrell Jr., Ty A. Newell, Experimental techniques for determining heat and mass transfer due to condensation of humid air in cooled, open cavities, *Appl. Therm. Eng.* 27 (2007) 1574–1584.

- [19] Kryuchkov D.A., Grigoryan L.G., Lesukhin M.S., *Izuchenie massootdachi v gazovoy faze pri kondensatsii parov v prisutstvi nekondensiruemogo komponenta* [The study of mass transfer in the gas phase during vapor condensation in the presence of non-condensable component]. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo tekhnologicheskogo universiteta. Seriya tekhnicheskie nauki*, 2017, no.1 (53), pp. 103–108 (In Russian).
- [20] Merouani, L., et al., Numerical Modelling of Convective Vapour Condensation with Non-Condensable Gases between Two Coaxial Vertical Cylinders, *The Canadian Journal of Chemical Engineering*. 91 (2013), 9, pp.1597-1607.
- [21] Jan Havlík, Tomáš Dlouhý, Effect of flow velocity on the process of air-steam condensation in a vertical tube condenser. *EPJ Web of Conferences* 180, 02033 (2018).
- [22] Chaoyang Zhanga, Ping Chenga, W.J.Minkowycz, Lattice Boltzmann simulation of forced condensation flow on a horizontal cold surface in the presence of a non-condensable gas. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 115, Part B, December 2017, Pages 500-512.
- [23] H.F.Gu, Q.Chen, H.J.Wang, H.Q.Zhang, Condensation of a hydrocarbon in the presence of a non-condensable gas: Heat and mass transfer. *Applied Thermal Engineering*, Volume 91, 5 December 2015, Pages 938-945
- [24] Yoshio Utaka, Marangoni Condensation Heat Transfer. *Heat Transfer - Theoretical Analysis, Experimental Investigations and Industrial Systems*. (2011), 28, pp. 327-350.
- [25] Shikhalev S.V., Minukhin L.A., Reshetnikov I.F., *Protsessy teplo- i massootdachi pri kondensatsii para na gorizonta'noy ploskoy poverkhnosti apparatahov s rubashkoi* [Heat and mass transfer processes in condensing steam from the steam-gas mixture on the horizontal flat surface in jacketed apparatus]. *Tekhnika i tekhnologiya pishchevykh proizvodstv*, 2014, no.3, pp.103-107(In Russian).

Сведения об авторах.



Решетников Игорь Филиппович, к.т.н., доцент. Область научных интересов: тепло- и массообменные процессы в аппаратах пищевой промышленности
E-mail: rifil09@yandex.ru



Тихонов Сергей Леонидович, д.т.н., профессор, Уральский государственный экономический университет. Область научных интересов: технологии пищевых производств
E-mail: tihonov75@bk.ru



Шихалев Сергей Валерьевич, к.т.н., доцент кафедры пищевой инженерии Уральский государственный экономический университет. Область научных интересов: тепло- и массообменные процессы
E-mail: sershih@rambler.ru