УДК 532.52:542.63

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛО- И МАССОПЕРЕНОСА ПРИ АБСОРБЦИИ В БИНАРНЫХ ДВУХФАЗНЫХ СИСТЕМАХ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ В ТЕПЛОВЫХ НАСОСАХ

Н. И. Григорьева, В. Е. Накоряков

Институт теплофизики им. С. С. Кутателадзе СО РАН, 630090 Новосибирск

Представлены результаты моделирования взаимосвязанных процессов тепло- и массопереноса при абсорбции на пакетах труб. Приведены теоретические модели пленочной абсорбции, а также сравнение расчетов с экспериментальными результатами по абсорбции водяного пара раствором бромистого лития на вертикальной трубе. Для расчета процессов переноса при абсорбции на горизонтальных трубах обоснована возможность использования решений на начальном тепловом участке и участке с линейным профилем температуры. Приведен пример расчета многоходового абсорбера.

В последнее время в различных отраслях промышленности, особенно в энергетике, широко используются абсорбционные тепловые преобразователи (тепловые насосы и холодильные машины). Это связано, с одной стороны, с удорожанием энергоресурсов, с другой — со способностью таких преобразователей использовать бросовое тепло различных технологических процессов, а также тепло естественных источников с невысокой температурой (солнечных батарей, геотермальных источников) для теплоснабжения или охлаждения помещений.

Основной составной частью абсорбционного теплового преобразователя является абсорбер, в котором процесс поглощения (абсорбции) пара осуществляется жидким раствором, стекающим по охлаждаемым поверхностям, или на предварительно охлажденных струях и каплях раствора. Наиболее распространенными являются пленочные абсорберы с вертикальными рядами горизонтальных труб, охлаждаемых движущейся внутри них жидкостью.

Двухфазные бинарные системы, которые используются в абсорберах тепловых насосов и холодильных машин, отличаются тем, что процесс абсорбции в них происходит с выделением значительного количества тепла. Примером такой системы является система, в которой жидкой фазой является водный раствор бромистого лития, а газовой фазой — водяной пар. Очевидно, что для описания таких систем непригодны модели изотермической диффузии и модели конвективного теплообмена без диффузии.

Абсорбция в системах с тепловыделением близка к обычной конденсации, к тому же конструкции пленочных абсорберов и конденсаторов почти не отличаются. Практически все результаты по пленочной конденсации сравниваются с известными формулами Нуссельта, описывающими теплообмен при ламинарной пленочной конденсации чистого насыщенного пара на вертикальной поверхности. Эти простые формулы являются эталонными и используются в расчетах конденсаторов наряду с другими эмпирическими и полуэмпирическими зависимостями, так как решение Нуссельта до сих пор остается единственным аналитическим решением в области теплообмена при конденсации, а имеющиеся в литературе численные решения неудобны для анализа процесса и инженерных расчетов.

Задача о пленочной абсорбции на вертикальной поверхности в предположениях, близких к предположениям в задаче Нуссельта, но в которой процессы переноса тепла и вещества рассматриваются как взаимосвязанные, сформулирована и решена аналитически в работах [1, 2]. Там же получены точные решения в виде рядов при постоянной толщине пленки и равномерном по сечению пленки профиле скорости, а также автомодельные решения на начальном участке. Аналогичные точные решения в рядах получены в [3] для параболического профиля скорости. Для начального участка и участка с линейным профилем температуры в [4, 5] получены аналитические решения с переменной толщиной пленки. Строго говоря, эти решения справедливы только для малых концентраций абсорбируемого вещества в растворе. Дальнейшие усовершенствования модели неизотермической абсорбции, в том числе для соизмеримых концентраций абсорбируемого вещества и абсорбента, не позволяли получить аналитические решения. Численные результаты на основе таких моделей получены в работах [6–8].

В настоящей работе для анализа процессов тепло- и массопереноса при абсорбции на пакетах горизонтальных труб используются только аналитические решения.

Пленочная абсорбция существенно отличается от обычной пленочной конденсации, поскольку жидкая фаза двухкомпонентная и равновесная температура на поверхности пленки (температура насыщения) определяется не только давлением, но и концентрацией растворенного вещества. В этом случае процессы переноса тепла и массы в пленке раствора взаимосвязаны и при абсорбции пара пленкой раствора, стекающей по вертикальной поверхности, могут быть описаны системой уравнений теплопроводности и диффузии с соответствующими условиями на входе и стенке

$$u\,\frac{\partial T}{\partial x} = a\,\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}, \qquad u\,\frac{\partial C}{\partial x} = D\,\frac{\partial^2 C}{\partial y^2},$$

$$T = T_0, \quad C = C_0, \quad \delta = \delta_0 \quad \text{при} \quad x = 0, \qquad \frac{\partial C}{\partial y} = 0, \quad T(x,0) = T_w \quad \text{при} \quad y = 0$$

и сопряженными условиями на межфазной границе при $y = \delta(x)$

$$C_i = k_1 - k_2 T_i; \tag{1}$$

$$-\lambda\,\frac{\partial T}{\partial y} = r_a\rho\Big(u\,\frac{d\delta}{dx} - V\Big) = 3r_a\rho\langle u\rangle\,\frac{d\delta}{dx}, \quad \langle u\rangle = \frac{g\delta^2}{3\nu}; \tag{2}$$

$$\rho\Big(u\,\frac{d\delta}{dx} - V\Big) = -\frac{\rho D}{1-C}\,\frac{\partial C}{\partial y}. \tag{3}$$

Здесь T — температура; C — массовая концентрация воды в растворе; x — координата вдоль пленки; y — поперечная координата; δ — толщина пленки; a — коэффициент температуропроводности; D — коэффициент диффузии; λ — теплопроводность; ρ — плотность раствора; ν — кинематическая вязкость раствора; u — продольная составляющая скорости; V — поперечная составляющая скорости; r_a — удельная теплота абсорбции; индекс 0 соответствует параметрам на входе, w — на стенке, i — на межфазной поверхности.

Условие (1) является простейшим условием равновесия системы раствор — пар, справедливым, в частности, для системы водный раствор бромистого лития — водяной пар в интервалах температур и концентраций, характерных для тепловых насосов и холодильных машин. Коэффициенты k_1 и k_2 определяются давлением пара. Равенства (2), (3) представляют собой баланс энергии и равенство плотностей потоков массы на поверхности пленки в предположении, что все тепло абсорбции выделяется на границе раздела фаз и расходуется только на нагревание раствора. Выражение для потока массы (3) является следствием закона Фика для случая, когда один из компонентов раствора не расходуется и не поступает в раствор (см. [9]). В рассматриваемом случае таким компонентом является бромистый литий. Поскольку в абсорберах тепловых насосов и холодильных машин

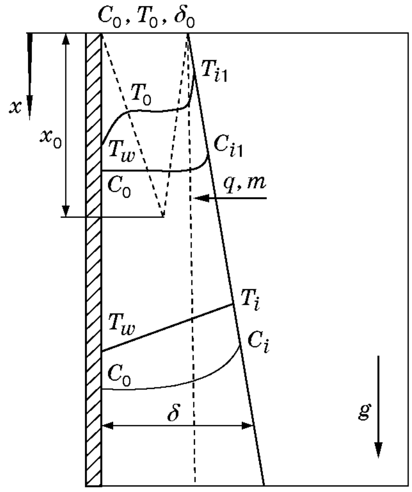

Рис. 1. Схема задачи

используется раствор с соизмеримыми концентрациями бромистого лития и воды, а изменение концентрации воды происходит в небольшом интервале (менее 10 %), выражение для плотности потока массы можно упростить, заменив его приближенным

$$m = \rho\Big(u\,\frac{d\delta}{dx} - V\Big) = -\frac{\rho D}{1 - C_0}\,\frac{\partial C}{\partial y}.$$

Толщина пленки, входящая в уравнения и граничные условия, неизвестна.

В работах [1–3] получены точные решения сформулированной задачи в предположении постоянства толщины пленки. Эти результаты позволили выявить некоторые особенности процесса абсорбции в условиях работы бромисто-литиевых аппаратов. Показано, что существует два характерных участка: начальный участок формирования тепловых слоев у стенки и поверхности пленки и участок с линейным по толщине пленки профилем температуры. На начальном участке равновесные значения температуры и концентрации на поверхности пленки постоянны, а за его пределами меняются вдоль пленки, оставаясь равными их значениям на линии равновесия. Кроме того, на обоих участках изменение концентрации происходит внутри тонкого слоя вблизи поверхности пленки (так как число Льюиса $\mathrm{Le} = D/a \ll 1$). В [1–3] показано также, что выбор профиля скорости (параболического или ступенчатого) слабо влияет на решение.

Предположение о постоянстве толщины пленки строго никогда не выполняется. Это приводит к некоторым противоречиям в модели и ограничивает область применения полученных решений. В [4, 5] задача о пленочной абсорбции с учетом изменения объема жидкой фазы, т. е. с переменной толщиной пленки, решается для начального участка и участка с линейным профилем температуры. Для простоты задача решена при равномерном распределении скорости ($u = 1{,}5\langle u\rangle$) внутри теплового слоя, формирующегося у поверхности пленки, на начальном участке и внутри диффузионного слоя по всей длине пленки. Внутри теплового слоя, формирующегося у стенки, в пределах начального участка используется линейный профиль скорости. Таким образом, полупараболический профиль скорости заменен кусочно-линейным. Схема такой задачи представлена на рис. 1.

В переменных ξ_1, η внутри теплового и диффузионного слоев вблизи поверхности пленки на начальном участке $x \leqslant x_0$ (рис. 1) справедливы автомодельные решения с постоянными равновесными значениями температуры и концентрации на границе раздела фаз

$$\theta = \theta_{i1}\Big[1 - \operatorname{erf}\Big(\frac{\sqrt{3}\eta}{2\sqrt{2\xi_1}}\Big)\Big], \qquad \gamma = \gamma_{i1}\Big[1 - \operatorname{erf}\Big(\frac{\sqrt{3}\eta}{2\sqrt{2\,\mathrm{Le}\,\xi_1}}\Big)\Big].$$

Здесь $\theta_{i1} = (T_{i1} - T_0)/(T_e - T_0) = K_{\mathrm{a}}\sqrt{\mathrm{Le}}/(1 + K_{\mathrm{a}}\sqrt{\mathrm{Le}})$; $\gamma_{i1} = (C_{i1} - C_0)/(C_e - C_0) =$

$1/(1+K_{\text{a}}\sqrt{\text{Le}})$; $\eta = 1 - y/\delta$; $\Delta = \delta/\delta_0$; $\xi = x/(\Pr\operatorname{Re}\delta_0)$; $\xi_1 = \displaystyle\int\limits_0^{\xi} \frac{dt}{\Delta^4}$; $\theta = (T - T_0)/(T_e - T_0)$; $\gamma = (C - C_0)/(C_e - C_0)$; $C_e = k_1 - k_2 T_0$; $C_0 = k_1 - k_2 T_e$; $\text{Le} = D/a$; $\Pr = \nu/a$; $\operatorname{Re} = \langle u\rangle_0 \delta_0/\nu$; $\langle u\rangle_0 = g\delta_0^2/(3\nu)$; $K_{\text{a}} = r_a(C_e - C_0)/(c_p(T_e - T_0)(1 - C_0))$; Le, Pr, Re — критерии Льюиса, Прандтля и Рейнольдса; K_{a} — абсорбционный аналог критерия фазового превращения; c_p — удельная теплоемкость; индекс e соответствует равновесным значениям. Условие (2) с учетом этих решений определяет толщину пленки. После перехода к обычной переменной ξ получено следующее выражение для обратной функции:

$$\xi(\Delta) = \frac{\Delta^4(4\ln\Delta - 1) + 1}{32A^2}, \qquad A = \frac{\sqrt{\text{Le}}(C_e - C_0)}{2\sqrt{\pi}\,(1 + K_{\text{a}}\sqrt{\text{Le}})}.$$

На участке с линейным профилем температуры равновесные значения температуры и концентрации, в отличие от начального участка, будут меняться вдоль поверхности пленки следующим образом:

$$\theta_{i2} = \frac{b\sqrt{\pi}}{\sqrt{p}}\,(1 - \operatorname{erf}\sqrt{p(\xi_1 - \xi_0)}\,)\exp{(p(\xi_1 - \xi_0))} - \theta_0, \qquad \gamma_{i2} = 1 - \theta_{i2}, \qquad \theta_0 = \frac{T_0 - T_w}{T_e - T_0},$$

$$\xi_0 = \frac{1}{\operatorname{Re}\Pr}\,\frac{x_0}{\delta_0}, \qquad p = \frac{1}{K_{\text{a}}^2\text{Le}}, \qquad b = \frac{K_{\text{a}}\sqrt{\text{Le}} + \theta_0(1 + K_{\text{a}}\sqrt{\text{Le}})}{\sqrt{\pi\,\text{Le}}\,(1 + K_{\text{a}}\sqrt{\text{Le}})K_{\text{a}}}.$$

На границе начального участка и участка с линейным профилем температуры ($\xi = \xi_0$) значения температуры и концентрации на поверхности пленки совпадают. Полное уравнение для оценки длины начального участка ξ_0 приведено в [4], а приближенно его можно заменить равенством $\xi_0 = 0{,}3$.

Толщина пленки на участке с линейным профилем температуры определяется уравнением

$$\Delta = \exp\Big\{\frac{C_e - C_0}{2K_{\text{a}}}\Big[\frac{b\sqrt{\pi}}{p\sqrt{p}}\,(\exp{[p(\xi_1 - \xi_0)]} - 1) - {} - \frac{b\sqrt{\pi}}{p}\Big(\frac{1}{\sqrt{p}}\operatorname{erf}\sqrt{p(\xi_1 - \xi_0)}\exp{[p(\xi_1 - \xi_0)]} - \frac{2(\xi_1 - \xi_0)}{\sqrt{\pi}}\Big)\Big]\Big\}.$$

Решение задачи с постоянной толщиной пленки является частным случаем полученных решений при $\Delta = 1$ ($\xi_1 = \xi$) и в то же время может служить первым приближением при решении уравнения для толщины пленки.

Расчеты показывают, что для системы водный раствор бромистого лития — водяной пар при работе тепловых насосов и холодильных машин на расстояниях, соизмеримых с полупериметром труб, происходит небольшое изменение толщины пленки. Поэтому в инженерных расчетах можно пользоваться простыми формулами для постоянной толщины пленки ($\delta = \delta_0$, $\Delta = 1$, $\xi_1 = \xi$).

На рис. 2 приведены результаты расчета средней по сечению пленки концентрации воды в растворе вдоль вертикальной поверхности в сравнении с экспериментальными данными [10]. Средние концентрации определялись численным интегрированием по толщине пленки профилей концентрации на начальном участке и участке с линейным профилем температуры.

Внутри теплового слоя вблизи стенки можно использовать известное решение уравнения теплопроводности с линейным распределением скорости по толщине пленки [9]

$$T = T_w + \frac{T_0 - T_w}{\Gamma(4/3)} \int\limits_0^{\eta_1} \exp{(-t^3)}\,dt,$$

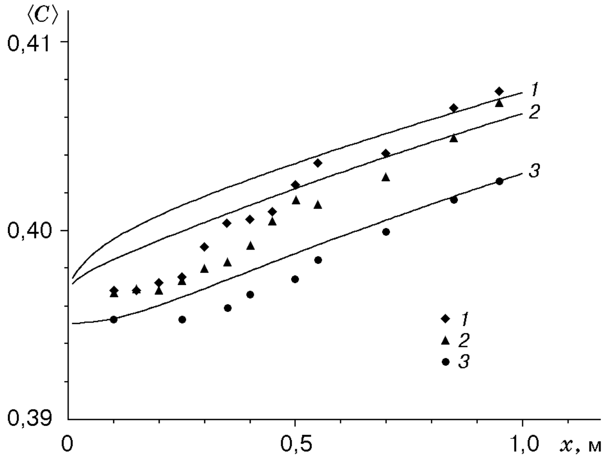

Рис. 2. Распределение средней концентрации воды в растворе бромистого лития по длине вертикальной трубы (Re = 69, $P = 0{,}96$ кПа, $T_w = 24$ °C):
линии — расчет, точки — эксперимент; *1* — $C_0 = 0{,}397$, $T_0 = 24$ °C; *2* — $C_0 = 0{,}397$, $T_0 = 33$ °C; *3* — $C_0 = 0{,}395$, $T_0 = 44{,}6$ °C

где $\Gamma(4/3) \simeq 0{,}893$ — гамма-функция; $\eta_1 = y(g\delta/(9\nu ax))^{1/3}$. Из этого решения следуют формулы для локальной и средней по длине пленки плотности теплового потока на стенке

$$q_{w1} = -\lambda\,\frac{\partial T}{\partial y} = \lambda\,\frac{T_w - T_0}{\Gamma(4/3)}\Big(\frac{g\delta}{9\nu ax}\Big)^{1/3},$$

$$\langle q\rangle_{w1} = \frac{1}{x_0}\int\limits_0^{x_0} q_{w1}\,dx = 1{,}165\,\frac{\lambda(T_w - T_0)}{\delta}\Big(\mathrm{Re}\,\mathrm{Pr}\,\frac{\delta}{x_0}\Big)^{1/3} = 1{,}165\,\frac{\lambda(T_w - T_0)}{\delta}\,\xi_0^{-1/3}.$$

На участке с линейным профилем температуры $\theta = \eta(\theta_i + \theta_0) - \theta_0$ плотность теплового потока определяется равновесной температурой на межфазной границе:

$$q_2 = -\lambda\,\frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\lambda(T_i - T_w)}{\delta} = \frac{\lambda(\theta_i + \theta_0)}{\delta}\,(T_e - T_0).$$

Вычисление средней по длине пленки плотности теплового потока на участке с линейным профилем температуры

$$\langle q\rangle_2 = \frac{1}{L - x_0}\int\limits_{x_0}^{L} q_2\,dx = \frac{\lambda(T_e - T_0)}{(L - x_0)\delta}\int\limits_{x_0}^{L}\theta_i\,dx + \frac{\theta_0(T_e - T_0)\lambda}{\delta} =$$

$$= \frac{\lambda(T_e - T_0)\,\mathrm{Re}\,\mathrm{Pr}}{L - x_0}\int\limits_{\xi_0}^{\xi_L}\theta_i\,d\xi + \frac{\lambda(T_0 - T_w)}{\delta}$$

сводится к интегрированию, которое можно выполнить аналитически:

$$I = \int\limits_{\xi_0}^{\xi_L}\theta_{i2}\,d\xi = \frac{b\sqrt{\pi}}{p\sqrt{p}}\{\exp[p(\xi_L - \xi_0)] - 1\} -$$

$$- \frac{b\sqrt{\pi}}{p}\bigg\{\frac{1}{\sqrt{p}}\exp[p(\xi_L - \xi_0)]\,\mathrm{erf}\sqrt{p(\xi_L - \xi_0)} - \frac{2\sqrt{\xi_L - \xi_0}}{\sqrt{\pi}}\bigg\} - \theta_0(\xi_L - \xi_0).$$

С помощью этого интеграла можно вычислить среднюю по длине температуру поверхности пленки на участке с линейным профилем температуры:

$$\langle T\rangle_{i2} = \frac{1}{L-x_0}\int\limits_{x_0}^{L} T_{i2}\,dx = \frac{1}{L-x_0}\int\limits_{x_0}^{L}[T_0+\theta_{i2}(T_e-T_0)]\,dx = T_0 + \frac{(T_e-T_0)\operatorname{Re}\operatorname{Pr}\delta}{L-x_0}\int\limits_{\xi_0}^{\xi_L}\theta_{i2}\,d\xi.$$

Плотность потока массы через поверхность пленки можно также вычислить для начального участка и участка с линейным профилем температуры. На начальном участке

$$m_{i1} = -\frac{\rho D}{1-C_0}\frac{\partial C}{\partial y} = \frac{\rho D(C_e-C_0)}{(1-C_0)\delta}\frac{\partial\gamma}{\partial\eta} = \frac{\sqrt{3}}{\sqrt{2\pi}}\frac{\rho D(C_e-C_0)}{(1-C_0)\delta}\gamma_i(\operatorname{Le}\xi)^{-1/2},$$

$$\langle m\rangle_{i1} = \frac{1}{x_0}\int\limits_{0}^{x_0} m_1\,dx = \frac{\sqrt{6}}{\sqrt{\pi\operatorname{Le}}}\frac{\rho D(C_e-C_0)}{(1-C_0)\delta}\gamma_i\xi_0^{-1/2}.$$

Так как на поверхности пленки плотности потоков массы и тепла связаны соотношением (2), то на начальном участке справедливы равенства $q_{i1} = r_a m_{i1}$, $\langle q\rangle_{i1} = r_a\langle m\rangle_{i1}$, а на участке с линейным профилем температуры — $m_{i2} = q_2/r_a$, $\langle m\rangle_{i2} = \langle q\rangle_2/r_a$.

Полученные решения можно использовать для расчета характеристик тепло- и массопереноса при абсорбции на одиночной трубе, а также на пакете труб, считая, что на каждой трубе имеются начальный участок и участок с линейным профилем температуры. Оценки показывают, что длина начального участка может составлять $(1/3 \div 1/2)\pi R$, где R — радиус трубы. Для пакета труб расчет необходимо вести последовательно, начиная с верхней трубы и переходя к расположенной ниже с начальными параметрами T_0, C_0, рассчитанными как средние по толщине пленки на выходе с вышерасположенной трубы.

В настоящей работе для расчета тепло- и массопереноса при абсорбции на пакете труб предлагается две схемы. В первой схеме предполагается, что в межтрубном пространстве абсорбция отсутствует, а расчет тепло- и массопереноса на каждой трубе ведется с использованием формул для начального участка и участка с линейным профилем температуры с последующим осреднением характеристик тепло- и массопереноса по полупериметру трубы:

$$\langle q\rangle_w = \frac{\langle q\rangle_{w1}\xi_0 + \langle q\rangle_2(\xi_L-\xi_0)}{\xi_L}, \qquad \xi_L = \frac{1}{\operatorname{Re}\operatorname{Pr}}\frac{\pi R}{\delta},$$

$$\langle m\rangle_i = \frac{\langle m\rangle_{i1}\xi_0 + \langle m\rangle_{i2}(\xi_L-\xi_0)}{\xi_L}, \qquad \langle T\rangle_i = \frac{\langle T\rangle_{i1}\xi_0 + \langle T\rangle_{i2}(\xi_L-\xi_0)}{\xi_L}.$$

Вторая схема основана на предположении, что в межтрубном пространстве происходит интенсивный процесс абсорбции на струях и каплях в адиабатических условиях с достижением равновесного состояния на малых расстояниях. В этом случае на нижерасположенную трубу раствор поступает насыщенным. Поэтому на каждой нижерасположенной трубе пакета раствор сначала охлаждается, а затем начинается абсорбция. Это предположение подтверждается аналогией процессов конденсации и абсорбции и результатами измерения температуры в межтрубном пространстве при конденсации на пакете труб [11]. Однако в отличие от конденсации, для которой температура насыщения в межтрубном пространстве определяется только давлением, в случае абсорбции равновесные значения температуры и концентрации при заданном полном давлении заранее неизвестны. Диаграммы равновесия раствор — пар определяют только их взаимосвязь. Для определения равновесных значений предлагается использовать асимптотические формулы, полученные на основе точных решений задач о тепло- и массопереносе при абсорбции на пленке

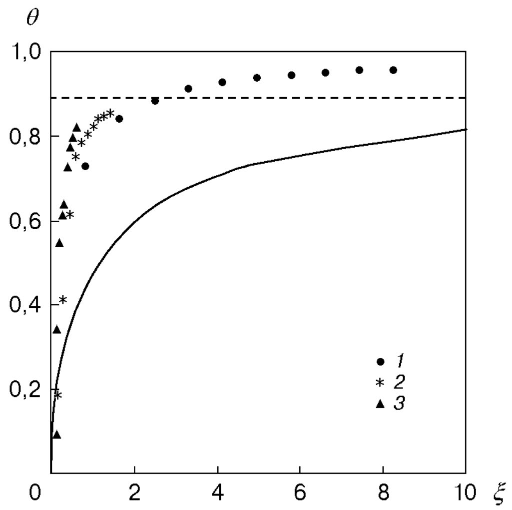

Рис. 3. Распределение средней по сечению пленки температуры вдоль вертикальной поверхности ($P = 0{,}96$ кПа, $\mathrm{Le} = 0{,}014$, $K_\mathrm{a} = 7{,}6$): сплошная линия — расчет [1], штриховая — асимптотическое значение θ; *1* — $\mathrm{Re} = 12$, *2* — $\mathrm{Re} = 44$, *3* — $\mathrm{Re} = 94$

с адиабатическим условием на стенке и адиабатических струях [12]: $\theta = K_\mathrm{a}/(1 + K_\mathrm{a})$, $\gamma = 1/(1 + K_\mathrm{a})$.

Из результатов сравнения точных решений [1] с экспериментальными данными по абсорбции водяного пара водным раствором бромистого лития на неохлаждаемой вертикальной трубе (адиабатическое условие на стенке) [13], представленных на рис. 3, следует, что предельное (асимптотическое) значение равновесной температуры раствора на больших расстояниях от входа предсказано достаточно точно приведенной выше простой формулой. Однако в эксперименте предельное значение θ достигается на расстояниях, существенно меньших расчетных. Это косвенно подтверждает гипотезу о быстром насыщении раствора в межтрубном пространстве.

Следует отметить, что реальные абсорберы, как правило, являются многоходовыми, т. е. охлаждающая вода в трубах проходит последовательно через несколько труб, образующих вертикально расположенный пакет. Наиболее эффективной считается подача охлаждающей воды из нижерасположенных труб пакета в вышерасположенные. В этом случае температура охлаждающей воды в трубах, а следовательно, и температура стенки на каждой трубе определяются процессами переноса как на вышерасположенных, так и на нижерасположенных трубах пакета. Поэтому в расчетах аппаратов с таким способом подачи охлаждающей воды необходимы две итерационные процедуры с использованием коэффициента теплопередачи K:

$$K = \Big(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}\,\frac{d_1}{d_2} + \frac{d_1}{2\lambda_w}\,\ln\frac{d_1}{d_2} + R_s\Big)^{-1}, \qquad \alpha_1 = \frac{\langle q\rangle_w}{\langle T\rangle - T_w}.$$

Здесь α_1 — коэффициент теплоотдачи пленки; d_1, d_2 — наружный и внутренний диаметры труб; R_s — термическое сопротивление загрязнения. При вычислении коэффициента теплоотдачи внутри труб α_2 используются эмпирические формулы, соответствующие различным режимам течения [14].

На рис. 4 приведен пример расчета характеристик тепло- и массопереноса при абсорбции водяного пара раствором бромистого лития для одного вертикального ряда, состоящего из двадцати горизонтальных труб, разделенных на секции по пять труб. Охлаждающая вода подается в нижнюю секцию с одинаковой для каждой из пяти труб скоростью и температурой, после прохождения через которую перемешивается и поступает в вышерасположенную секцию.

Предложенная методика позволяет вычислить характеристики тепло- и массопереноса на каждой трубе пакета (температуру и концентрацию раствора, плотности тепловых

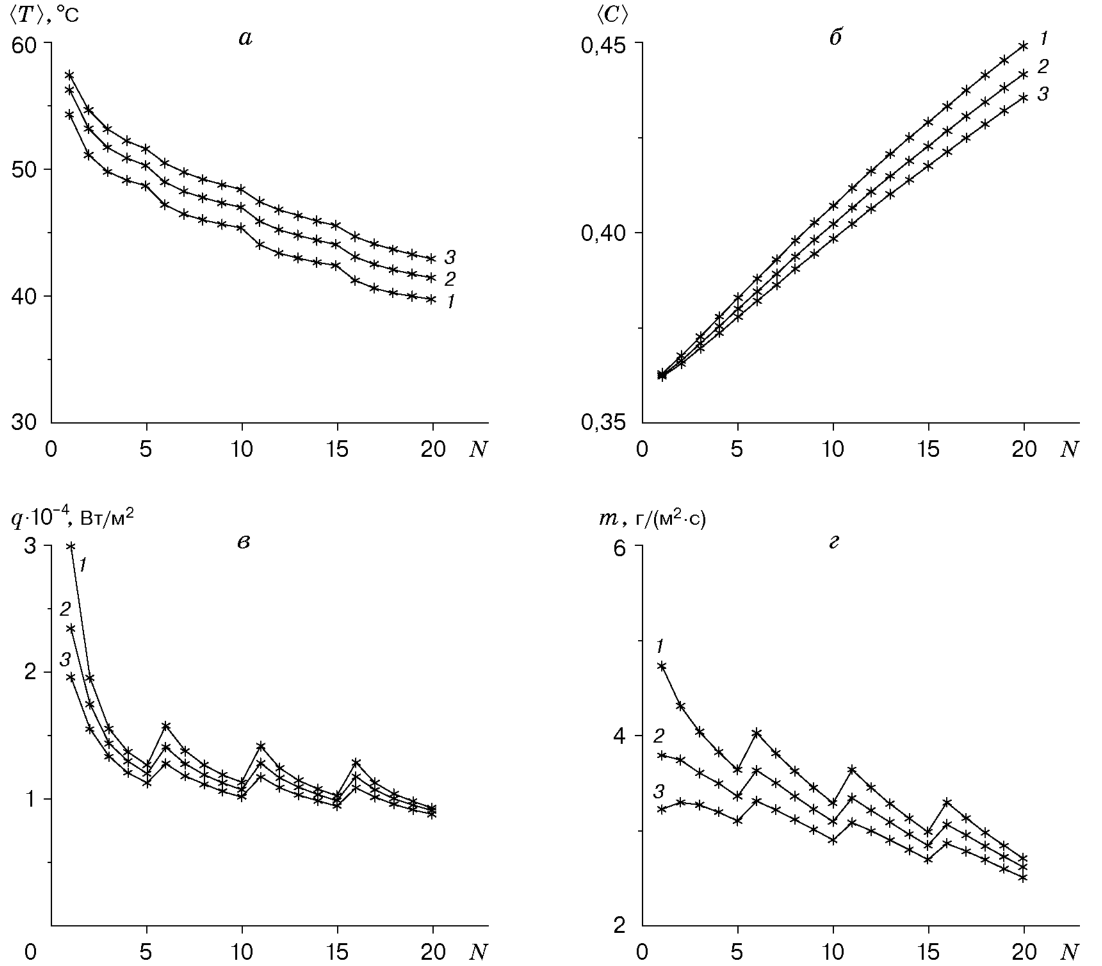

Рис. 4. Характеристики тепло- и массопереноса при абсорбции на пакете труб (N — номер трубы):

а — средняя температура раствора; *б* — средняя концентрация раствора; *в* — плотность теплового потока; *г* — плотность потока массы; *1* — $R_s = 0$; *2* — $1/R_s = 5000$ Вт/(м$^2 \cdot$ К); *3* — $1/R_s = 2500$ Вт/(м$^2 \cdot$ К)

потоков на стенке и поверхности пленки, плотность потока массы на границе раздела фаз и т. д.) и найти оптимальные параметры при проектировании абсорберов тепловых насосов и холодильных машин.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Григорьева Н. И., Накоряков В. Е.** Точное решение задачи о совместном тепломассопереносе при пленочной абсорбции // Инж.-физ. журн. 1977. Т. 33, № 5. С. 893–896.
2. **Накоряков В. Е., Григорьева Н. И.** Расчет тепломассообмена при неизотермической абсорбции на начальном участке стекающей пленки // Теорет. основы хим. технологии. 1980. Т. 14, № 4. С. 483–488.
3. **Grossman G.** Simultaneous heat and mass transfer in film absorption under laminar flow // Intern. J. Heat Mass Transfer. 1983. V. 26, N 3. P. 357–371.
4. **Nakoryakov V. E., Grigoryeva N. I.** Film absorption and Nusselt problem // Russ. J. Engng Thermophys. 1994. V. 4. P. 5–17.

5. **Накоряков В. Е., Григорьева Н. И.** Тепломассообмен при пленочной абсорбции с изменением объема жидкой фазы // Теорет. основы хим. технологии. 1995. Т. 29, № 3. С. 242–248.
6. **van der Wekken B. J. C., Wassenaar R. H.** Simultaneous heat and mass transfer accompanying absorption in laminar flow over a cooled wall // Intern. J. Refrigeration. 1988. V. 11. P. 70–77.
7. **Andberg J. W., Vliet G. C.** Absorption of vapor into liquid films flowing over cooled horizontal tubes // Proc. of the Thermal engng joint conf., Honolulu, Hawaii, March 22–27, 1987. Honolulu, 1987. V. 2. P. 533–541.
8. **Brauner N.** Non-isotermal vapour absorption into falling film // Intern. J. Heat Mass Transfer. 1991. V. 34, N 3. P. 767–784.
9. **Берд Р., Стьюарт В., Лайтфут Е.** Явления переноса. М.: Химия, 1974.
10. **Бурдуков А. П., Дорохов А. Р., Огуречников Л. А.** Методы расчета процессов абсорбции в тепломассообменных аппаратах. Новосибирск, 1993. (Препр. / СО РАН. Ин-т теплофизики; № 270).
11. **Кутателадзе С. С., Гогонин И. И., Сосунов В. И.** Экспериментальное исследование теплообмена при конденсации неподвижного пара на пакете гладких горизонтальных труб // Теорет. основы хим. технологии. 1979. Т. 13, № 5. С. 716–720.
12. **Накоряков В. Е., Григорьева Н. И., Потатуркина Л. В.** Анализ точных решений задач тепломассопереноса при абсорбции на пленках и струях // Теорет. основы хим. технологии. 1997. Т. 31, № 2. С. 141–148.
13. **Бурдуков А. П., Буфетов Н. С., Дорохов А. Р.** Абсорбция на стекающей по адиабатической стенке пленки жидкости // Изв. СО АН СССР. Сер. техн. наук. 1981. Вып. 1, № 3. С. 13–16.
14. **Справочник** по теплообменникам. М.: Энергоатомиздат, 1987. Т. 1.

Поступила в редакцию 29/III 2000 г.