

## ОБ ОДНОМ ПОДХОДЕ К РАСЧЕТУ ПАРАМЕТРОВ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ЧЕРЕЗ СТЕНКУ ПРИ НАЛИЧИИ КОНДЕНСИРУЮЩЕГОСЯ ПАРА

А.И. Мошинский, П.Г. Ганин, А.В. Маркова, Л.Н. Рубцова, В.В. Сорокин

Александр Иванович Мошинский, Павел Георгиевич Ганин \*, Алла Валентиновна Маркова, Лариса Николаевна Рубцова, Владислав Валерьевич Сорокин

Кафедра процессов и аппаратов химической технологии, Санкт-Петербургская государственная химико-фармацевтическая академия, ул. Проф. Попова, 14, Санкт-Петербург, Российская Федерация, 197376  
E-mail: alex-moshinskij@yandex.ru, ganin-pavel@rambler.ru\*, alla.markova@pharminnotech.com, larisapns@mail.ru, spcpa@outlook.com

*Темой статьи является изучение работы теплообменников. Главной целью работы было усовершенствовать стандартную методику расчета типичного теплообменника на основе апробированных в инженерной практике зависимостей. Отмеченная методика излагается в учебной литературе для химиков-технологов и входит в учебный процесс подготовки инженеров. На основе практических рекомендаций, изложенных в литературе, рабочие формулы процесса берутся в приближенном виде. Далее вычисляется поправка, которая, как показывают расчеты, приводит, вместе с первоначальным приближением, к практически точному удовлетворению исходных уравнений. Это целесообразно потому, что традиционные уравнения теплопередачи имеют не очень высокую точность, которая определяется обработкой многочисленных экспериментов. Эти эксперименты достаточно грубые. Целесообразно, чтобы точность анализа соответствовала бы точности модели. Это обстоятельство и обосновывает необходимость упрощения моделей (использование различных рекомендаций, основанных на опыте эксплуатации оборудования и т.п.). В то же время желательно так упростить уравнение математической модели, чтобы было возможным вычисление поправки, т.е. уточнение решения. Под уточнением понимается все более точное удовлетворение исходным уравнениям математической модели. В этом направлении можно использовать различные варианты методов возмущений. Поиск аналитических решений усложняет то обстоятельство, что уравнения математической модели переноса энергии в теплообменнике являются нелинейными. Рассматривается трехслойная задача теплопереноса в стационарном режиме. Первый слой – это пространство теплообменника, в котором происходит фазовый переход (конденсация пара первого теплоносителя). Второй слой – это пространство теплообменника, где происходит конвективное перемещение второго теплоносителя без фазового перехода. Третий слой – разделяющая теплоносители стенка, оказывающая определённое сопротивление процессу теплопередачи. В результате анализа упрощённой модели удалось получить аналитическое решение проблемы с такой точностью, что вычисленная поправка оказалась незначительной. Т.е. поправку нецелесообразно принимать во внимание. Найденное решение удалось практически точно аппроксимировать простой аналитической зависимостью.*

**Ключевые слова:** теплообменник, конденсация, теплообмен

## ABOUT ONE APPROACH TO CALCULATION OF PARAMETERS OF HEAT TRANSFER THROUGH WALL IN PRESENCE OF CONDENSING VAPOR

A.I. Moshinskiy, P.G. Ganin, A. V. Markova, L.N. Rubtsova, V.V. Sorokin

Aleksandr I. Moshinskiy, Pavel G. Ganin\*, Alla V. Markova, Larisa N. Rubtsova, Vladislav V. Sorokin

Department of Processes and Apparatuses of Chemical Technology. Saint-Petersburg State Chemical-Pharmaceutical Academy, Prof. Popov st., 14, Saint-Petersburg, 197376, Russia

E-mail: alex-moshinskij@yandex.ru, ganin-pavel@rambler.ru\*, alla.markova@pharminnotech.com, laris-apns@mail.ru, spcpa@outlook.com

*The article is dedicated to the study of heat exchangers operation. The main goal of the work was to improve a standard method for calculating a typical heat exchanger based on dependencies approved in engineering practice. The noted technique is presented in educational literature for chemical engineers and it is included in the educational process for the training of engineers. On the basis of practical recommendations stated in literature the working formulas of the process are taken in approximate form. Further, a correction is calculated, which, as calculations show, leads (together with the initial approximation) to an almost exact satisfaction of the initial equations. It is expedient because traditional equations of a heat transfer have not really high precision, which is determined by the processing of numerous experiments. These experiments are rather rough. It is reasonable that the accuracy of the analysis has to be consistent with the model accuracy. This factor justifies the need to simplify the models (use of various recommendations based on the experience of equipment operation, etc.). At the same time, it is desirable to simplify the mathematical model equation so that it is possible to calculate the corrections, i.e. to clarify the solution. We clarify the equation solution meaning more and more exact satisfaction with the initial equation of the mathematical model. In this direction, various variants of perturbation methods can be used. The search for analytical solutions is complicated by the fact that the equations of the mathematical model of energy transfer in a heat exchanger are nonlinear. The three-layer heat transfer problem in a stationary mode is considered. The first layer is the space of the heat exchanger where a phase transition (first heat transfer agent vapor condensation) occurs. The second layer is the space of the heat exchanger where convective movement of the second heat transfer agent takes place without phase transition. The third layer is a wall separating the heat transfer agent providing some resistance to the heat transfer process. As a result of the simplified model analysis, it became possible to obtain an analytical solution to the problem with such accuracy that the calculated correction turned out to be insignificant i.e. the correction is not appropriate to take into account. The solution found was almost exactly approximated by a simple analytic dependence.*

**Keywords:** heat exchanger, condensation, heat transfer

### Для цитирования:

Мошинский А.И., Ганин П.Г., Маркова А.В., Рубцова Л.Н., Сорокин В.В. Об одном подходе к расчету параметров теплопередачи через стенку при наличии конденсирующегося пара. *Изв. вузов. Химия и хим. технология.* 2018. Т. 61. Вып. 8. С. 89–95

### For citation:

Moshinskiy A.I., Ganin P.G., Markova A.V., Rubtsova L.N., Sorokin V.V. About one approach to calculation of parameters of heat transfer through wall in presence of condensing vapor. *Izv. Vyssh. Uchebn. Zaved. Khim. Khim. Tekhnol.* 2018. V. 61. N 8. P. 89–95

### ВВЕДЕНИЕ

При расчете теплообменной аппаратуры возникают достаточно сложные нелинейные уравнения, аналитические решения которых, как правило, невозможны. Поэтому на практике используют различные варианты итерационных (приближенных) методов [1-12] для решения отмеченной

задачи, часто с применением ЭВМ. Овладение подобного рода методами входит в учебную программу подготовки студентов ряда специальностей химико-технологического профиля.

В предложенном сообщении будет проанализирована одна из задач данного типа, когда решение задачи удастся получить в аналитиче-

ском виде. Более того, полученное решение может быть использовано для решения более сложных задач теплопередачи, но в известном смысле близких к нашей, если использовать хорошо разработанные методы теории возмущений [13]. Точнее наше решение будет базироваться на традиционно рекомендуемых упрощениях, от которых можно будет впоследствии отказаться, вычислив поправку к решению, учитывающую более точные уравнения.

### ПОСТАНОВКА И АНАЛИЗ ЗАДАЧИ

Решается обычная задача теплопередачи через относительно тонкую стенку цилиндрической формы, где теплоотдача с одной стороны осложнена наличием конденсирующейся пленки жидкости, и это осложнение учитывается подходом Нуссельта. С одной стороны стенки (область 1, рис. 1) происходит конденсация пара с образованием стекающей пленки жидкости (первый теплоноситель). С другой (область 2, рис. 1) – нагревание второго теплоносителя, который течет с определенной скоростью без изменения агрегатного состояния.

Схема теплообмена представлена на рис. 1. Число Рейнольдса  $Re$  будем считать таким, что для числа Нуссельта в области 2 можно использовать зависимость [14]

$$Nu = 0,021 \cdot \varepsilon_t \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot (Pr/Pr_w)^{0,5}, \quad (1)$$

где  $\varepsilon_t$  – поправочный коэффициент;  $Pr$  – критерий Прандтля при средней температуре второго носителя;  $Pr_w$  – критерий Прандтля для второго теплоносителя при температуре стенки со стороны второго носителя  $t_{w2}$ .

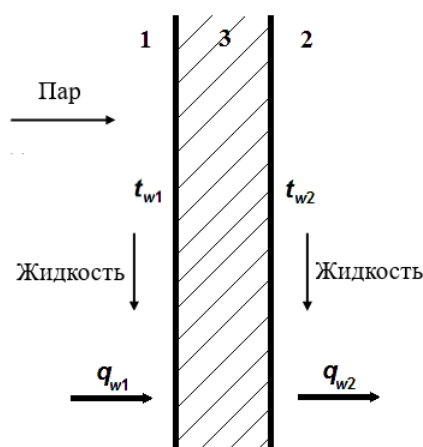


Рис. 1. Схема теплообменного процесса: 1 – конденсирующийся теплоноситель; 2 – текущий теплоноситель; 3 – стенка теплообменника

Fig. 1. The scheme of heat exchange process: 1 – the condensing heat carrier; 2 – the current coolant; 3 – the wall of the heat exchanger

В первом приближении расчет выполним, учитывая рекомендации [14], позволяющие считать  $\varepsilon_t = 1$ ,  $(Pr/Pr_w)^{1/4} = 1$  (для нагреваемых жидкостей). Далее вычислим поправку к этому приближению (определим значение  $Pr/Pr_w$ ) и оценим ее влияние на результат расчета. Принятые упрощения (рекомендации) приводят к простой формуле для коэффициента теплоотдачи  $\alpha_2$  со стороны текущего теплоносителя к стенке

$$\alpha_2 = Nu \cdot \lambda_2 / d, \quad (2)$$

где  $d$  – наружный диаметр трубок;  $\lambda_2$  – коэффициент теплопроводности второго теплоносителя при определяемой температуре. Формула (2) следует из определения числа Нуссельта.

Стенка с учетом загрязнений с двух сторон оказывает постоянное сопротивление тепловому потоку ( $R = const$ ), где  $R$  – коэффициент термического сопротивления (обратная величина коэффициента теплопередачи). Коэффициент теплоотдачи со стороны стенки к стекающей конденсирующейся пленке определяется выражением [14]

$$\alpha_1 = A / (t_k - t_{w1})^{0,25}, \quad A = 1,28 \cdot \varepsilon \cdot \varepsilon_r \cdot (\lambda^3 \cdot \rho^2 \cdot r / \mu \cdot d)^{0,25}, \quad (3)$$

где  $t_k$  – температура конденсации первого теплоносителя;  $t_{w1}$  – температура стенки со стороны первого теплоносителя;  $\varepsilon_t$  и  $\varepsilon_r$  – поправочные коэффициенты, учитывающие влияние числа труб по вертикали [14];  $\lambda$  – теплопроводность стенки труб;  $\rho$  – плотность жидкости;  $r$  – теплота фазового перехода;  $\mu$  – коэффициент динамической вязкости жидкости;  $d$  – наружный диаметр трубы. Параметры  $\lambda$ ,  $r$ ,  $\rho$ ,  $\mu$  определяются при температуре конденсации. Зависимость (3) является усовершенствованной формулой Нуссельта. Формула Нуссельта, как известно [11], описывает массообмен при конденсации паров на движущуюся пленку жидкости.

Следует заметить, что как для вертикально расположенных труб теплообменника (оси труб параллельны вектору силы тяжести), так и для горизонтального расположения, формулы для расчета коэффициента теплоотдачи имеют аналогичную структуру. Поэтому сходным образом можно рассчитывать любой вариант. Здесь представлен пример расчета горизонтального теплообменника.

Как показывает практический опыт [11], влияние температуры поверхности стенки на значение коэффициента теплоотдачи особенно существенным оказывается при кипении и конденсации теплоносителя.

Теоретический вывод формул типа (3) опирается на теорию конденсации на плоской верти-

кальной (вдоль поля тяжести) поверхности Нуссельта [11]. При конденсации жидкости на вертикальных цилиндрических трубах расчетные формулы усложняются. Результат представлен в работе [15]. Однако, когда толщина стенки много меньше радиуса трубы, результаты расчета близки к «плоскому» варианту. Соответствующие поправки приведены в [15].

После работы Нуссельта массоперенос в движущихся пленках интенсивно развивался. Представление о результатах и проблемах этого направления исследований можно получить, например, в работе [16].

Плотность теплового потока, проходящего через стенку трубки теплообменника, определяется выражением

$$q_{w3} = (t_{w1} - t_{w2})/R \quad (4)$$

Поверхностная плотность теплового потока от первого теплоносителя к стенке такова

$$q_{w1} = \alpha_1 \cdot (t_k - t_{w1}) \quad (5)$$

Плотность теплового потока от стенки ко второму теплоносителю находится по формуле

$$q_{w2} = \alpha_2 \cdot (t_{w2} - t_2), \quad (6)$$

где  $t_2$  – известная средняя температура второго теплоносителя.

По закону сохранения энергии в стационарной ситуации:  $q_{w1} = q_{w2} = q_{w3}$ . С учетом сохранения плотности теплового потока через стенку, приравнявая выражения (4) – (6) и используя зависимость (3), приходим к системе двух уравнений с двумя неизвестными

$$B(t_{w2})(t_{w2} - t_2) = A(t_k - t_{w1})^{3/4} = (t_{w1} - t_{w2})/R, \quad (7)$$

где  $B(t_{w2}) = \alpha_2$ . Искомыми переменными являются температуры стенки с двух сторон (внутренней и наружной) металлической трубы  $t_{w1}$  и  $t_{w2}$ .

Температура конденсации первого теплоносителя также известна. Поскольку в первом приближении  $Pr = Pr_w$ , значение функции  $B$ , согласно (1), будет постоянным  $B = B_1$ . Введя безразмерные переменные

$Y = (t_k - t_{w1})/(t_k - t_2)$ ,  $X = A(1 + B_1R)/[B_1(t_k - t_2)^{0,25}]$ , (8) придем к следующему уравнению для определения величины  $Y$ , а значит, и неизвестного значения  $t_{w1}$  ( $Y$  можно считать безразмерной температурой  $t_{w1}$ )

$$X \cdot Y^{3/4} = 1 - Y, \quad (9)$$

поскольку величина  $X$  известна, так же, как все параметры (кроме  $t_{w1}$ ) в выражении для  $Y$ . Удобным упрощением расчёта является то, что ряд параметров, определяющих процесс вошёл в один безразмерный комплекс  $X$ . Обозначение  $Y$  является типичным при анализе теплопереноса и выражает, в «известном смысле», безразмерную температуру.

После решения уравнения (9) температура стенки со стороны второго теплоносителя определяется при помощи уравнений системы (7) в виде

$$t_{w2} = \frac{t_{w1} + RB_1 t_2}{1 + RB_1} \quad (10)$$

Знаменатель в выражении для  $Y$  в (8):  $(t_k - t_2)$  представляет собой движущую силу процесса, тогда как параметр  $X$  в (8) можно назвать критерием подобия рассматриваемой задачи теплообмена.

Из уравнения (9) можно легко получить разложения решения  $Y(X)$  при малых  $X$  ( $X \rightarrow 0$ )

$$Y = 1 - X + 3X^2/4, \quad (11)$$

и при больших значениях  $X$  ( $X \rightarrow \infty$ )

$$Y = X^{-4/3} - 4X^{-8/3}/3 + 2X^{-4}. \quad (12)$$

Можно получить и другие разложения решения уравнения (9), в частности бесконечный ряд по степеням  $X$ , дополняющий зависимость (11):

$$Y = 1 - X + 4 \sum_{n=2}^{\infty} \frac{(-1)^n X^n}{4^n n!} G_n,$$

$$G_n = 3n(3n - 4)(3n - 8) \dots [3n - 4(n - 2)].$$

Данный ряд построен при помощи метода множителей Лагранжа [17]. В произведении  $G_n$  всего  $(n-1)$  сомножителей. Радиус сходимости этого ряда равен  $4/3^{3/4} \approx 1,755$ .

График функции  $Y(X)$  представлен на рис. 2 (кривая 1). Здесь же приведены графики функций (11) и (12). Видим, что простое выражение (11) хорошо аппроксимирует точное решение при  $X \leq 0,5$ . Формула (12) пригодна для расчетов при  $X \geq 2,5$ , в том числе и за «рамками» рис. 2.

**Пример расчета.** В качестве примера рассмотрим теплопередачу при конденсации бензола. Вторым теплоносителем является вода. Значения параметров, рассчитанные при помощи справочных данных работы [14], таковы:  $A = 2545,7$  Вт/м·К<sup>3/4</sup>,  $B_1 = 2057$  Вт/м<sup>2</sup>·К,  $R = 6,29 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>·К/Вт. Температура конденсации бензола  $t_k = 80,2$  °С. Средняя температура воды принята  $t_2 = 35$  °С.

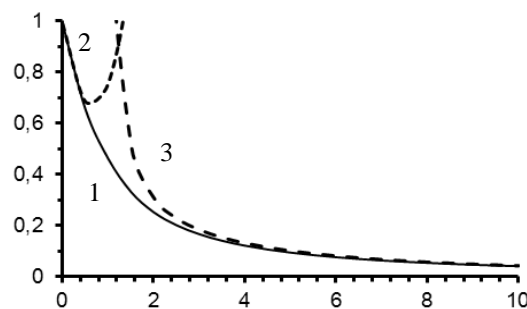


Рис. 2. Графики функции  $Y(X)$ . 1 – точное решение (9); 2 – зависимость (11); 3 – формула (12)

Fig. 2. Graphs of the function  $Y(X)$ . 1 – the exact solution (9); 2 – dependence (11); 3 – formula (12)

Подставляя данные значения в формулы для расчета  $X$ , получаем  $X = 1,095$ . По графику находим  $Y = 0,42$ . Далее находим температуру стенки со стороны бензола при помощи первой формулы (8), получаем  $t_{w1} = t_{w11} = 61$  °С. Температура стенки со стороны воды определяется по зависимости (10):  $t_{w2} = t_{w21} = 46,3$  °С.

**Аналитическое решение уравнения (9).** Решение задачи первого приближения (9) можно свести к алгебраическому уравнению четвертой степени, которое, как известно [18], допускает аналитическое решение в радикалах. Для отмеченного сведения можно выполнить следующую замену искомой переменной:  $Y = Z^4$ . Имеем

$$Z^4 + X \cdot Z^3 - 1 = 0. \quad (13)$$

Действуя по стандартному алгоритму [18], решение этого уравнения удобно, для упрощения записи, представить через промежуточные функции  $t(X)$  и  $P(t)$  в виде  $Y(X) = P[t(X)]$  после перехода к функции  $Y(X)$

$$P(t) = 3 \left[ \sqrt{\text{sh}(t)} + \sqrt{\sqrt{3 + 4\text{sh}^2(t)} - \text{sh}(t)} \right]^4, \quad (14)$$

$$t(X) = \frac{1}{3} \ln \left( \frac{\sqrt{27}}{16} X^2 + \sqrt{1 + \frac{27X^4}{256}} \right).$$

Расчет по зависимостям (14) (и построение графика  $Y(X)$ ) естественно полностью совпал с графиком функции  $Y(X)$ , представленной на рис. 2 кривой  $I$ , которая была построена там как обратная функция:  $X = Y^{-3/4} - Y^{1/4}$ . Формулы (14) достаточно громоздки, поэтому для практического использования целесообразно иметь аппроксимационную зависимость, достаточно близкую к точному решению. Имеется процедура построения аппроксимационных соотношений, использующих асимптотические представления при малых и больших значениях аргумента (аппроксимация Паде [19]). Используя формулы (11, 12) и действуя по отмеченной методике, можно предложить приближенную зависимость ( $b$  – подгоночный параметр)

$$Y(X) = \frac{1 - X + bX^2}{1 + bX^{10/3}}, \quad b = 0,87. \quad (15)$$

Численная проверка показала, что хорошую аппроксимацию обеспечивает значение параметра  $b = 0,87$ . На рис. 2 эта функция не представлена, поскольку ее график практически везде совпадает с линией  $I$ . Метод аппроксимации, использованный при выводе формулы (15), применим для более сложных задач рассмотренного типа с целью построения инженерных формул простого вида.

Отказ от рекомендаций [14] сводится к расчету, когда в аналитическом решении используется уточненная с помощью первого приближения информация о температурах на стенках. Функция  $B$  при отказе от равенства  $Pr = Pr_w$  будет зависеть от температуры стенки согласно (1) по формуле

$$B(t) = B_1 [Pr(t_2)/Pr(t)]^{0,25}. \quad (16)$$

Для расчета числа Прандтля как функции температуры  $t$  (°С) для воды (для примера) на основании данных [14] можно предложить зависимость

$$Pr(t) = 12,509 - 0,347t + 4,285 \cdot 10^{-3}t^2 - 1,939 \cdot 10^{-5}t^3. \quad (17)$$

Второе (уточненное) приближение решения задачи строится так. Вычисляем по формуле (15) новое значение  $B(t_{w2}) = B_1 [Pr(t_2)/Pr(t_{w2})]^{0,25}$  и далее по второй зависимости (8) новое значение параметра  $X$ :

$$X = X2 = A[1/B(t_{w21}) + R]/(t_k - t_2)^{0,25}. \quad (18)$$

По новому значению  $X2$  определяем по графику рис. 2 или формулам (14) новое значение  $Y = Y2$ , а значит и температуру стенки со стороны первого теплоносителя  $t_{w2} = t_{w22}$  второго приближения. Завершает расчет определение температуры стенки со стороны второго теплоносителя второго приближения по соотношению (10):  $t_{w22} = [t_{w12} + B(t_{w21})R]/[1 + B(t_{w21})R]$ . На рис. 3 показаны результаты расчета, как первого, так и второго приближения.

#### РЕЗУЛЬТАТЫ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

Для рассмотренного выше примера имеем  $X2 = 1,065$ ,  $Y2 = 0,432$ ,  $t_{w12} = 60,67$  °С,  $t_{w22} = 45,79$  °С. Погрешность, отнесенная к движущей силе процесса  $(t_k - t_2)$  для температур теплоносителей на стенке, равна

$$\frac{t_{w21} - t_{w22}}{t_k - t_2} \cdot 100\% = 0,783\%$$

$$\frac{t_{w21} - t_{w22}}{t_k - t_2} \cdot 100\% = 1,232\% \quad (19)$$

Столь же незначительная погрешность наблюдалась и при выборе других параметров, определяющих процесс в широком диапазоне их изменения.

Таким образом, учитывая приближенный характер соотношений (1) и (3), для практических нужд достаточно использовать первое приближение, т.е. зависимости (8), (10), (14). Можно использовать и график решения уравнения (9), приведенный на рис. 2.

Рис. 3 – это маленький фрагмент квадратной области со стороной  $t_k - t_2 = 45,2$  °С (искомые температуры  $t_{w1}$  и  $t_{w2}$  могут находиться только в этой области) в системе координат  $t_{w1}, t_{w2}$ . Форму-



лы (19) показывают (при обращении к рис. 3), что процесс итерационного поиска решения происходит в малой области (в масштабе  $t_k - t_2$ ).

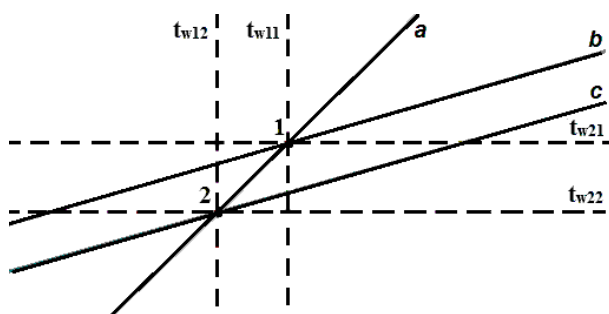


Рис. 3. Характерные линии, иллюстрирующие расчет  
Fig. 3. Characteristic lines illustrating the calculation

Линия  $a$  на рис. 3 является графиком функции  $t_{w2} = t_{w1} - RA(t_k - t_{w1})^{3/4}$ , соответственно линия  $b$  – график функции  $t_{w1} = t_{w2} + B_1R(t_{w2} - t_2)$ , а линия

$c$  соответствует функции  $t_{w1} = t_{w2} + B(t_{w2})R(t_{w2} - t_2)$ . На рис. 3 пересечение линий  $a$  и  $c$  дают точку 2, представляющую точное решение (это следует из формул (7)), пересечение линий  $a$  и  $b$  – решение первого приближения. Точка 1 на схеме представляет первое приближение. Точка 2 – уточненное решение. Видим, что второе приближение практически совпадает с точным решением.

#### ВЫВОДЫ

Проверка решений для ряда значений заданных температур и других параметров показывает, что для практических целей достаточно первого приближения, представленного зависимостями (8), (10), (14). Первое приближение можно заменить аппроксимационной формулой (15). Второе приближение практически полностью совпадает с точным решением.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Видин Ю.В., Иванов Д.И. Нестационарная теплопередача через цилиндрическую стенку. *Вестн. Воронеж. гос. техн. ун-та*. 2012. Т. 8. № 12-16. С. 99-100.
2. Видин Ю.В., Иванов Д.И. К расчету нестационарной теплопередачи через плоскую стенку. Сб. науч. тр. III Всерос. науч.-практ. конф. с междунар. уч. "Термофизические основы энергетических технологий". Томск: Изд-во Томск. политех. ун-та. 2012. С. 63-64.
3. Сулейманов Т.З. Исследование и расчет теплопередачи через плоскую многослойную стенку. Сб. ст. Междунар. науч.-практ. конф. «Научные механизмы решения проблем инновационного развития». Ч. 2. Уфа: ОМЕГА САЙНС. 2017. С. 83-85.
4. Брунеткин О., Максимов М., Максимова О., Зосимчук А. Разработка метода приближенного решения нестационарной задачи теплопередачи через плоскую стенку. *Вост.-Европ. журн. передовых технологий*. 2017. Т. 6. № 5 (90). С. 31-40.
5. Видин Ю.В., Иванов Д.И. Аналитический приближенный метод расчета нестационарной теплопередачи через цилиндрическую стенку. *Современ. наука: исслед., идеи, результ., технол.* 2012. № 2 (10). С. 260-263.
6. Мирошник Т.Г. Расчет теплопередачи через плоскую многослойную стенку. Сб. ст. междунар. науч.-практ. конф. «Научные исследования и разработки в эпоху глобализации». Пермь: НИЦ АЭТЕРНА. 2016. С. 135-137.
7. Гареева Д.Т., Лавров Н.А., Шереметьев С.С. Влияние осевой теплопроводности теплопередающей стенки в однопоточном теплообменном аппарате. *Деловой журн. Neftegaz.RU*. 2016. № 5-6. С. 86-88.
8. Борисов В.И., Березин М.А. Процессы и аппараты пищевых производств. Саранск: Красный Октябрь. 2013. 112 с.
9. Костюченков Н.В., Абдрахманов А.Б., Оразалиев Б.Т. К методике теплового расчета устройства теплообменника и пути интенсификации теплоотдачи. Сб. докл. Курган. гос. сельхоз. акад. им. Т.С. Мальцева «Безопасность жизнедеятельности: проблемы и решения – 2017». Курган: Изд-во Курганской ГСХА. 2017. С. 257-264.

#### REFERENCES

1. Vidin Yu.V., Ivanov D.I. Non-stationary heat transfer through a cylindrical wall. *Vestn. Voronezh. Gos. Tekhn. Un-ta*. 2012. V. 8. N 12-16. P. 99-100 (in Russian).
2. Vidin Yu.V., Ivanov D.I. To the calculation of non-stationary heat transfer through a flat wall. Collection of proceedings of the III All-Russian Scientific and Practical Conference with international participation "Thermophysical fundamentals of energy technologies". Tomsk: Ad. Tomsk Polytech. Universit. 2012. P. 63-64 (in Russian).
3. Suleymanov T.Z. Investigation and calculation of heat transfer through a flat multilayer wall. Collection of articles of the International Scientific and Practical Conference «Scientific mechanisms for solving problems of innovation development». P. 2. Ufa: OMEGA SAYNS. 2017. P. 83-85 (in Russian).
4. Brunetkin O., Maksimov M., Maksimova O., Zosymchuk A. The development of the method of approximate solution of the non-stationary heat transfer problem through a flat wall. *Vostochno-Evrop. Zhurn. Peredovykh Tekhnolog.* 2017. V. 6. N 5 (90). P. 31-40 (in Russian).
5. Vidin Yu.V., Ivanov D.I. Analytical approximate method for calculating non-stationary heat transfer through a cylindrical wall. *Sovrem. nauka: issled., idei, result., tekhnol.* 2012. N 2 (10). P. 260-263 (in Russian).
6. Miroshnik T.G. Calculation of heat transfer through a flat multilayer wall. Collection of articles of the international scientific-practical conference «Scientific research and development in the era of globalization». Perm: NIC AEHTERNA. 2016. P. 135-137 (in Russian).
7. Gareeva D.T., Lavrov N.A., Sheremet'ev S.S. Influence of the axial heat conductivity of the heat transfer wall in a single-flow heat exchanger. *Delovoiy Zhurn. Neftegaz.RU*. 2016. N 5-6. P. 86-88 (in Russian).
8. Borisov V.I., Berezin M.A. Processes and devices of food production. Saransk: Krasnyy Oktyabr'. 2013. 112 p. (in Russian).
9. Kostyuchenkov N.V., Abdrakhmanov A.B., Orazaliev B.T. To the method of heat calculation of the heat exchanger device and the way of intensification of heat transfer. Collection of reports Kurgan state agricultural. acad. them. T.S. Maltsev "Life Safety: Problems and Solutions - 2017". Kurgan: Ad. Kurgan State Agricultural Academy. 2017. P. 257-264 (in Russian).

10. **Логонов В.С., Озерова И.П.** Оценка нестационарной теплоотдачи при пленочной конденсации пара на вертикальной стенке. *Изв. Томск. политехн. ун-та*. 2003. Т. 306. № 6. С. 67-69.
11. **Фролов В.Ф.** Лекции по курсу «Процессы и аппараты химической технологии». СПб.: Химиздат. 2008. 608 с.
12. **Касаткин А.Г.** Основные процессы и аппараты химической технологии. М.: ООО ТИД «Альяна». 2004. 753 с.
13. **Найфэ А.Х.** Методы возмущений. М.: Мир. 1984. 535 с.
14. **Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А.** Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. М.: ООО «РусМедиаКонсалт». 2016. 610 с.
15. **Мошинский А.И.** Расчет теплового потока при конденсации жидкости на вертикальном цилиндре. *Журн. прикл. химии*. 1983. Т. 56. № 8. С. 1808-1811.
16. **Захаров М.К.** Гидродинамика, тепло- и массообмен в движущихся плёнках при попутном или встречном газовом потоке. *Вестн. МИТХТ им. М.В. Ломоносова*. 2010. Т. 5. №1. С. 13-16.
17. **Уиттекер Э.Т., Ватсон Дж.Н.** Курс современного анализа. Ч. 1. Основные операции анализа. М.: Издательская группа URSS. 2015. 854 с.
18. **Курош А.Г.** Курс высшей алгебры. СПб.: Лань. 2008. 432 с.
19. **Андрианов И.В., Баранцев Р.Г., Маневич Л.И.** Асимптотическая математика и синергетика: путь к целостной простоте. М.: Едиториал УРСС. 2004. 304 с.
10. **Loginov V.S., Ozerova I.P.** Estimation of non-stationary heat transfer during film condensation of steam on a vertical wall. *Izv. Tomsk. Politekh. Un-ta*. 2003. V. 306. N 6. P. 67-69 (in Russian).
11. **Frolov V.F.** Lectures on the processes and apparatuses of chemical technology. SPb.: Khimizdat. 2003. 608 p. (in Russian).
12. **Kasatkin A.G.** General processes and apparatus in chemical technology. M.: OOO TID «Aliana». 2004. 753 p. (in Russian).
13. **Nayfe A.Kh.** Perturbation methods. M.: Mir. 1984. 535 p. (in Russian).
14. **Pavlov K.F., Romankov P.G., Noskov A.A.** Examples and problems in the course of processes and apparatuses of chemical technology. M.: OOO «RusMediaKonsalt». 2016. 610 p. (in Russian).
15. **Moshinskiy A.I.** The calculation of the heat flux during condensation of fluid on vertical cylinder. *Zhurn. Prikl. Khim.* 1983. V. 56. N 8. P. 1808-1811 (in Russian).
16. **Zakharov M.K.** Hydrodynamics, heat and mass transfer in moving films with passing or counter-gas flow. *Vestn. MITKhT im. M.V.Lomonosova*. 2010. V. 5. N 1. P. 13-16 (in Russian).
17. **Uitteker E.T., Watson Dzh.N.** A course of modern analysis. P. 1. Basic operations of analysis. M.: Editorial URSS. 2015. 854 p. (in Russian).
18. **Kurosh A.G.** A course of higher algebra. SPb: Lan`. 2008. 432 p. (in Russian).
19. **Andrianov I.V., Barantsev R.G., Manevich L.I.** Asymptotic mathematics and synergetics: the path to holistic simplicity. M.: Editorial URSS. 2004. 304 p. (in Russian).

*Поступила в редакцию 04.07.2017*

*Принята к опубликованию 20.07.2018*

*Received 04.07.2017*

*Accepted 20.07.2018*