

УДК 536.24

В. И. Володин

Белорусский государственный технологический университет

**ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ КОНДЕНСАЦИИ
В ПУЧКЕ ВЕРТИКАЛЬНЫХ ТРУБ
ПРИ НЕРАВНОМЕРНОМ ОХЛАЖДЕНИИ ВОЗДУХОМ**

Разработана квазидвухмерная математическая модель расчета воздушного конденсатора с вертикальными трубами при двухмерной неравномерности потока охлаждающего воздуха. Модель базируется на одномерном подходе расслоенного течения пленки конденсата и перегретого потока пара, который в теплообменниках с системой каналов позволяет получить распределение режимных параметров по объему аппарата. Связь между каналами осуществляется через общие пространственные зоны рабочих потоков, разделенных стенкой, которые включают скорость и температуру воздуха, расход и перепад давления рабочей среды.

На основании вычислительного эксперимента, проведенного с помощью локального метода расчета воздушного конденсатора при двухмерной неравномерности потока охлаждающего воздуха, которая изменялась до 75%, было получено, что при конденсации в вертикальных трубах определяющее влияние на тепловую эффективность оказывает неравномерность потока воздуха по длине труб. При этом, если при неравномерном распределении потока по высоте труб локальная скорость воздуха в начале координат выше средней, то в рассмотренных случаях наблюдается повышение тепловой эффективности конденсатора до 15%, а если ниже средней, то эффективность снижается до 35%. Во всех приведенных примерах гидравлическая эффективность уменьшается и потери давления возрастают до 30%.

Ключевые слова: математическая модель, воздушный конденсатор, неравномерное распределение потока воздуха, тепловая эффективность, гидравлическая эффективность.

V. I. Volodin

Belarusian State Technological University

**NUMERICAL ANALYSIS OF CONDENSATION IN THE BUNDLE
OF VERTICAL PIPES UNDER NON-UNIFORM AIR COOLING**

A quasi-two-dimensional mathematical model of the calculation of an air condenser with vertical pipes is developed for a two-dimensional non-uniformity of the flow of cooling air. The model is based on the one-dimensional approach of the stratified flow of the condensate film and the superheated steam flow, which in heat exchangers with the channel system allows obtaining the distribution of the regime parameters by the volume of the apparatus. Communication between channels is carried out through common spatial zones of working streams separated by a wall, which include air speed and temperature, flow and pressure drop of the working medium.

On the basis of a computational experiment carried out using the local method of calculating the air condenser for a two-dimensional non-uniformity of the cooling air flow, which was changed to 75%, it was found that when condensation in vertical pipes, the unevenness of the air flow along the pipe length determines the thermal efficiency. In this case, if the local air velocity at the origin is higher than the average with an uneven distribution of the flow along the pipe height, then in the cases considered, an increase in the thermal efficiency of the capacitor is observed to 15%, and if lower than the average, the efficiency decreases to 35%. In all the cases considered, hydraulic efficiency decreases and pressure losses increase to 30%.

Key words: mathematical model, air condenser, non-uniform distribution of air flow, thermal efficiency, hydraulic efficiency.

Введение. В реальных теплообменных аппаратах рабочие среды, как правило, по поверхности теплообмена распределены неравномерно, что приводит к снижению их тепловой эффективности. Однако экспериментальные исследования показали, что может наблюдаться увеличение теплоотдачи в пучке стержней наф-

талина при неравномерном обтекании потоком воздуха [1]. Промышленные испытания аппаратов воздушного охлаждения также подтвердили, что изменение локальных коэффициентов теплоотдачи при конденсации и со стороны воздуха также может приводить к росту плотности теплового потока в одноходовых

конденсаторах [2]. Однако при исследовании и проектировании теплообменников воздушного охлаждения данному вопросу должного внимания не уделяется [3].

До настоящего времени проблема пленочной конденсации в пучке вертикальных труб при неравномерном воздушном охлаждении остается малоизученной. В данной работе методом вычислительного эксперимента проводится комплексный анализ влияния неравномерного распределения скорости охлаждающего воздуха на тепловую и гидравлическую эффективность конденсатора.

Основная часть. Объектом исследования является одноходовой конденсатор. Схема течения рабочих сред (однократный перекрестный ток) показана на рис. 1.

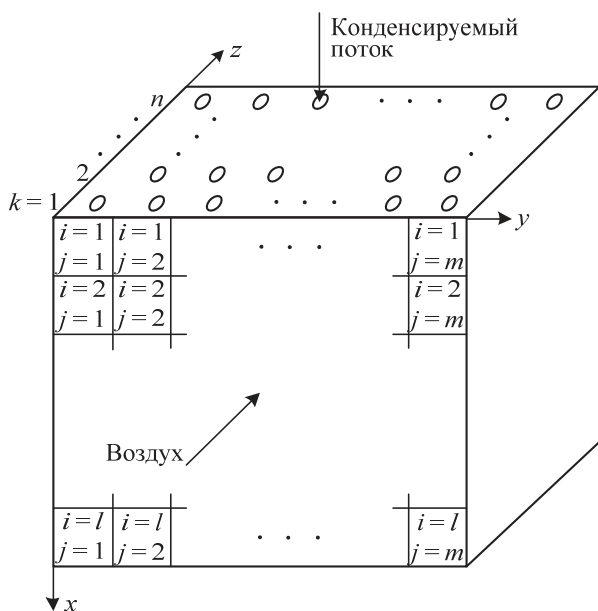


Рис. 1. Схема расчетного блока конденсатора

Исследование проводится на основе разработанной локальной математической модели конденсации в системе параллельных каналов, реализованной в виде вычислительной программы.

Стационарная математическая модель строится на следующих основных допущениях: течение со стороны воздуха расслоенное, в двухфазном потоке при пленочной конденсации сохраняется осевая симметрия. Исходными данными являются входные режимные параметры: температуры, давления и расходы (скорости) потоков и тип поверхности теплообмена с основными размерами. Процесс пленочной конденсации рассчитывается на основе одномерной методики, учитывающей ламинарный, ламинарно-волновой и турбулентный режимы течения пленки конденсата и перегрев конденса-

руемого потока. Связь между каналами определяется, с одной стороны, через нагрев охлаждающего воздуха при поперечном обтекании пучка ребристых труб, расположенных в шахматном порядке, а с другой – перераспределением конденсируемого потока по взаимосвязанным каналам.

В общем случае перенос тепла в jk -й трубе аппарата при течении расслоенного газожидкостного потока описывается следующими уравнениями:

$$G_{rk} c_{pg} \frac{dT_{rk}}{dA} = -\alpha'_{rk} (T_{\delta} - T_r)_k, \quad (1)$$

$$G_{жк} c_{pж} \frac{dT_{жк}}{dA} = -\alpha'_{жк} (T_w - T_{\delta})_k, \quad (2)$$

$$G_{ak} \frac{dT_{aj}}{dA} = \alpha'_{ak} (T_w - T_a)_k, \quad (3)$$

где G – массовый расход; c_p – теплоемкость при постоянном давлении p ; T – температура; A – площадь поверхности теплообмена; α_r , $\alpha_{ж}$ и α_a – коэффициенты теплоотдачи потоков, отнесенные к одной поверхности с учетом термических сопротивлений стенки, контакта биметаллических поверхностей и загрязнений. Индексы: r – конденсируемый поток пара; $ж$ – жидкая пленка; a – воздух; w – стенка; δ – граница раздела пар – жидкость.

Для двухфазного потока с фазовым переходом дополнительно решается уравнение, учитывающее изменение массового расхода газа по длине канала:

$$\frac{dG_r(1-x)}{dA} = \frac{q_k}{h_{fg}}, \quad (4)$$

$$G_{rk,i} + G_{жк,i} = \text{const}, \quad (5)$$

где x – массовое расходное паросодержание; q – плотность теплового потока; h_{fg} – теплота конденсации.

Теплоотдача по ходу течения конденсируемого потока рассчитывается с учетом режимов течения фаз.

Продольный градиент давления, обусловленный трением, находится из уравнения

$$\frac{dp_f}{dx} = \frac{c_{fk}}{D_k} \frac{\rho w^2}{2}, \quad (6)$$

где D – внутренний диаметр труб.

При расчете процессов переноса в многоходовой теплообменной матрице перепад давления Δp между двумя последовательными узлами разветвления, кроме потерь на трение Δp_{fk} , включает и местные сопротивления.

Связь между n рядами труб устанавливается через температуру охлаждающего воздуха на каждом шаге интегрирования i , расход и перепад давления рабочего потока:

$$T_{1a,(i,k+1)} = T_{2a,(i,k)}, \quad (7)$$

$$\sum_{k=1}^N G_{r,k} - G_r = 0, \quad (8)$$

$$\Delta p_k = \text{const}, \quad k = 1, 2, \dots, N. \quad (9)$$

В случае конденсации чистых паров процесс заканчивается на всей длине труб [4], а при конденсации парогазовых смесей – с учетом распределения давления по рядам [5]. Это позволяет учесть влияние состава смеси на входе и накопление неконденсируемых компонентов для определения границы сдвухи.

В реальных аппаратах воздух, поступающий от вентилятора, распределяется неравномерно по фронту. Влияние неравномерного распределения скорости воздуха на гидравлическую и тепловую эффективность проявляется через коэффициенты теплоотдачи и сопротивления трения, входящие в уравнения (3) и (6):

$$c_{fa(i,k)} = A_a w_{a(i,k)}^n, \quad (10)$$

$$\alpha_{fa(i,k)} = B_a w_{a(i,k)}^m, \quad (11)$$

где A_a , B_a , n и m зависят от геометрических параметров каналов, их размещения в пучке, режима течения и теплофизических свойств потока.

Распределение рабочего вещества по каналам аппарата находится, как и при $w_a = \text{const}$, из условий (7)–(9).

В данной работе взяты профили скорости, характерные для теплообменников с фронтальной и коллекторной подачей воздуха на трубный пучок: линейный, параболический, синусоидальный. Аналитические зависимости для определения локальной скорости по координате x или y (путем замены x на y) помещены в таблице. Там же приведены зависимости для нахождения средней скорости, которая вычисляется как интегральная по длине L :

$$\bar{w} = \frac{1}{L} \int_0^L w dx. \quad (12)$$

На входе может задаваться произвольный закон изменения скорости охлаждающего воздуха в виде одно- или двухмерной матрицы. Для исследования взяты достаточно плавные профили скорости, характерные для теплообменников с фронтальной и коллекторной подачей воздуха на трубный пучок конденсатора. Поэтому степень неравномерности определя-

ется по отклонению минимальной скорости воздуха от средней:

$$\Delta w = \left(1 - \frac{w_{\min}}{\bar{w}} \right) \cdot 100\%. \quad (13)$$

Влияние неравномерного охлаждения на тепловую эффективность конденсатора на каждом шаге интегрирования проявляется через граничные условия 3-го рода, так как коэффициенты теплоотдачи со стороны воздуха непосредственно связаны с локальной скоростью потока.

Коэффициенты a и b , входящие в выражение для локальной и средней скорости (таблица), находились из решения системы двух линейных уравнений:

$$C_1 a + C_2 b = w_{\min}, \quad (14)$$

$$C_3 a + C_4 b = \bar{w}, \quad (15)$$

где C_1 , C_2 , C_3 , C_4 и w_{\min} вычисляются предварительно по заданным значениям \bar{w} , dw и L .

Тепловая эффективность конденсатора оценивается по отклонению плотности теплового потока q , полученной при средней скорости, от плотности теплового потока q_n , полученной при неравномерном распределении скорости воздуха:

$$\varepsilon_q = \frac{q - q_n}{q} \cdot 100\%. \quad (16)$$

Гидравлическая эффективность аппарата оценивалась аналогично по отклонению перепада давления Δp , соответствующего средней скорости воздуха:

$$\varepsilon_{\Delta p} = \frac{\Delta p - \Delta p_n}{\Delta p} \cdot 100\%. \quad (17)$$

Система уравнений дополняется расчетом коэффициентов переноса. В качестве замыкающих соотношений для расчета коэффициента теплоотдачи и сопротивления со стороны атмосферного воздуха в оребренных и гладких пучках труб на разных этапах моделирования использовались нормативные данные [6] или данные работ [3, 7], которые считаются наиболее достоверными. Коэффициенты теплоотдачи при конденсации и для однофазных вынужденных потоков определяются по зависимостям, представленным в [6, 8–13]. Коэффициенты сопротивления трения и местных потерь находятся по данным, приведенным в [2, 6, 10, 13, 14].

Замкнутая система уравнений решается методом вложенных итераций. Расчет завершается определением теплового потока с распределением локальных режимных параметров по объему аппарата.

Профили скорости воздуха на входе в теплообменный аппарат

Номер профиля скорости	Локальная скорость	Средняя скорость	Профиль скорости
1	$w = -a \left(x - \frac{L}{2} \right)^2 + b$	$\bar{w} = -\frac{aL^2}{12} + b$	
2	$w = a \left(x - \frac{L}{2} \right)^2 + b$	$\bar{w} = \frac{aL^2}{12} + b$	
3	$w = a \sin \left(\frac{3\pi}{L} x \right) + b$	$\bar{w} = \frac{2a}{3\pi} + b$	
4	$w = \frac{a^3}{b^2 \left(x - \frac{L}{2} \right)^2 + a^2}$	$\bar{w} = \frac{2a^2}{bL} \operatorname{arctg} \frac{bL}{2a}$	
5, 5*	$w = ax^2 + b$	$\bar{w} = \frac{aL^3}{3} + b$	
6, 6*	$w = ax + b$	$\bar{w} = \frac{aL}{2} + b$	

*При максимальном значении скорости в начале координат проводится замена переменной x на $(L - x)$.

Вычислительный эксперимент проводился в два этапа. Первый этап включал исследование влияния неравномерности раздачи потока воздуха в одном из направлений: по высоте труб x , или по длине фронта конденсатора y (см. рис. 1 на с. 196). Второй – исследование при одновременном изменении скорости воздуха как по длине, так и по фронту конденсатора.

Проведен вычислительный эксперимент на шестирядном трубном пучке, набранном из биметаллических ребристых труб с коэффициентом оребрения 14,6. Высота труб в пучке и длина фронта конденсатора в основном варианте равны 4 м. Внутри труб конденсируется равновесная перегретая смесь диоксида азота при давлении 1 МПа и температуре 387 К на входе в конденсатор. Близкими физическими свойствами обладает хладагент R22. Температура и средняя скорость воздуха на входе в пучок соответственно равны 300 К и 4,5 м/с.

На рис. 2 показано изменение тепловой эффективности при неравномерной раздаче потока воздуха по высоте труб конденсатора. Такой случай характерен для охлаждающего устройства с применением центробежного вентилятора.

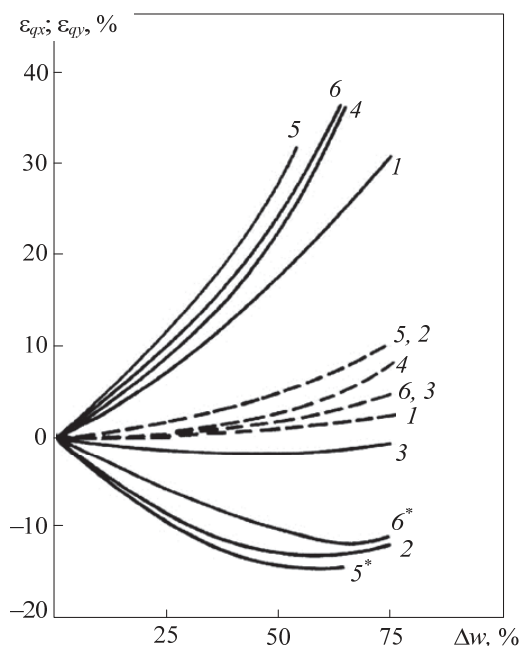


Рис. 2. Изменение тепловой эффективности воздушного аппарата (номера кривых 1–6, 5* и 6* соответствуют профилям скорости таблицы)

Видно, что тепловая эффективность конденсатора в разных вариантах может снижаться (ϵ_{qx} имеет положительное значение) или увеличиваться. Тепловая эффективность конденсатора уменьшается в том случае, если скорость воздуха в начале координат ниже

средней, и увеличивается, если она выше средней. Причем симметрия для идентичных профилей 5 и 5*, 6 и 6* не наблюдается (см. таблицу). Увеличение тепловой эффективности для профилей скорости 2, 3, 5* и 6* имеет предельную величину при $\Delta w_x = 50\text{--}70\%$, после которой ϵ_{qx} понижается.

В то же время наблюдается монотонное уменьшение тепловой эффективности для остальных профилей скорости. Такое поведение ϵ_{qx} связано с собственно процессом конденсации перегретого потока пара внутри труб. Вначале идет охлаждение паровой фазы, где теплоотдача составляет небольшую величину и является определяющей. После начала конденсации она резко увеличивается. Поэтому поток воздуха по высоте труб должен быть перераспределен таким образом, чтобы малым значениям локальной теплоотдачи пара на входе соответствовала пониженная степень теплообмена со стороны воздуха.

В конечном итоге предыстория развития процесса конденсации по длине канала играет определяющую роль на формирование средней плотности теплового потока. В нашем случае максимальное ухудшение теплоотдачи составляет более 30%, а увеличение – менее 15% для рассмотренных профилей скорости при $\Delta w_x > 50\%$.

На рис. 2 (штриховые линии) также показано изменение тепловой эффективности конденсатора при неравномерной раздаче потока воздуха по фронту в направлении y . Поскольку локальная скорость по высоте труб остается постоянной, то влияние профилей скорости 5 и 5* или 6 и 6* будет идентичным. Видно, что тепловая эффективность все время уменьшается независимо от характера распределения скорости воздуха. Однако по сравнению с неравномерностью потока воздуха по высоте труб влияние ее по фронту на ϵ_{qy} в 5–10 раз меньше. В отличие от ранее рассмотренного случая неравномерности потока по высоте труб, в данном случае определяющую роль играют условия охлаждения. Максимальное снижение тепловой эффективности равно 10% и соответствует $\Delta w_y = 75\%$ при параболическом распределении скорости с профилями 2 и 5.

Изменение потерь давления при прохождении воздуха через пучок можно проследить по рис. 3. Если поток воздуха набегает на трубный пучок по нормали, то результаты справедливы для неравномерного распределения потока как по высоте труб, так и по фронту конденсатора. Во всех рассмотренных случаях с увеличением $\Delta w_{x,y}$ гидравлическая эффективность уменьшается и потери давления растут, что согласуется с результатами других исследований.

При неравномерности потока в 50% гидравлическая эффективность для рассмотренных профилей скорости воздуха снижается до 13%, а при $\Delta w_{x,y} = 75\%$ уменьшается до 30%. Качественно $\varepsilon_{\Delta p}^{x,y}$ соответствует ε_{qv} при неравномерном распределении потока по фронту (рис. 2 и 3), что следует из аналогии переноса импульса и тепла.

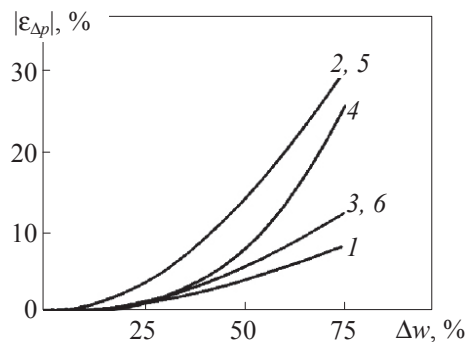


Рис. 3. Изменение гидравлической эффективности воздушного аппарата (номера кривых 1–6 соответствуют профилям скорости таблицы)

Несмотря на уменьшение гидравлического сопротивления при неравномерной подаче воздуха на вход конденсатора, в определенных случаях наблюдается положительный эффект. Например, необходимо увеличить тепловую эффективность конденсатора на 15% только за счет роста скорости воздуха. Для рассматриваемого конденсатора получено, что при равномерной раздаче скорость воздуха увеличивается с 4,5 до 5,85 м/с, гидравлическое сопротивление – с 412 до 653 Па. В случае неравномерного распределения воздуха (см. таблицу на с. 198, профиль 5*) и повышения эффективности на ту же величину гидравлическое сопротивление будет меньше и равно 564 Па. При этом в первом случае мощность на прокачку воздуха возрастает в 2 раза, а во втором – лишь в 1,4 раза. Таким образом, показано, что путем организованного неравномерного распределения скорости охлаждающего воздуха по длине труб конденсатора в определенных случаях энергетические затраты на прокачку воздуха могут снижаться.

Вычислительный эксперимент проводился также для двухмерного случая, когда на входе была неравномерность как по высоте труб конденсатора, так и по фронту. Рассмотрим метод построения двухмерного поля скорости w_{ij} . Вначале задаем необходимую степень неравномерности по координате y и получаем одномерный профиль скорости по фронту конденсатора. Например, возьмем профиль скорости 3 с $\Delta w_y = 25\%$ (см. таблицу). Далее задаем степень неравномерности по координате x и относи-

тельно локальной скорости w_j получаем необходимое распределение w_i . Для дальнейшего анализа возьмем профиль скорости 4 с $\Delta w_x = 25\%$. Тогда мы будем иметь двухмерное распределение скорости по фронту аппарата.

В общем случае, когда скорость воздуха распределена неравномерно по высоте труб x и по фронту y , выполняется закон аддитивности:

$$\Delta w = \Delta w_x + \Delta w_y. \quad (18)$$

Проверка данного закона проводилась путем транспонирования матрицы скорости. С целью проверки последовательность построения двухмерного профиля была изменена. Вначале строился одномерный профиль w_i , а затем – двухмерный w_{ij} . Результаты получились тождественными.

Для двухмерного профиля скорости (рис. 4) были проведены теплогидравлические расчеты воздушного конденсатора. Получено, что тепловая эффективность уменьшается на 8,6%, а гидравлическая – на 2,5%. Если матрицу скорости транспонировать, то в направлении x будем иметь профиль скорости 3, а в направлении y – профиль 4. При этом тепловая эффективность увеличивается на 1,1%, а гидравлическая уменьшается на 2,5%.

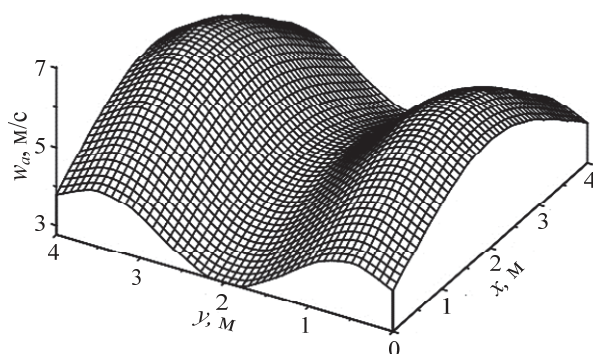


Рис. 4. Двухмерный профиль фронтальной скорости воздуха ($\bar{w}_a = 4$ м/с, $\Delta w_x = 25\%$, $\Delta w_y = 50\%$)

Сравнивая результаты с первоначальным распределением скорости, видим, что на тепловую эффективность определяющее влияние оказывает неравномерность потока воздуха по длине труб, а гидравлическая эффективность не зависит от изменения направления профиля скорости.

Во всех рассмотренных случаях с увеличением Δw гидравлическая эффективность уменьшается и потери давления растут, что согласуется с результатами других исследований.

В пределах точности численного анализа показатели тепловой и гидравлической неравномерности также подчиняются закону аддитивности:

$$\varepsilon_q = \varepsilon_{qx} + \varepsilon_{qy}, \quad (19)$$

$$\varepsilon_{\Delta p} = \varepsilon_{\Delta px} + \varepsilon_{\Delta py}. \quad (20)$$

Кроме конденсатора с длиной труб и фронта 4 м, были проведены расчеты для квадратного входа с размерами 1, 2 и 3 м. Вычислительный эксперимент показал что в случае подобия одномерных и двумерных профилей скорости максимальное изменение тепловой эффективности составило 1,5%, что связано с особенностями процесса конденсации внутри труб. Гидравлическая эффективность при изменении размеров трубного пучка практически не меняется, так как определяется внешними условиями работы конденсатора.

Заключение. Разработана локальная математическая модель, которая позволяет учитывать распределение охлаждающего потока воз-

духа, падающего на трубный пучок однофазного конденсатора с конденсацией в вертикальных трубах, и может быть использована при проектировании и для обработки экспериментальных данных. На основании вычислительного эксперимента при двумерной неравномерности потока охлаждающего воздуха до 75% получено, что основное влияние на тепловую эффективность конденсатора оказывает неравномерность потока воздуха по длине труб конденсатора. При этом, если при неравномерном распределении потока по высоте труб локальная скорость воздуха в начале координат выше средней, то в рассмотренных случаях наблюдается увеличение тепловой эффективности конденсатора до 15%, а если ниже средней, то эффективность уменьшается до 35%.

Литература

1. Спэрроу Е., Руиц Р. Влияние вызванного загромождением неравномерного распределения потоков на теплообмен и падения давления в трубном пучке // Теплопередача. 1982. № 4. С. 104–114.
2. Крюков Н. П. Аппараты воздушного охлаждения. М.: Химия, 1983. 168 с.
3. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения: справочник / А. Н. Бессонный [и др.]; под общ. ред. В. Б. Кунтыша, А. Н. Бессонного. СПб.: Недра, 1996. 512 с.
4. Прохоров И. А. Теплообмен при конденсации равновесной системы $N_2O_4 \Leftrightarrow 2NO_2$ в пучке параллельных каналов // Весті АН БССР. Сер. фіз.-энерг. навук. 1985. № 4. С. 69–72.
5. Экспериментальное исследование теплообмена при конденсации N_2O_4 в секциях с воздушным охлаждением / Т. М. Батищева [и др.] // Весті АН БССР. Сер. фіз.-энерг. навук. 1979. № 4. С. 52–59.
6. Тепловой и гидравлический расчет теплообменного оборудования АЭС. Методические указания: РД 24.035.05–89. Л.: НПО ЦКТИ, 1991. 211 с.
7. Письменный Е. Н. Теплообмен и аэродинамика пакетов поперечно-оребранных труб. Киев: Альтерпресс, 2004. 243 с.
8. Ройзен Л. И., Дулькин И. Н. Тепловой расчет оребренных поверхностей. М.: Энергия, 1977. 254 с.
9. Справочник по теплообменникам. В 2 т. Т. 1. М.: Энергоатомиздат, 1987. 560 с.
10. Кириллов П. Л., Юрьев Ю. С., Бобков В. П. Справочник по теплогидравлическим расчетам (Ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы). М.: Энергоатомиздат, 1990. 360 с.
11. Методика расчета гидродинамических и тепловых характеристик элементов ядерных энергетических установок. Руководящий технический материал: РТМ 1604.003–86. Обнинск: ФЭИ, 1988. 377 с.
12. Конвективный тепло- и массоперенос / В. Каст [и др.]. М.: Энергия, 1980. 49 с.
13. Володин В. И., Михалевич А. А., Синкевич А. Е. Определение коэффициентов переноса при конденсации в вертикальной трубе на основе расчетов по двумерной модели // Весті АН БССР. Сер. фіз.-энерг. навук. 1983. № 4. С. 57–61.
14. Кутателадзе С. С. Теплообмен и гидродинамическое сопротивление. М.: Энергоатомиздат, 1990. 367 с.

References

1. Sperrou E., Ruits R. The effect of clutter caused by uneven flow distribution on heat transfer and pressure drop in the tube bundle. *Teploperedacha* [Heat transfer], 1982, no. 4, pp. 104–114 (In Russian).
2. Kryukov N. P. *Apparaty vozdushnogo okhlazhdeniya* [Apparatus for air cooling]. Moscow, Khimiya Publ., 1983. 168 p.
3. Bessonyu A. N., Dreytser G. A., Kuntyshev V. B. *Osnovy rascheta i proektirovaniya teploobmennikov vozdushnogo okhlazhdeniya: spravochnik* [Basics of calculating and designing air-cooled heat exchangers: handbook]. St. Petersburg, Nedra Publ., 1996. 512 p.

4. Prokhorov I. A. Heat transfer during the condensation of the $N_2O_4 \rightleftharpoons 2NO_2$ equilibrium system in a beam of parallel channels. *Vestsi AN BSSR* [News Academy of Sciences of BSSR], Series of physical and energy sciences, 1985, no. 4, pp. 69–72 (In Russian).

5. Batishcheva T. M., Kolykhan L. I., Nekrashevich V. A., Yushko V. A. Experimental study of heat transfer during condensation of N_2O_4 in the sections with air cooling. *Vestsi AN BSSR* [News Academy of Sciences of BSSR], Series of physical and energy sciences, 1979, no. 4, pp. 52–59 (In Russian).

6. GD 24.035.05–89. Thermal and hydraulic calculation of heat-exchange equipment of nuclear power plants. Methodical instruction. Leningrad, NPO TSKTI Publ., 1991. 211 p. (In Russian).

7. Pis'mennyy E. N. *Teploobmen i aerodinamika paketov poperechno-orebrennykh trub* [Heat transfer and aerodynamics packages transversely-finned tubes]. Kiev, Al'terpress Publ., 2004. 243 p.

8. Royzen L. I., Dul'kin I. N. *Teplovoy raschet orebrennykh poverkhnostey* [Thermal design of finned surfaces]. Moscow, Energiya Publ., 1977. 254 p.

9. *Spravochnik po teploobmennikam. V 2 tomakh. Tom 1* [Handbook for heat exchangers. In 2 vol. Vol. 1]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1987. 560 p.

10. Kirillov P. L., Yur'yev Yu. S., Bobkov V. P. *Spravochnik po teplogidravlicheskim raschetam (Yadernyye reaktory, teploobmenniki, parogeneratory)* [Handbook on thermal-hydraulic calculations (Nuclear reactors, heat exchangers, steam generators)]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1990. 360 p.

11. GM 1604.003–86. The method of calculating hydrodynamic and thermal characteristics of components of nuclear power plants. Steering technical material. Obninsk, FEI Publ., 1988. 377 p. (In Russian).

12. Kast V., Krisher O., Raynike G., Vintermintel' K. *Konvektivnyy teplo- i massoperenos* [Convective heat and mass transfer]. Moscow, Energiya Publ., 1980. 49 p.

13. Volodin V. I., Mikhalevich A. A., Sinkevich A. E. The definition of the transfer coefficients during condensation in a vertical tube based on the calculations for the two-dimensional model. *Vestsi AN BSSR* [News Academy of Sciences of BSSR], Series of physical and energy sciences, 1983, no. 4, pp. 57–61 (In Russian).

14. Kutateladze S. S. *Teplomassoperenos i gidrodinamicheskoye soprotivleniye* [Heat and mass transfer and hydrodynamic resistance]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1990. 367 p.

Информация об авторе

Володин Виктор Иванович – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры энергосбережения, гидравлики и теплотехники. Белорусский государственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Республика Беларусь). E-mail: volvic@mail.ru

Information about the author

Volodin Viktor Ivanovich – DSc (Engineering), Associate Professor, Professor, the Department of Energy Saving, Hydraulic and Heat Engineering. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: volvic@mail.ru

Поступила 28.04.2017