

УДК 536.24

В. И. Володин, С. В. Здитовецкая
Белорусский государственный технологический университет
**ТЕПЛООБМЕН В КОНДЕНСАТОРЕ-АККУМУЛЯТОРЕ
ТЕПЛООВОГО НАСОСА**

Объектом исследования является конденсатор теплонасосной системы теплоснабжения, совмещающий функции нагрева и накопления воды в одном аппарате. Рассмотрен теплообмен в совмещенной конструкции конденсатора-аккумулятора, выполненного в трех альтернативных вариантах. Однозначные рекомендации по применению зависимостей для расчета коэффициентов теплоотдачи для рассматриваемой системы отсутствуют. Выполнен сравнительный анализ уравнений подобия для расчета коэффициентов теплоотдачи со стороны конденсирующегося потока и нагреваемой воды для рассматриваемых вариантов конструкций. При расчете коэффициента теплоотдачи при пленочной конденсации хладагента в горизонтальных трубах использовались два подхода. Также проведена оценка массогабаритных характеристик рассматриваемых конструкций комбинированного аппарата.

Ключевые слова: тепловой насос, конденсатор-аккумулятор, конденсация, коэффициент теплоотдачи, теплообменный аппарат, змеевик, уравнения подобия.

V. I. Volodin, S. V. Zditovetskaya
Belarusian State Technological University
**HEAT TRANSFER IN THE CONDENSER-ACCUMULATOR
OF A HEAT PUMP**

The object of the research is a condenser of a heat pump system of heat supply, which combines functions of heating and accumulation of water in one apparatus. Heat exchange in combined design of condenser-accumulator made in three alternative versions is considered. There are no explicit recommendations on the application of dependencies for the calculation of heat transfer coefficients for the system under consideration. Comparative analysis of similarity equations was performed for calculation of heat transfer coefficients on the side of condensing flow and heated water for the considered versions of structures. Two approaches were used in calculating the heat transfer coefficient for film condensation of refrigerant in horizontal tubes. The weight and size characteristics of the combined apparatus structures under consideration were also evaluated.

Key words: heat pump, condenser-accumulator, condensation, heat transfer coefficient, heat exchanger, coil, similarity equations.

Введение. В настоящее время в высокотехнологичных странах мира широкое распространение для теплоснабжения получили тепловые насосы (ТН), которые представляют собой перспективное и экологически чистое энергосберегающее оборудование. Они позволяют снизить вредное воздействие на окружающую среду при осуществлении хозяйственной деятельности человеком и повысить эффективность использования энергии. Например, в Швейцарии запрещается устанавливать электрические водонагреватели в индивидуальных домах [1]. Вместо них рекомендуется устанавливать водонагревательные тепловые насосы, как правило, используются аэротермальные. Имеется программа поддержки для замены обычного электрического водонагревателя на теплонасосный в рамках швейцарских тендеров.

Парокомпрессорные ТН с электроприводом являются перспективным и для широкого внедрения в Беларуси в системах отопления

и горячего водоснабжения. В связи с тем, что ТН для своей работы потребляют электрическую энергию, их использование после ввода в эксплуатацию Белорусской АЭС может значительно возрасти.

Для стабильной работы теплонасосных систем теплоснабжения в их состав входят баки-аккумуляторы горячего водоснабжения и буферные емкости водяного отопления. Конденсатор и накопительная емкость могут иметь отдельные конструкции или совмещаться в одной, в которой нагрев и накопление горячей воды происходят в одном аппарате – конденсаторе-аккумуляторе. Конденсатор-аккумулятор представляет собой теплоизолированный бак, в котором размещается поверхность теплообмена конденсатора в виде спирального змеевика.

Основная часть. В данном исследовании рассматривается теплообмен в совмещенной конструкции конденсатора-аккумулятора в трех различных исполнениях (рис. 1).

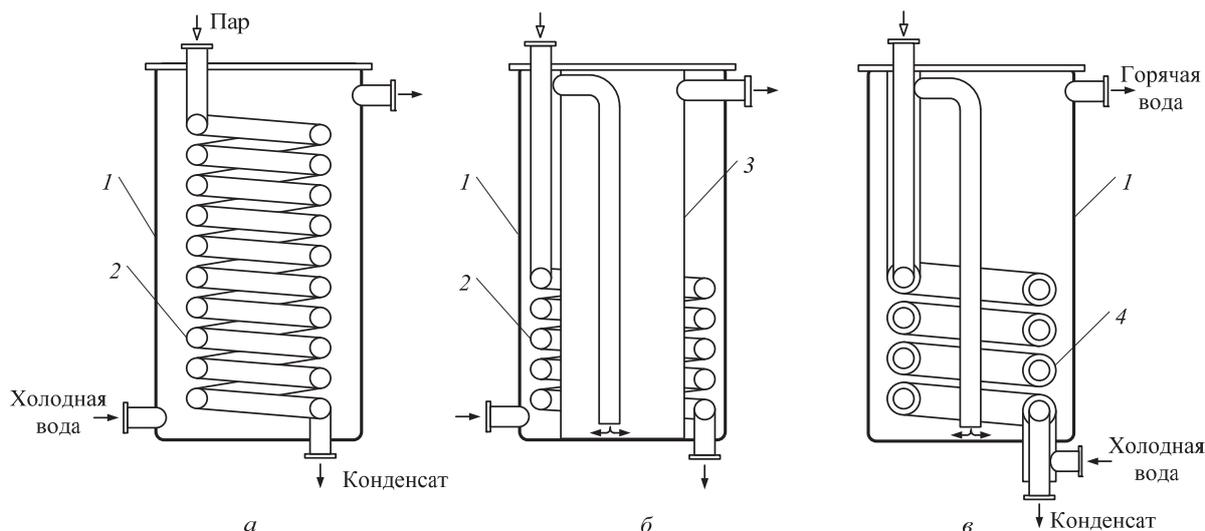


Рис. 1. Конструкции конденсатора-аккумулятора:

a – погружной змеевиковый; *б* – змеевиковый с вытеснителем; *в* – змеевиковый труба в трубе;
 1 – корпус; 2 – простой змеевик; 3 – вытеснитель; 4 – змеевик труба в трубе

Два рассматриваемых варианта являются традиционными: простой спиральный однозатходный змеевик, погруженный в емкость с жидкостью, и спиральный змеевик с вытеснителем (рис. 1, *a*, *б*). Третий, предлагаемый вариант, состоит из змеевика труба в трубе, погруженного в жидкость. В нем поток пара хладагента подается в центральную трубу змеевика, а нагреваемая вода – в кольцевой канал (рис. 1, *в*). Конструкция конденсатора труба в трубе ранее использовалась в виде однофункционального аппарата тепловых насосов и холодильных машин [2].

Для теплового проектирования конденсаторов-аккумуляторов необходимы данные о теплоотдаче со стороны конденсирующегося потока хладагента и нагреваемой воды. Анализ показал, что при всем многообразии существующих зависимостей однозначные рекомендации для расчета коэффициентов теплоотдачи со стороны конденсирующегося хладагента и нагреваемой воды для рассматриваемых вариантов конструктивных решений отсутствуют.

В связи с этим был выполнен сравнительный анализ уравнений подобия для расчета коэффициентов теплоотдачи со стороны конденсирующегося потока хладагента и нагреваемой воды для конструкций конденсатора-аккумулятора, представленных на рис. 1. Также проведена оценка массогабаритных характеристик комбинированного аппарата.

При расчете коэффициента теплоотдачи при пленочной конденсации хладагента в горизонтальных трубах используются два подхода. Рассмотрим их основные принципы.

Первый подход связан с предварительным определением разности температур между температурой насыщения конденсирующегося

потока и стенкой, фактически это модификация решения задачи конденсации Нуссельта. На данном принципе основана зависимость Чейто [3].

$$Nu = 0,555 \left[\frac{d_b^3 \rho_{ж} (\rho_{ж} - \rho_{п}) g \Delta h_{fg}}{\lambda_{ж} \mu_{ж} \Delta t_s} \right]^{0,25}, \quad (1)$$

где Nu – число Нуссельта; d_b – внутренний диаметр трубы змеевика; ρ – плотность; g – ускорение свободного падения; h_{fg} – теплота фазового перехода; λ – теплопроводность; μ – коэффициент динамической вязкости; Δt_s – разность температур насыщения и стенки трубы. Индексы: $ж$ – жидкость; $п$ – пар.

Второй подход основан на использовании уравнения подобия для вынужденной конвекции однофазного потока вида $Nu = c Re^n Pr^m$, к которому добавляется поправочная функция, учитывающая особенности конденсации, и имеющая вид

$$F_k = f \left(x, \frac{\rho_{ж}}{\rho_{п}}, \frac{\mu_{ж}}{\mu_{п}} \right), \quad (2)$$

где x – степень сухости.

Данный подход используется в зависимостях Бойко – Кружилина [4], Акерса и др. [5], Кавалини и др. [6], Центрального котлотурбинного института им. И. И. Ползунова (ЦКТИ) [7].

В модели теплопереноса Бойко – Кружилина [4] применяется поправочный коэффициент, зависящий от паросодержания, плотностей пара и жидкости:

$$Nu = \frac{Nu_{ж}}{2} \left[\sqrt{1 + x_1 \left(\frac{\rho_{ж}}{\rho_{п}} - 1 \right)} + \sqrt{1 + x_2 \left(\frac{\rho_{ж}}{\rho_{п}} - 1 \right)} \right], \quad (3)$$

где x_1, x_2 – паросодержание на входе и выходе.

$$\text{Nu}_{\text{ж}} = c \text{Re}_{\text{ж}}^{0,8} \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,43}, \quad (4)$$

где c – коэффициент; Re – число Рейнольдса; Pr – число Прандтля.

Интенсивность конденсации зависит от материала поверхности. В зависимости (4) рекомендуется для стали $c = 0,024$, а для меди и латуни – $c = 0,032$.

В работе Акерса и др. [5] расчет теплоотдачи при конденсации основан на использовании эквивалентного массового расхода G_e , на основании которого рассчитывается число Рейнольдса:

$$\text{Nu}_{\text{ж}} = c \text{Re}_e^n \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,33}; \quad (5)$$

$$\text{Re}_e = \frac{4G_e}{\pi d_{\text{в}} \mu_{\text{ж}}}, \quad (6)$$

где G_e – эквивалентный массовый расход.

$$G_e = G \left[(1-x) + x \left(\frac{\rho_{\text{ж}}}{\rho_{\text{п}}} \right) \right], \quad (7)$$

где G – массовый расход пара.

При $\text{Re}_e > 50\,000$ значения $c = 0,0265$, $n = 0,8$; при $\text{Re}_e < 50\,000$ значения $c = 0,503$, $n = 1/3$.

В модели Кавалини и др. [6] коэффициент теплоотдачи при конденсации рассчитывается по уравнению с использованием эквивалентного числа Рейнольдса Re_e :

$$\text{Nu}_{\text{ж}} = 0,05 \text{Re}_e^{0,8} \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,33}; \quad (8)$$

$$\text{Re}_e = \text{Re}_{\text{п}} \left(\frac{\rho_{\text{ж}}}{\rho_{\text{п}}} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_{\text{п}}}{\mu_{\text{ж}}} \right) + \text{Re}_{\text{ж}}. \quad (9)$$

Более сложный вид поправочной функции используется в зависимости, предложенной ЦКТИ [7], которая дополнительно включает число Галилея и относительную длину канала:

$$\alpha = 0,95 \lambda_{\text{ж}} \left(\frac{g}{v_{\text{ж}}^2} \right) \text{Re}_{\text{ж}}^{1/3} \left(0,5 + 4,61 \cdot 10^{-3} \text{Ar}^3 \right), \quad (10)$$

где α – коэффициент теплоотдачи; g – ускорение свободного падения; v – коэффициент кинематической вязкости; Ar – безразмерный параметр.

$$\text{Re}_{\text{ж}} = \frac{q(1-\beta')}{r \mu_{\text{ж}}}, \quad (11)$$

где q – плотность теплового потока; β' – относительная величина плотности теплового потока перегретого пара; r – теплота конденсации.

Поправочный коэффициент, учитывающий свойства потока,

$$\text{Ar} = \frac{4 \text{Re}_{\text{ж}} \left(\frac{\rho_{\text{ж}}}{\rho_{\text{г}}} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_{\text{г}}}{\mu_{\text{ж}}} \right)^{0,1}}{\pi \text{Ga}^{1/3}} \times \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,1} \left(\frac{l}{d_{\text{в}}} \right)^{0,5} \left(\frac{1+x_2}{1-x_2} \right)^{0,5}, \quad (12)$$

где Ga – число Галилея; l – длина трубы змеевика. Индекс: г – газ.

Теплоотдача со стороны нагреваемой воды зависит от структуры потока, определяемой конструкцией конденсатора-аккумулятора. Несмотря на широкое использование спиральных змеевиковых теплообменников, в случае аппарата с погружным змеевиком (рис. 1 а), однозначные рекомендации для расчета теплоотдачи отсутствуют. Рассмотрим особенности некоторых альтернативных зависимостей.

Уравнения подобия ФЭИ-Жукаускаса [8, 9] рекомендованы для расчета теплоотдачи при поперечном обтекании цилиндра в большом объеме:

$$\text{Nu}_{\text{в}} = 0,56 \text{Re}_{\text{в}}^{0,5} \text{Pr}_{\text{в}}^{0,33} \quad \text{при } \text{Re}_{\text{в}} = 10^2 - 10^3; \quad (13)$$

$$\text{Nu}_{\text{в}} = 0,2 \text{Re}_{\text{в}}^{0,65} \text{Pr}_{\text{в}}^{0,33} \quad \text{при } \text{Re}_{\text{в}} = 10^3 - 2 \cdot 10^5.$$

Уравнения подобия Кулинченко [10] отличается от зависимостей (13) численными значениями коэффициентов и показателей степени чисел Re , Pr и поправочным коэффициентом на неизотермичность потока:

$$\text{Nu}_{\text{в}} = 0,56 \text{Re}_{\text{в}}^{0,5} \text{Pr}_{\text{в}}^{0,36} \left(\frac{\text{Pr}_{\text{в}}}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25} \quad \text{при } \text{Re}_{\text{в}} < 10^3; \quad (14)$$

$$\text{Nu}_{\text{в}} = 0,28 \text{Re}_{\text{в}}^{0,6} \text{Pr}_{\text{в}}^{0,36} \left(\frac{\text{Pr}_{\text{в}}}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25} \quad \text{при } \text{Re}_{\text{в}} > 10^3.$$

Зависимость, предложенная ЦКТИ [7], не учитывает характер потока:

$$\text{Nu}_{\text{в}} = 4,5 \sigma_3 - 1,2, \quad (15)$$

где σ_3 – относительный шаг витков змеевика.

Зависимость (15) рекомендована для использования при числах Пекле меньше критических и относительном шаге витков змеевика $\sigma_3 = s_3 / d = 1,0 - 1,5$ с наружным диаметром трубы d и шагом витков s_3 .

В модели теплопереноса, предложенной Нада и др. [11], учитывается характер потока для смешанной конвекции, но она получена для конкретного сочетания конструктивных параметров:

$$\text{Nu}_{\text{ж}} = 0,5 \text{Re}_{\text{в}}^{0,506} \text{Gr}_{\text{в}}^{0,057} D^{*0,249}, \quad (16)$$

где Gr – число Грасгофа; $D^* = D / D_3$ – безразмерный диаметр корпуса; D – диаметр корпуса; D_3 – диаметр змеевика. Индекс: в – вода.

В уравнении (16) числа подобия Nu , Re и Gr определяются через гидравлический диаметр:

$$D_h = \frac{D^2 - \pi D_3 d^2 \gamma^{-1}}{D^2 + \pi D_3 d \gamma^{-1}}; \quad (17)$$

$$\gamma = \frac{s_3}{\pi D_3}.$$

Теплоотдача со стороны нагреваемой воды для конструкции конденсатора-аккумулятора с вытеснителем (см. рис. 1, б) рассчитывается по уравнению подобия ЦКТИ вида [7]

$$Nu_B = C Re_B^n Pr_B^{0,36}. \quad (18)$$

Коэффициент C и показатель степени n зависят от режима течения потока воды.

Теплоотдача со стороны нагреваемой воды в кольцевом канале с адиабатной внешней поверхностью для конструкции конденсатора-аккумулятора с погружным змеевиком труба в трубе (см. рис. 1, в) рассчитывается по зависимости [12]

$$\alpha_B = \alpha_{Bo} \left(1 - \frac{0,45}{2,4 + Pr} \right) \left(\frac{D_B}{d_n} \right)^{\frac{0,16}{Pr^{0,15}}} \varepsilon, \quad (19)$$

где α_{Bo} – коэффициент теплоотдачи в трубе; D_B – внутренний диаметр наружной трубы змеевика труба в трубе; d_n – наружный диаметр трубы с хладагентом; ε – поправочный коэффициент.

В зависимости (19) при $d_n / D_B > 0,2$ значение поправочного коэффициента $\varepsilon = 1$.

Сравнительный численный анализ эффективности теплоотдачи проводился на примере конденсатора-аккумулятора с тепловым потоком 10 кВт, который выполняет функцию буферной емкости низкотемпературной системы отопления. Объем теплоизолированного бака составляет 200 л, высота – 1,1 м, внутренний диаметр емкости – 0,5 м. Поверхность теплообмена выполнена в виде спирального змеевика с диаметром трубы 16×1 мм. Змеевик труба в трубе дополнительно включает наружную трубу диаметром 27×1 мм. Диаметр змеевика равен 0,4 м, а в конструкции с вытеснителем – 0,474 м, диаметр вытеснителя – 0,448×0,001 м. В трубу змеевика поступает пар хладагента R410A с температурой 85,8°C, давлением 2,4 МПа и расходом 0,047 кг/с. Температура воды на входе в буферную емкость – 30°C, а на выходе – 35°C.

Предварительный анализ зависимостей [3–7] для расчета коэффициентов теплоотдачи при конденсации проводился для конструкции змеевика труба в трубе, погруженного в объем жидкости. Результаты сравнения представлены на рис. 2.

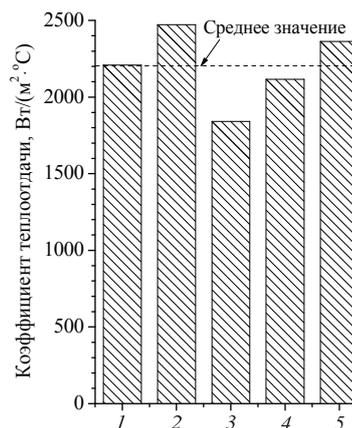


Рис. 2. Значения коэффициентов теплоотдачи при конденсации хладагента для корреляций: 1 – Чейто [3]; 2 – Бойко – Кружилина [4]; 3 – Акерса [5]; 4 – Кавалини [6]; 5 – ЦКТИ [7]

Показано, что максимальные значения коэффициентов теплоотдачи получены на основе зависимостей, взятых из работ [4] и [7], равны 2473 и 2363 Вт/(м²·°C). Отклонение зависимости Бойко – Кружилина [4] от среднего значения коэффициента теплоотдачи 2201 Вт/(м²·°C) составляет 12,4%, а зависимости ЦКТИ [7] – 7,4%. Максимальное отклонение 16,3% от среднего значения характерно для зависимости Акерса [5].

Дальнейшее исследование включало сравнительный анализ значений коэффициентов теплоотдачи, полученных на основании зависимостей [3] и [4] для альтернативных конструкций конденсатора-аккумулятора. Результаты сравнения даны на рис. 3. Значения коэффициентов теплоотдачи для конструкции с простым змеевиком, рассчитанные по зависимости Бойко – Кружилина, имеют существенное расхождение на 27,0% от полученных по зависимости Чейто. В случае конструкций с вытеснителем и труба в трубе различие уменьшается и соответственно составляет 18,1 и 12%.

При этом максимальное отличие коэффициента теплоотдачи для зависимости Чейто от среднего значения составило 30,5%, а для зависимости Бойко – Кружилина – 4%.

Существенное изменение теплоотдачи по зависимости Чейто объясняется небольшой интенсивностью теплообмена со стороны воды в конструкции с простым змеевиком, что приводит к повышению температуры стенки и уменьшению разности температур Δt_s между хладагентом tRs и стенкой t_w , которая входит в зависимость (1). При тепловом проектировании змеевикового конденсатора-аккумулятора целесообразно использовать зависимость Бойко – Кружилина, которая позволяет рассчитывать среднюю теплоотдачу при конденсации хладагентов в широком диапазоне изменения сухости пара на входе и выходе конденсатора.

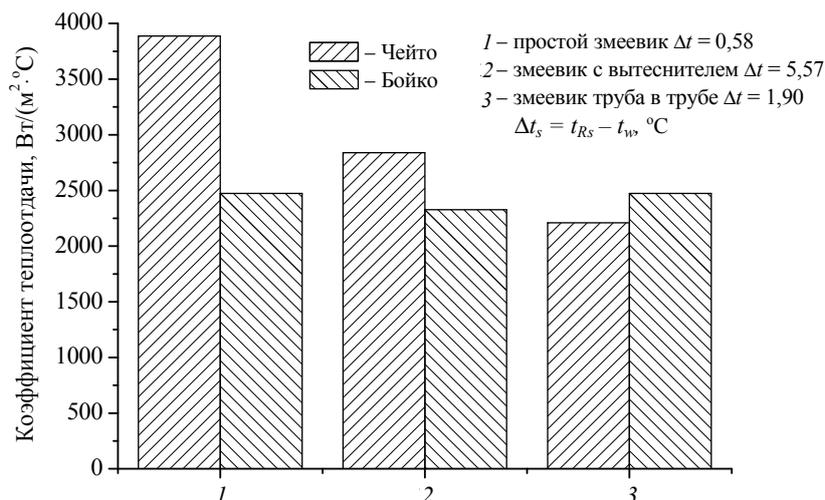


Рис. 3. Теплоотдача со стороны конденсирующегося потока хладагента для альтернативных исполнений конденсатора-аккумулятора

Проведено также сравнение данных по теплоотдаче со стороны нагреваемой воды, полученных на основе зависимостей (13)–(16) для простого змеевика, и зависимостей (18) и (19) для конструкций с вытеснителем и погружным змеевиком труба в трубе. Результаты сравнения даны на рис. 4.

Особенностью водонагревателя с простым змеевиком является низкая скорость потока воды, а соответственно, и невысокие значения коэффициентов теплоотдачи (рис. 4, столбцы 1–4). В данном случае определяющей является теплоотдача со стороны нагреваемой воды, которая приблизительно на порядок меньше, чем со стороны конденсирующегося потока хладагента. Наличие в емкости конденсатора вытеснителя повышает теплоотдачу в несколько раз, и она становится сравнимой с данными, полученными по конденсации хладагента (столбец 5). Предлагаемая конструкция с погруженным змеевиком труба в трубе позволяет достичь максимального значения коэффициента теплоотдачи, полученного по зависимости [12] (столбец 6), а соответственно, и коэффициента теплопередачи.

Влияние шага витков простого змеевика учитывается в зависимости ЦКТИ (15), что влияет на величину коэффициента теплоотдачи. На рис. 5 показано, что при увеличении шага в 2,5 раза коэффициент теплоотдачи вырос в 1,4 раза. Данная зависимость не учитывает гидродинамику потока, поэтому результат нельзя считать достоверным. Теплоотдача, рассчитанная по зависимостям ФЭИ (13) и Нада (16), практически не изменяется.

Косвенно об этом свидетельствуют данные по теплоотдаче в коридорных пучках гладких труб [7, 8]. Этот вопрос требует дополнительного изучения.

Сравнение массогабаритных характеристик конструкций емкостных теплонасосных водоподогревателей при постоянном диаметре ем-

кости 0,5 м показало, что минимальная высота змеевикового спирального нагревателя 0,406 м достигается при использовании конструкции труба в трубе (рис. 6).

В конструкции с вытеснителем, высота змеевика 0,522 м. В случае простого змеевика – 1,64 м, что не соответствует емкости аккумулятора теплоты и требует более длительной работы теплового насоса для нагрева воды до требуемой температуры при ее многократной циркуляции. Масса водоподогревателя труба в трубе также имеет минимальное значение – 17,04 кг. Суммарная масса змеевика совместно с вытеснителем равна 27,03 кг, а простого змеевика – 42,28 кг.

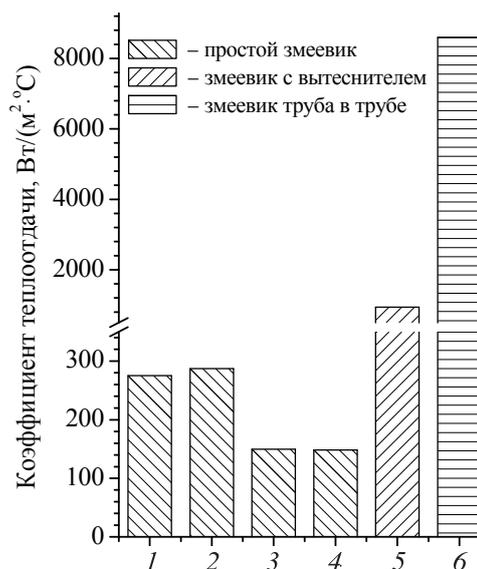


Рис. 4. Значения коэффициентов теплоотдачи со стороны нагреваемой воды для корреляций: 1 – ФЭИ-Жукауска [8, 9]; 2 – Кулинченко [10]; 3 – ЦКТИ [7]; 4 – Нада [11]; 5 – ЦКТИ [7]; 6 – Петухова [12]

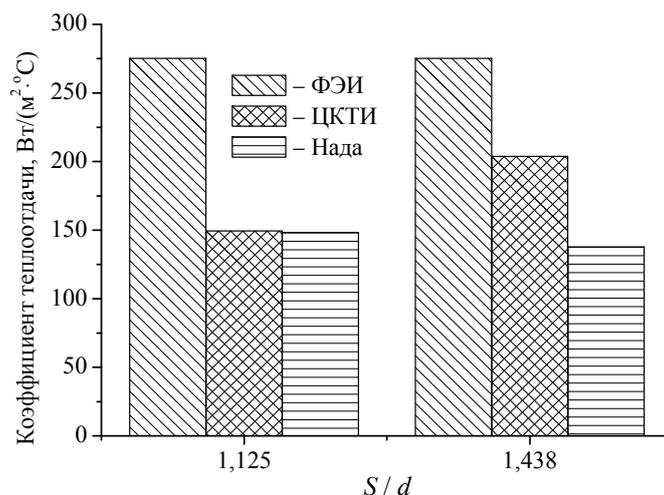


Рис. 5. Зависимость теплоотдачи со стороны нагреваемой воды от шага витков простого змеевика

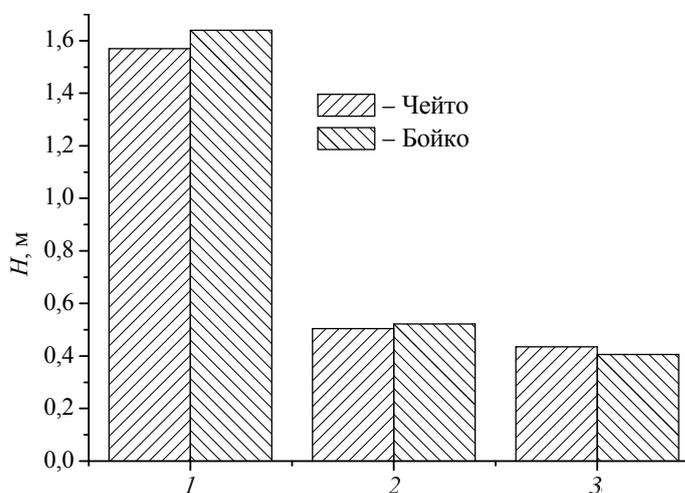


Рис. 6. Габариты поверхности теплообмена:

1 – погружной змеевик; 2 – змеевик с вытеснителем; 3 – змеевик труба в трубе

Заключение. Проведенное исследование позволяет сделать вывод, что при расчете теплоотдачи при конденсации для теплового проектирования конденсатора-аккумулятора можно рекомендовать зависимость Бойко – Кружилина. При расчете теплоотдачи со стороны нагреваемой воды в конструкции с простым змеевиком – зависимость ФЭИ-Жукаускаса,

в конструкции с вытеснителем – зависимость ЦКТИ, а конструкции со змеевиком труба в трубе – зависимость Петухова. В качестве буферной емкости системы низкотемпературного отопления целесообразно использовать водоподогреватель со змеевиком труба в трубе, который обладает наилучшими массогабаритными характеристиками.

Список литературы

1. Helmling S., Wapler J., Langner R. Efficiency of sanitary hot water heat pumps based on a field test // 12th IEA Heat Pump Conference. 2017. O. 1.9.2. P. 12.
2. Доссат Р. Дж., Хоран Т. Дж. Основы холодильной техники. М.: Техносфера, 2008. 824 с.
3. Chato L. C. Laminar condensation inside horizontal and inclined tubes // ASHRAE. 1962. Vol. 4, no 1. P. 52–60.
4. Бойко Л. Д., Кружилин Г. Н. Теплоотдача при конденсации пара в трубе // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. 1966. № 5. С. 113–128.
5. Akers W. W., Deans H. A., Crosser O. K. Condensation heat transfer within horizontal tubes // Chem. Eng. Prog. Symp. Ser. 1959. Vol. 55 (29). P. 171–176.
6. Cavallini A., Zecchin R. A. Dimensionless correlation for heat transfer in forced convection condensation // Proceedings 6th Int. heat transfer conference. 1974. Vol. 3. P. 309–313.

7. Тепловой и гидравлический расчет теплообменного оборудования АЭС: метод. указания: РД 24.035.05-89. Л.: НПО ЦКТИ, 1991. 211 с.
8. Жукаускас А. А. Конвективный перенос в теплообменниках. М.: Наука, 1982. 472 с.
9. Кириллов П. Л., Юрьев Ю. С., Бобков В. П. Справочник по теплогидравлическим расчетам (Ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы). М.: Энергоатомиздат, 1990. 360 с.
10. Кулинченко В. Р. Справочник по теплообменным расчетам. Киев: Тэхника, 1990. 165 с.
11. Performance Enhancement of Shelland Helical Coil Water Coolers Using Different Geometric and Fins Conditions / S. A. Nada [et. al.] // *Heat Transfer – Asian Research*. 2016. Vol. 45 (7). P. 631–647.
12. Петухов Б. С., Генин Л. Г., Ковалев С. А. Теплообмен в ядерных энергетических установках. М.: Атомиздат, 1974. 408 с.

References

1. Helmling S., Wapler J., Langner R. Efficiency of sanitary hot water heat pumps based on a field test. *12th IEA Heat Pump Conference*, 2017. O. 1.9.2, p. 12.
2. Dossat R. Dzh., Khoran T. Dzh. *Osnovy kholodil'noy tekhniki* [Bases of the refrigerating equipment]. Moscow, Tekhnosfera Publ., 2008. 824 p.
3. Chato L. C. Laminar condensation inside horizontal and inclined tubes. *ASHRAE*, 1962. vol. 4, no 1, pp. 52–60.
4. Boyko L. D., Kruzhillin G. N. Heat removal during steam condensation in pipe. *Izv. AN SSSR. Energetika i transport* [News Academy of sciences of the USSR. Power and transport], 1966, no. 5, pp. 113–128 (In Russian).
5. Akers W. W., Deans H. A., Crosser O. K. Condensation heat transfer within horizontal tubes. *Chem. Eng. Prog. Symp. Ser.*, 1959. vol. 55 (29), pp. 171–176.
6. Cavallini A., Zecchin R. A. Dimensionless correlation for heat transfer in forced convection condensation. *Proceedings 6th Int. heat transfer conference*, 1974, vol. 3, pp. 309–313.
7. 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).
8. Zhukauskas A. A. *Konvektivnyy perenos v teploobmennikakh* [Convective transfer in heat exchangers]. Moscow, Nauka Publ., 1982. 472 с.
9. Kirillov P. L., Yur'yev Yu. S., Bobkov V. P. *Spravochnik po teplogidravlicheskim raschetam (Yadernye reaktory, teploobmenniki, parogeneratory)* [Handbook on thermal-hydraulic calculations (Nuclear reactors, heat exchangers, steam generators)]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1990. 360 p.
10. Kulinchenko V. R. *Spravochnik po teploobmennym raschetam* [Heat Exchange Calculation Manual]. Kiev, Tekhnika Publ., 1990. 165 p.
11. Nada S. A., Abdelaziz G. B., Eid E. I., Hassan H. A. Performance Enhancement of Shelland Helical Coil Water Coolers Using Different Geometric and Fins Conditions. *Heat Transfer – Asian Research*, 2016, vol. 45 (7), pp. 631–647.
12. Petukhov B. S., Genin L. G., Kovalev S. A. *Teploobmen v yadernykh energeticheskikh ustanovkakh* [Heat exchange in nuclear power plants]. Moscow, Atomizdat Publ., 1974. 408 p.

Информация об авторах

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

Здитовецкая Светлана Валентиновна – кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры энергосбережения, гидравлики и теплотехники. Белорусский государственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Республика Беларусь). E-mail: teka_11@mail.ru

Information about the authors

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

Zditovetskaya Svetlana Valentinovna – PhD (Engineering), Senior Lecturer, the Department of Energy Saving, Hydraulic and Heat Engineering. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: teka_11@mail.ru

Поступила 21.04.2020