

<https://doi.org/10.21122/1029-7448-2022-65-3-250-262>

УДК 536.24:621.577.012-837

## Приближенный тепловой расчет конденсатора перегретого пара тепловых насосов

В. И. Володин<sup>1)</sup>, С. В. Здитовецкая<sup>1)</sup>

<sup>1)</sup>Белорусский государственный технологический университет  
(Минск, Республика Беларусь)

© Белорусский национальный технический университет, 2022  
Belarusian National Technical University, 2022

**Реферат.** Приведен сравнительный анализ методик приближенного теплового расчета конденсатора перегретого пара пароконденсационного теплового насоса системы теплоснабжения. Рабочее вещество теплового насоса и конденсирующегося пара – хладагент R410a. При однозонной методике конденсатор рассчитывается по одному участку с включением теплоты перегрева в теплоту конденсации и использованием коэффициента перегрева. Двухзонная методика предполагает расчет конденсатора по двум отдельным участкам: охлаждения перегретого пара и собственно его конденсации. Апробация проводилась при численном исследовании конденсатора низкотемпературной теплонасосной системы отопления и горячего водоснабжения с поверхностью теплообмена в виде спирального змеевика труба в трубе, погруженного в нагреваемую жидкость. В первом подходе расход и температура нагреваемой воды ограничены температурой насыщения конденсирующегося хладагента независимо от схемы течения рабочих сред. Методика двухзонного расчета конденсатора перегретого пара с противоточной или перекрестно-противоточной схемой течения рабочих сред позволяет получить реальные результаты по температуре нагреваемой воды, превышающей температуру насыщенного пара хладагента, с учетом расхода нагреваемой воды. В данном случае температура стенки на участке охлаждения выше температуры насыщения, а при конденсации – ниже, что дополнительно подтверждает адекватность данной методики. Использование двухзонной методики с отдельным усреднением физических свойств рабочих сред на участках охлаждения перегретого пара и конденсации, а также температурных напоров дает более точное значение поверхности теплообмена, которая в рассмотренном случае уменьшается до 20 %. На основании проведенных исследований рекомендуется использовать двухзонную методику, позволяющую получить достоверные данные о параметрах конденсатора перегретого пара.

**Ключевые слова:** конденсатор, тепловой насос, хладагент, теплоснабжение, конденсация, перегретый пар, физические свойства, теплопередача, температурный напор, поверхность теплообмена

**Для цитирования:** Володин, В. И. Приближенный тепловой расчет конденсатора перегретого пара тепловых насосов / В. И. Володин, С. В. Здитовецкая // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2022. Т. 65, № 3. С. 250–262. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2022-65-3-250-262>

---

### Адрес для переписки

Володин Виктор Иванович  
Белорусский государственный  
технологический университет  
ул. Свердлова, 13А,  
220006, г. Минск, Республика Беларусь  
Тел.: +375 17 397-49-33  
volvic@mail.ru

### Address for correspondence

Volodin Victor I.  
Belarussian State  
Technological University  
13A, Sverdlova str.,  
220006, Minsk, Republic of Belarus  
Tel.: +375 17 397-49-33  
volvic@mail.ru

---

## Approximate Thermal Calculation of the Superheated Steam Condenser of Heat Pumps

V. I. Volodin<sup>1)</sup>, S. V. Zditovetskaya<sup>1)</sup>

<sup>1)</sup>Belarussian State Technological University (Minsk, Republic of Belarus)

**Abstract.** A comparative analysis of the methods of approximate thermal calculation of the superheated steam condenser of the steam compression heat pump of the heat supply system is presented. The working substance of the heat pump and the condensing steam is the refrigerant R410a. When the single-zone method is applied, the condenser is calculated by one area with the inclusion of the heat of overheating in the heat of condensation and the use of the overheating coefficient. The two-zone method assumes the calculation of the condenser in two separate areas, viz. the cooling of superheated steam and its actual condensation. The approbation was carried out during a numerical study of a condenser of a low-temperature heat pump system for heating and hot water supply, with a heat exchange surface in the form of a spiral coil pipe in a pipe immersed in a heated liquid. In the first approach, the flow rate and temperature of the heated water are limited by the saturation temperature of the condensing refrigerant, regardless of the flow pattern of the working media. The method of two-zone calculation of the superheated steam condenser with a counter-current or cross-counter-current flow scheme of working media makes it possible to obtain real results of the temperature of the heated water that exceeds the temperature of the saturated refrigerant vapor, taking into account the flow rate of the heated water. In this case, the wall temperature in the cooling area is higher than the saturation temperature, and during condensation it is lower, which further confirms the adequacy of the presented technique. The use of a two-zone technique with a separate averaging of the physical properties of the working media in the areas of superheated steam and condensation cooling, as well as temperature pressures, provides a more accurate value of the heat exchange surface, which in the case under consideration is reduced to 20%. Based on the conducted studies, it is recommended to use a two-zone technique that makes it possible to obtain reliable data on the parameters of the superheated steam condenser.

**Keywords:** condenser, heat pump, refrigerant, heat supply, condensation, superheated steam, physical properties, heat transfer, temperature pressure, heat exchange surface

**For citation:** Volodin V. I., Zditovetskaya S. V. (2022) Approximate Thermal Calculation of the Superheated Steam Condenser of Heat Pumps. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 65 (3), 250–262. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2022-65-3-250-262> (in Russian)

### Введение

Парокомпрессионные тепловые насосы получили широкое распространение в системах теплоснабжения зданий [1, 2]. Мировой опыт показывает целесообразность их внедрения в низкотемпературных системах отопления и горячего водоснабжения. В Европе, где примерно 244 млн жилых зданий, доля рынка тепловых насосов в строительном фонде составляет около 6 %. Так, их продажи в 21 стране Европейского союза выросли в 2020 г. на 7,4 % (1,62 млн единиц) [3]. Поскольку ожидаемый срок службы тепловых насосов около 20 лет, их текущий европейский запас 14,86 млн единиц.

Конденсатор – один из основных элементов теплового насоса, во многом определяющий его технико-экономические показатели. В парокомпрессионных тепловых насосах на вход в конденсатор поступает перегретый пар после компрессора. В конденсаторах теплопроизводительностью до 20–30 кВт реализуется пленочная конденсация перегретого пара в горизонтальных трубах. Для проектирования конденсаторов и анализа их работы в составе тепловых насосов требуется адекватный метод их расчета. На практике для изучения процесса пленочной конденсации и обос-

нования завершенных проектных решений применяют двухмерные и одномерные локальные математические модели [4].

Интегральные методики расчета конденсаторов перегретого пара используют в нерасчетных режимах из-за простоты их адаптации к конкретным условиям эксплуатации. Учет перегрева пара при пленочной конденсации проводят введением поправок к расчетным формулам коэффициентов теплоотдачи насыщенного пара или разбиением поверхности конденсации на две зоны – охлаждения перегретого пара и конденсации. В первом случае предполагается, что конденсация перегретого пара начинается сразу при контакте с охлаждаемой поверхностью с температурой насыщения на свободной поверхности пленки конденсата, контактирующей с паром [5, 6].

При ламинарной пленочной конденсации, когда в формулу для расчета коэффициента теплоотдачи входит теплота конденсации, рекомендуют теплоту фазового перехода  $h_{fg}$  суммировать с теплотой перегрева [5, 6], т. е. использовать выражение  $h'_{fg} = h_{fg} + c_{pR}(t_R - t_s)$ , где  $c_{pR}$  – теплоемкость пара, Дж/(кг·°С);  $t_R, t_s$  – температура перегретого и насыщенного пара, °С.

Для расчета коэффициента теплоотдачи при конденсации перегретого пара используется параметр перегрева  $\xi = c_{pR}(t_R - t_s)/h_{fg}$  [7, 8]. В [7] он применяется в составе поправочного коэффициента к теплоотдаче насыщенного пара

$$\alpha \approx \alpha_0 \left( \frac{1 + \xi}{1 - \beta} \right)^{0.5}, \quad (1)$$

где  $\alpha_0$  – коэффициент теплоотдачи насыщенного пара, Вт/(м<sup>2</sup>·°С);  $\beta \approx q_2/q$  – полнота конденсации;  $q$  – плотность теплового потока сконденсировавшегося пара, Вт/м<sup>2</sup>;  $q_2$  – то же, подводимого к пленке конденсата от не сконденсировавшегося пара, Вт/м<sup>2</sup>; при полной конденсации  $\beta = 0$ .

Выражение для расчета коэффициента теплоотдачи при полной конденсации имеет вид [8]

$$\alpha = \alpha_0 (1 + \xi)^{0.25}. \quad (2)$$

Таким образом, рекомендации по учету перегрева при полной конденсации пара путем введения поправки  $(1 + \xi)^n$  к коэффициенту теплоотдачи отличаются численными значениями показателя степени  $n$  [7, 8].

Недостатком рассмотренных подходов при расчете конденсаторов перегретого пара тепловых насосов систем теплоснабжения является ограничение по температуре нагреваемой воды, которая не может быть выше температуры насыщения. На рис. 1 показан характер действительного изменения температур хладагента и нагреваемой воды по длине  $L$  поверхности теплообмена конденсатора при противоточной или перекрестно-противоточной схеме их течения.

При изменении температуры хладагента и нагреваемой воды от  $t_{x1}$  и  $t_{b1}$  на входе аппарата до  $t_{x2}$  и  $t_{b2}$  на выходе возможен подогрев воды до температуры  $t_{b2}$ , превышающей температуру насыщения  $t_s$ . Поэтому целесообразно

разно проводить расчет конденсатора, выделяя зоны охлаждения перегретого пара и собственно конденсации.

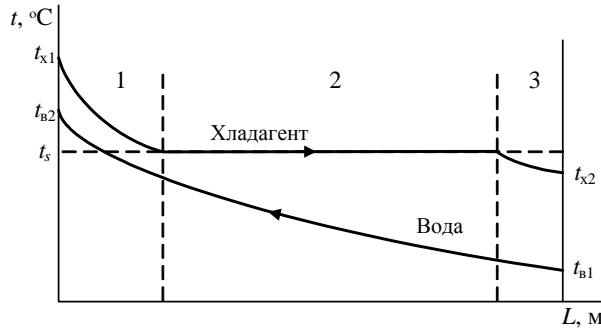


Рис. 1. Распределение температур хладагента и воды в конденсаторе при противотоке: 1 – охлаждение перегретого пара; 2 – конденсация; 3 – охлаждение конденсата

Fig. 1. Temperature distribution of refrigerant and water in the condenser under counterflow conditions: 1 – superheated vapor cooling; 2 – condensation; 3 – condensate cooling

На основе численного исследования [9] и проведенного эксперимента [10] установлено, что использование в схеме теплового насоса охладителя перегретого пара рабочего вещества позволяет получить теплоноситель на выходе из конденсатора с уровнем температуры больше температуры насыщения [9, 10].

В [11, 12] на основе термодинамического анализа работы компрессионного теплового насоса показано, что один из способов повышения эффективности – применение охладителя перегретого пара рабочего тела, устанавливаемого отдельно от конденсатора, что позволяет иметь теплоноситель различных температурных уровней. Можно получить некоторое количество теплоты при более высокой температуре за счет использования перегрева рабочего вещества, выходящего из компрессора. В отопительном тепловом насосе эту теплоту направляют для дополнительного подогрева воды при горячем водоснабжении.

Предложены схемные решения для реализации двухступенчатого нагрева теплоносителя в тепловом насосе [13–16], однако поскольку они не подкреплены количественными данными, нельзя судить об эффективности дополнительного использования охладителя перегретого пара (форконденсатора).

Таким образом, рассмотренные методы анализа конденсаторов тепловых насосов для подогрева воды систем теплоснабжения не дают конкретных данных о параметрах нагреваемого теплоносителя при конденсации перегретого пара. Имеются различные подходы к определению коэффициента теплоотдачи при конденсации перегретого пара. Например, не рассматриваются вопросы влияния количественного значения поправок к коэффициенту теплоотдачи, расхода подогреваемой воды на ее выходную температуру и площадь теплообмена аппарата. Настоящая работа посвящена рассмотрению этих вопросов.

### Основная часть

В статье проведен сравнительный анализ двух интегральных методов теплового расчета конденсатора теплового насоса. В первом случае охла-

ждение перегретого пара и конденсация осуществляются в аппарате как единый процесс с использованием поправочного коэффициента перегрева. Второй подход основан на разделении поверхности теплообмена на два участка – охлаждения перегретого пара и собственно конденсации. На каждом из них теплообмен описывается отдельной системой уравнений теплопередачи и теплового баланса. При этом приближенно принимается, что вначале перегретый пар охлаждается до температуры насыщения, а затем конденсируется насыщенный пар. Хотя возможны случаи, когда конденсация перегретого пара начинается раньше достижения температуры насыщения [7, 17], однако их анализ требует отдельного рассмотрения на основе локальной модели конденсации.

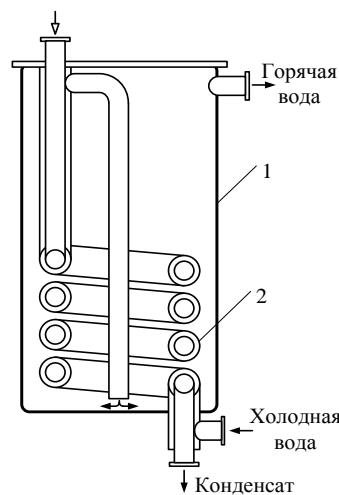


Рис. 2. Конструкция конденсатора-аккумулятора: 1 – корпус; 2 – змеевик труба в трубе

Fig. 2. Design of the condenser-accumulator: 1 – casing; 2 – coil pipe in the pipe

Объект исследования – конденсатор низкотемпературной теплонасосной системы отопления и горячего водоснабжения с перспективным хладагентом R410a номинальной теплопроизводительностью 10 кВт, выполняющий одновременно функцию буферной емкости (рис. 2) [18]. В конденсаторе реализуется полная конденсация перегретого пара.

Аппарат выполнен в виде теплоизолированного бака объемом 500 л с внутренним диаметром емкости 0,75 м. Поверхность теплообмена конденсатора представлена спиральным змеевиком труба в трубе, погруженным в нагреваемую жидкость. Размеры внутренней трубы  $d \times \delta = 14 \times 1$  мм, наружной  $D \times \Delta = 20 \times 1$  мм. Диаметр змеевика 0,5 м. Во внутреннюю трубу змеевика поступает перегретый пар хладагента с температурой 105,3 °С, давлением 3,4 МПа, его расход 0,0346 кг/с. Температура нагреваемой воды на входе в кольцевой канал 10 °С.

Холодная вода подается снизу, конденсируемый пар – сверху, что соответствует перекрестно-противоточной схеме движения теплоносителей. Искомые параметры – температура воды на выходе конденсатора и площадь поверхности теплообмена.

Результаты численного анализа получены на основе сравнения указанных выше подходов к расчету конденсатора перегретого пара хладагента: в целом (однозонная модель) и по двум участкам (двухзонная модель).

При расчете конденсатора по участкам конденсации и охлаждения перегретого пара тепловой поток и поверхность теплообмена конденсатора находят по правилу аддитивности [19]:

$$Q = Q_1 + Q_2; \quad (3)$$

$$F = F_1 + F_2,$$

где  $Q_1, Q_2$  – тепловой поток на участках конденсации и охлаждения перегретого пара хладагента, Вт;  $F_1, F_2$  – площадь поверхности теплообмена на тех же участках, м<sup>2</sup>.

При расчете конденсатора с использованием коэффициента перегрева  $(1 + \xi)^n$  тепловой поток и площадь поверхности теплообмена берутся как одно целое. В обоих анализируемых подходах решается система уравнений теплового баланса и теплопередачи [19], дополняемая замыкающими соотношениями для определения коэффициентов теплоотдачи.

В общем случае процесс описывается уравнениями:

$$Q = G_R [h_{fg} + c_{pR} (t_R - t_s)]; \quad (4a)$$

$$Q = G_B c_{pB} (t_{B2} - t_{B1}); \quad (4b)$$

$$Q = k \Delta \bar{t} F, \quad (4c)$$

где  $G_R, G_B$  – массовый расход хладагента и воды, кг/с;  $c_{pB}$  – теплоемкость воды, Дж/(кг·°C);  $t_{B1}, t_{B2}$  – температура воды на входе и выходе участков конденсации и охлаждения или конденсатора в целом, °C;  $k$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·°C);  $\Delta \bar{t}$  – среднелогарифмический температурный напор, °C.

Система уравнений (4) решается для конденсатора в целом с тепловым потоком  $Q$  или отдельно для участков конденсации и охлаждения перегретого пара хладагента для соответствующих тепловых потоков  $Q_1, Q_2$  и дополняется расчетом коэффициентов теплоотдачи, входящих в уравнение теплопередачи (4c).

Для расчета коэффициента теплоотдачи со стороны конденсирующегося потока хладагента для рассматриваемой конструкции конденсатора использована зависимость для горизонтальных труб [20], которая показывает удовлетворительную корреляцию при конденсации хладагента R410a [21]:

$$Nu_{ж} = 0,05 Re_e^{0,8} Pr_{ж}^{0,33}, \quad (5)$$

где  $Re$  – число Рейнольдса;  $Pr$  – число Прандтля; в индексах: ж – жидкость;  $e$  – эквивалентный;

$$Re_e = Re_{п} \left( \frac{\rho_{ж}}{\rho_{п}} \right)^{0,8} \left( \frac{\mu_{ж}}{\mu_{п}} \right) + Re_{ж}, \quad (6)$$

где  $\rho$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>;  $\mu$  – динамическая вязкость, Па·с; в индексе п – пар.

Для расчета коэффициентов теплоотдачи со стороны охлаждаемого потока перегретого пара хладагента и для нагреваемой воды используются общие базовые уравнения подобия, отличающиеся значением эквивалентного гидравлического диаметра  $d_r$ . При охлаждении потока пара характерным размером  $d_r$  является внутренний диаметр трубы  $d_r = d_B = d - 2\delta$ , а при нагреве воды – удвоенная толщина кольцевого зазора  $d_r = D - 2\Delta - d$ .

Для расчета коэффициентов теплоотдачи использовали уравнения для следующих режимов течения потоков:

- турбулентного [22]

$$Nu = \frac{0,023 Re^{0,8} Pr}{1 + 2,14 Re^{-0,1} (Pr^{0,7} - 1)}; \quad (7)$$

- переходного [23]

$$\text{Nu} = 0,037(\text{Re}^{0,75} - 180)\text{Pr}_B^{0,42} \left( 1 + \left( \frac{d_r}{L} \right)^{2/3} \right), \quad (8)$$

где  $L$  – длина канала, м;

- ламинарного [23]

$$\text{Nu} = 3,65 + \frac{0,19(\text{Pe } d_r/L)^{0,8}}{1 + 0,117(\text{Pe } d_r/L)^{0,467}}, \quad (9)$$

где  $\text{Pe} = \text{RePr}$  – число Пекле.

Коэффициент теплоотдачи со стороны нагреваемой воды в кольцевом канале с адиабатной внешней поверхностью для рассматриваемой конструкции конденсатора рассчитывается с учетом поправочного коэффициента [24]

$$\alpha_B = \alpha_{\text{во}} \left( 1 - \frac{0,45}{2,4 + \text{Pr}} \right) \left( \frac{D_B}{d} \right)^{\text{Pr}_B^{0,15}} \varepsilon, \quad (10)$$

где  $\alpha_{\text{во}}$  – коэффициент теплоотдачи, определяемый в зависимости от режима течения потока по (7)–(9), Вт/(м<sup>2</sup>·°С);  $D_B = D - 2\Delta$  – внутренний диаметр наружной трубы змеевика труба в трубе, м;  $d$  – наружный диаметр трубы с хладагентом, м;  $\varepsilon$  – поправочный коэффициент ( $\varepsilon = 1$  при  $d/D > 0,2$ ); в индексе  $v$  – вода.

Результаты теплового расчета исследуемого конденсатора в номинальном режиме, полученные с использованием одно- и двухзонной моделей, приведены в табл. 1. Физические свойства сред определялись по значениям средних температур на рассматриваемых участках. В однозонной модели в поправке  $(1 + \xi)^n$  к коэффициенту теплоотдачи при конденсации потока хладагента принимался показатель степени  $n = 0,5$  в соответствии с рекомендацией [7].

Из табл. 1 видно, что температура подогретой воды на выходе конденсатора в пределах точности расчета в обоих случаях имеет практически одно значение (49,8 и 49,9 °С) для двухзонного и однозонного конденсаторов соответственно. Это следует из уравнения теплового баланса аппарата для заданных теплового потока, расхода и температуры воды на входе в аппарат.

В то же время из табл. 1 и рис. 3 видно, что поверхность теплообмена конденсатора, которая пропорциональна длине змеевика, и параметры, влияющие на ее размеры, – коэффициенты теплопередачи и температурные напоры отличаются.

Площадь поверхности теплообмена при расчете по двухзонной модели меньше на 20 %, чем по однозонной. Это отличие вызвано разными значениями температурных напоров и коэффициентов теплопередачи (рис. 3). Значение интегрального температурного напора при использовании однозонной модели в 1,65 раза меньше по сравнению с участком охлаждения и в 1,46 раза меньше по сравнению с участком конденсации. Температур-

ный напор в однозонной модели ограничен температурой насыщения на входе и выходе конденсатора. В двухзонной модели локальные температурные напоры на входе и выходе рассматриваемых участков выше, что является причиной повышения на них среднелогарифмических температурных напоров.

Таблица 1

Результаты теплового расчета конденсатора  
( $Q = 10$  кВт,  $G_R = 0,0346$  кг/с,  $G_B = 0,06$  кг/с)

Results of thermal calculation of the condenser  
( $Q = 10$  kW,  $G_R = 0,0346$  kg/s,  $G_B = 0,06$  kg/s)

Параметр	Двухзонный конденсатор		Однозонный конденсатор
	зона охлаждения перегретого пара	зона конденсации насыщенного пара	
Тепловой поток, Вт	2284	7712	10000
Длина змеевика, м	2,05	5,80	9,74
Хладагент			
Температура на входе/выходе, °C	105,3/55	55/55	105,3/55
Число Рейнольдса	208471	48432	48432
Параметр перегрева	–	–	0,296
Коэффициент перегрева	–	–	1,138
Коэффициент теплоотдачи, Вт/(м <sup>2</sup> ·°C)	1341	2762	3143
Вода			
Температура на входе/выходе, °C	40,7/49,8	10/40,7	10/49,9
Скорость, м/с	0,60	0,60	0,60
Число Рейнольдса	3989	2676	2988
Коэффициент теплоотдачи, Вт/(м <sup>2</sup> ·°C)	3247	2770	2533

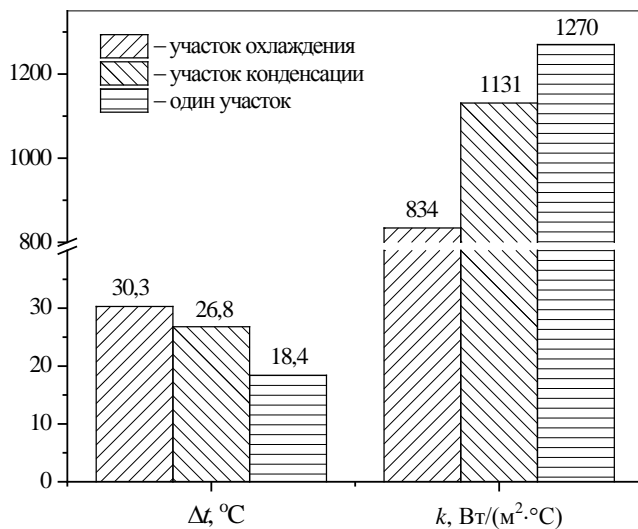


Рис. 3. Изменение температурного напора  $\Delta t$  и коэффициента теплопередачи  $k$  на участках конденсатора

Fig. 3. Change in temperature pressure  $\Delta t$  and heat transfer coefficient  $k$  in the condenser areas



Коэффициент теплопередачи в однозонной модели соответственно в 1,52 и 1,12 раза выше, чем на указанных участках (рис. 3). На участке охлаждения теплоотдача пара хладагента является определяющей, что закономерно, и приводит к понижению коэффициента теплопередачи до 834 Вт/(м<sup>2</sup>·°С). На участке конденсации, где коэффициенты теплоотдачи сравнимы, коэффициент теплопередачи 1131 Вт/(м<sup>2</sup>·°С). Уменьшение коэффициента теплоотдачи воды до 2770 Вт/(м<sup>2</sup>·°С) на участке конденсации по сравнению с участком охлаждения пара, где он равен 3247 Вт/(м<sup>2</sup>·°С), вызвано в основном изменением вязкости воды, которая растет с понижением температуры потока (табл. 1).

В итоге различие температурных напоров и коэффициентов теплопередачи в одно- и двухзонной моделях приводит к увеличению поверхности теплообмена при использовании однозонной модели в 1,24 раза из-за неадекватности расчетной модели процесса конденсации перегретого пара.

Дополнительно рассмотрим влияние величины поправки к коэффициенту теплоотдачи (2) на параметры однозонного конденсатора [7, 8]. Возьмем диапазон изменения показателя степени  $n$  от 0 до 1 (рис. 4).

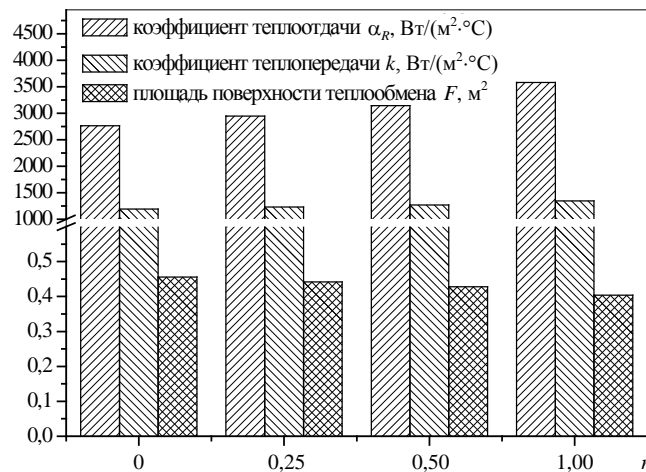


Рис. 4. Влияние показателя степени  $n$  поправки к коэффициенту теплоотдачи на параметры однозонного конденсатора перегретого пара

Fig. 4. Influence of the index of the degree  $n$  of the correction of the heat transfer coefficient on the parameters of a single-zone superheated steam condenser

Влияние этого параметра на коэффициент теплопередачи  $k$ , а соответственно и на площадь поверхности теплообмена  $F$  существенно меньше, чем на значение коэффициента теплоотдачи  $\alpha_R$  со стороны конденсирующегося потока пара. Например, при  $n = 0,5$  по сравнению со случаем, когда поправка не учитывается, коэффициент теплоотдачи увеличился в 1,14 раза, а коэффициент теплопередачи – в 1,07 раза. Площадь поверхности теплообмена уменьшилась в 1,07 раза, она изменяется обратно пропорционально коэффициенту теплопередачи. При  $n = 1,0$  коэффициент теплоотдачи увеличился в 1,36 раза, коэффициент теплопередачи – в 1,13 раза. С ростом значения  $n$  увеличение коэффициента теплопередачи и уменьшение площади поверхности теплообмена замедляется. Это вызвано тем, что с ростом показателя  $n$  определяющим является коэффициент теплоот-

дачи нагреваемой воды, который остается постоянным и имеет меньшее значение по сравнению с теплоотдачей конденсирующегося потока хладагента. Из данного анализа следует, что при рассмотрении конденсирующегося потока перегретого пара необходимо учитывать не только собственно процесс конденсации, но и влияние охлаждающей среды. Наибольшим недостатком метода теплового расчета конденсатора с использованием однозонной модели является ограничение на выходную температуру нагреваемой воды, которая должна быть ниже температуры насыщения.

Так как температура нагреваемой воды на выходе конденсатора при постоянном тепловом потоке и температуре на входе (рис. 5, линия 1) зависит от расхода, рассмотрим его влияние на подогрев воды с использованием двухзонной модели конденсатора.

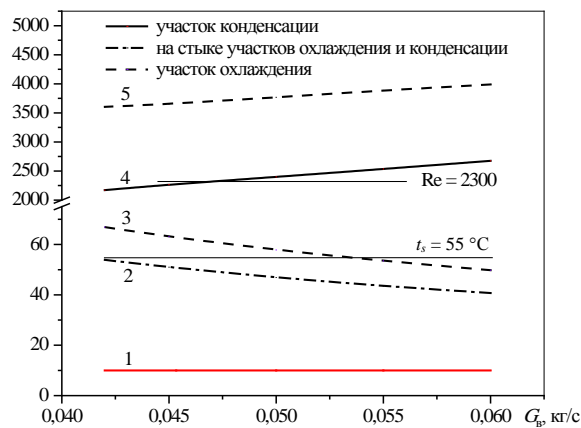


Рис. 5. Изменение параметров воды на участках охлаждения перегретого пара и конденсации: 1 – температура на входе в конденсатор; 2 – то же на выходе участка конденсации и на входе участка охлаждения пара; 3 – то же на выходе конденсатора; 4, 5 – число Рейнольдса

Fig. 5. Changes in water parameters in the areas of superheated steam cooling and condensation: 1 – water temperature at the entrance to the condenser; 2 – water temperature at the outlet of condensation section and at the entrance to the cooling section of steam; 3 – water temperature at the outlet of the condenser; 4, 5 – Reynolds number

На рис. 5 видно, что при расходе воды меньше 0,054 кг/с температура на выходе конденсатора (линия 3) становится больше температуры насыщения  $t_s$ . При этом на участке охлаждения пара (рис. 6, штриховая линия 2) средняя температура стенки выше температуры насыщения. Это подтверждает наличие участка охлаждения перегретого пара. Данный эффект в однозонной модели не учитывается. Для рассматриваемого случая максимальный нагрев воды 66,9 °С при расходе 0,042 кг/с. Число Рейнольдса воды на участках охлаждения и конденсации пара отличается из-за существенного уменьшения вязкости с ростом температуры (рис. 5, линии 4, 5).

Коэффициент теплопередачи на участке охлаждения пара с увеличением расхода от 0,042 до 0,060 кг/с монотонно возрастает в 1,07 раза (рис. 6, штриховая линия 1), а на участке конденсации (рис. 6, сплошная линия 1) повышается приблизительно в два раза из-за смены режима течения потока воды от ламинарного к переходному (рис. 5, линия 4).

Этот фактор приводит к увеличению поверхности теплообмена на участке конденсации при ламинарном течении потока воды (рис. 6, линии 4).

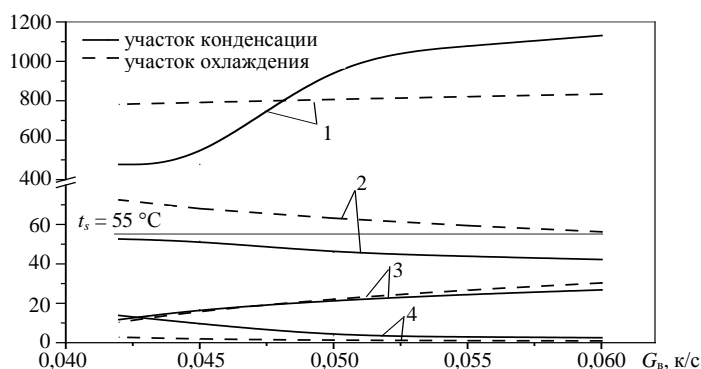


Рис. 6. Изменение параметров конденсатора на участках охлаждения перегретого пара и конденсации: 1 – коэффициент теплопередачи  $k$ , Вт/(м<sup>2</sup>·°C); 2 – температура стенки  $t_w$ , °C; 3 – температурный напор  $\Delta t$ , °C; 4 – площадь поверхности теплообмена  $F \cdot 10$ , м<sup>2</sup>

Fig. 6. Changes in the parameters of the condenser in the areas of superheated steam cooling and condensation: 1 – heat transfer coefficient  $k$ , W/(m<sup>2</sup>·°C); 2 – wall temperature  $t_w$ , °C; 3 – temperature pressure  $\Delta t$ , °C; 4 – heat exchange surface area  $F \cdot 10$ , m<sup>2</sup>

Изменение температуры стенки относительно температуры насыщения (рис. 6, линии 2) подтверждает наличие двух участков – охлаждения перегретого пара и его конденсации. На участке охлаждения она выше температуры насыщения, на участке конденсации – ниже.

#### ВЫВОДЫ

1. Методика однозонного расчета конденсатора теплового насоса с включением теплоты перегрева в теплоту конденсации и использованием коэффициента перегрева имеет ограничение на температуру подогрева нагреваемого теплоносителя воды, не превышающую температуру конденсации при заданном давлении.

2. Методика двухзонного расчета конденсатора перегретого пара с противоточной или перекрестно-противоточной схемой течения рабочих сред и разбиением конденсатора на участки охлаждения перегретого пара и конденсации позволяет получить адекватные результаты по температуре нагреваемой воды, превышающей температуру насыщенного пара хладагента, с учетом расхода нагреваемой воды. Температура стенки на участке охлаждения выше температуры насыщения, а при конденсации – ниже, что подтверждает применимость данной методики.

3. Использование в методике двухзонного расчета конденсатора отдельных усредненных физических свойств рабочих сред на участках охлаждения перегретого пара и конденсации, а также температурных напоров дает более точное значение поверхности теплообмена, которая в рассмотренном случае уменьшается до 20 %.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Оценка энергетической эффективности цикла теплового насоса со ступенчатым сжатием / С. К. Абильдинова [и др.] // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2019. Т. 62, № 3. С. 293–302. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-3-293-302>.
2. Петраш, В. Д. Эффективность пароконденсационной трансформации энергетических потоков для теплоснабжения на основе морской воды / В. Д. Петраш, В. О. Макаров, А. А. Хоменко // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2021. Т. 64, № 6. С. 538–553. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2021-64-6-538-553>.

3. The European Heat Pump Market and Statistics Report [Electronic Resource]. Mode of access: <https://www.ehpa.org/market-data/market-report-2021>. Date of access: 13.08.2021.
  4. Михалевич, А. А. Математическое моделирование массо- и теплопереноса при конденсации / А. А. Михалевич. Минск: Наука и техника, 1982. 216 с.
  5. Михеев, М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. М.: Энергия, 1977. 344 с.
  6. Гопин, С. Р. Воздушные конденсаторы малых холодильных машин / С. Р. Гопин, В. М. Шавра. М.: Агропромиздат, 1987. 151 с.
  7. Кутателадзе, С. С. Основы теории теплообмена / С. С. Кутателадзе. М.: Атомиздат, 1979. 416 с.
  8. Теплопередача в двухфазном потоке / под ред. Д. Баттерворса, Г. Ф. Хьюитта. М.: Энергия, 1980. 328 с.
  9. Володин, В. И. Влияние процессов теплообмена на эффективность компрессионных трансформаторов теплоты / В. И. Володин // Тепломассообмен ММФ-2000: IV Минский междунар. форум: тезисы докладов. Минск, 2000. Т. 10. С. 202–208.
  10. Петраков, Г. Н. Повышение эффективности работы теплового насоса в системах теплоснабжения за счет модернизации конденсатора / Г. Н. Петраков. Воронеж, 2006. 16 с.
  11. Боровков, В. М. Тепловой насос с двухступенчатым конденсатором / В. М. Боровков, А. А. Аль Алавин // Промышленная энергетика. 2007. № 8. С. 40–43.
  12. Боровков, В. М. Энергосберегающие теплонасосные системы теплоснабжения / В. М. Боровков, А. А. Аль Алавин // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2007. № 1–2. С. 42–46.
  13. Компрессионная холодильная установка: а. с. SU 1000693 / А. И. Набережных, О. П. Голубев, А. В. Максимов. Оpubл. 28.02.1983.
  14. Тепловой насос: а. с. SU 1359592 / Е. И. Таубман, В. И. Савинкин, Т. С. Антоненко, С. У. Кивензор, И. Э. Гитман. Оpubл. 15.12.1987.
  15. Тепловой насос холодильной установки: а. с. SU 771417 / И. Ф. Городнянский, Р. Л. Данилов, А. Г. Криштафович, Е. М. Лебедько. Оpubл. 15.10.1980.
  16. Тепловой насос: а. с. SU 1204890 / Г. С. Антоненко, В. Р. Данилов, С. У. Кивензор. Оpubл. 15.01.1986.
  17. Hong, S.-J. Discussion on Superheated Steam Condensation and Revaporization [Electronic Resource] / S.-J. Hong, J.-H. Lee // Transactions of the Korean Nuclear Society Virtual Spring Meeting. 2020. Mode of access: <https://journal-home.s3.ap-northeast-2.amazonaws.com/site/kns2020spring/presentation/20S-201.pdf>. Date of access: 13.08.2021.
  18. Володин, В. И. Теплообмен в конденсаторе-аккумуляторе теплового насоса / В. И. Володин, С. В. Здитовецкая // Труды БГТУ. Сер. 2. Химические технологии, биотехнологии, геоэкология. Минск: БГТУ. 2020. № 2 (235). С. 112–116.
  19. Здитовецкая, С. В. Метод расчета пароконденсационных трансформаторов теплоты / С. В. Здитовецкая, В. И. Володин // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2012. № 5. С. 76–82.
  20. Cavallini, A. Dimensionless Correlation for Heat Transfer in Forced Convection Condensation / A. Cavallini, R. A. Zecchin // International Heat Transfer Conference 5, 1974, 3–7 September, Tokyo, Japan. P. 309–313. <https://doi.org/10.1615/ihtc5.1220>.
  21. Condensation Inside Horizontal Tubes: State of the Problem and Analysis of Research Results / V. G. Rifert [et al.] // Transport Phenomena in Two-Phase Flow: Proc. 15 Conf. Sunny Beach, 17–22 Sept. 2011. Sunny Beach, 2011. P. 155–166.
  22. Тепловой и гидравлический расчет теплообменного оборудования АЭС. Методические указания: РД 24.035.05-89. Л.: НПО ЦКТИ, 1991. 211 с.
  23. Конвективный тепло- и массоперенос / В. Каст [и др.]. М.: Энергия, 1980. 49 с.
  24. Петухов, Б. С. Теплообмен в ядерных энергетических установках / Б. С. Петухов, Л. Г. Генин, С. А. Ковалев. М.: Атомиздат, 1974. 408 с.
- Поступила 22.02.2022 Подписана в печать 26.04.2022 Опубликована онлайн 31.05.2022

## REFERENCES

1. Abildinova S. K., Musabekov R. A., Rasmukhametova A. S., Chicherin S. V. (2019) Evaluation of the Energy Efficiency of the Stage Compression Heat Pump Cycle. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 62 (3), 293–302. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-3-293-302> (in Russian).
2. Petrush V. D., Makarov V. O., Khomenko A. A. (2021) The Efficiency of Vapor Compression Transformation of Energy Flows for Heat Supply Based on the Sea Water. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Pro-*

- ceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 64 (6), 538–553. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2021-64-6-538-558> (in Russian).
3. *The European Heat Pump Association Market Report*. Available at: <https://www.ehpa.org/market-data/market-report-2021> (Accessed 13 August 2021).
  4. Mikhalevich A. A. (1982) *Mathematical Modeling of Mass and Heat Transfer during Condensation*. Minsk, Nauka i Tekhnika Publ. 216 (in Russian).
  5. Mikheev M. A., Mikheeva I. M. (1977) *Basics of Heat Transfer*. Moscow, Energiya Publ. 344 (in Russian).
  6. Gopin S. R., Shavra V. M. (1987) *Air Condensers of Small Refrigerating Machines*. Moscow, Agropromizdat Publ. 151 (in Russian).
  7. Kutateladze S. S. (1979) *Fundamentals of the Theory of Heat Transfer*. Moscow, Atomizdat Publ. 416 (in Russian).
  8. Butterworth D., Hewitt G. F. (eds.) (1980) *Heat Transfer in a Two-Phase Flow*. Moscow, Energiya Publ. 328 (in Russian).
  9. Volodin V. I. (2000) Influence of Heat Exchange Processes on the Efficiency of Heat Compression Transformers. *Teplomassoobmen MMF-2000: IV Minskii Mezhdunar. Forum: Tezisy Dokladov. T. 10* [Heat and Mass Transfer MIF-2000: IV Minsk International Forum: Abstracts of Presentations, Vol. 10]. Minsk. 202–208 (in Russian).
  10. Petrakov G. N. (2016) *Improving the Efficiency of the Heat Pump in Heat Supply Systems by Upgrading the Condenser*. Voronezh. 16 (in Russian).
  11. Borovkov V. M., Al' Alavin A. A. (2007) Heat Pump with Two-Stage Condenser. *Promyshlennaya Energetika = Industrial Power Engineering*, (8), 40–43 (in Russian).
  12. Borovkov V. M., Al' Alavin A. A. (2007) Energy-Saving Heat Pump Systems of Heat Supply. *Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii. Problemy Energetiki = Power Engineering: Research, Equipment, Technology*, (1–2), 42–46 (in Russian).
  13. Naberezhnykh A. I., Golubev O. P., Maksimov A. V. (1983) *Compression Refrigeration Unit*. Author's Certificate SU No 1000693 (in Russian).
  14. Taubman E. I., Savinkin V. I., Antonenko T. S., Kivenzor S. U., Gitman I. E. (1987) *Heat Pump*. Author's Certificate SU No 1359592 (in Russian).
  15. Gorodnyanskii I. F., Danilov R. L., Krishtafovich A. G., Lebed'ko E. M. (1980) *Heat Pump of the Refrigeration Unit*. Author's Certificate SU No 771417 (in Russian).
  16. Antonenko G. S., Danilov V. R., Kivenzor S. U. (1986) *Heat Pump*. Author's Certificate SU No 1204890 (in Russian).
  17. Hong S.-J., Lee J.-H. (2020) Discussion on Superheated Steam Condensation and Revaporization. *Transactions of the Korean Nuclear Society Virtual Spring Meeting*. Available at: <https://journal-home.s3.ap-northeast-2.amazonaws.com/site/kns2020spring/presentation/20S-201.pdf> (Accessed 13 August 2021).
  18. Volodin V. I., Zditovskaya S. V. (2020) Heat Exchange in a Heat Pump Accumulator Condenser. *Trudy BGTU. Series 2. Khimicheskie Tekhnologii, Biotekhnologii, Geoekologiya = Proceedings of BSTU. Series 2. Chemical Technologies, Biotechnologies, Geoecology*, 2 (235), 112–116 (in Russian).
  19. Zditovskaya S. V., Volodin V. I. (2012) Calculation Method of Steam Compression Heat Transformers. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, (5), 76–82 (in Russian).
  20. Cavallini A., Zecchin R. A. (1974) Dimensionless Correlation for Heat Transfer in Forced Convection Condensation. *International Heat Transfer Conference 5, Tokyo, 1974, 3–7 Sept.* Tokyo. 309–313. <https://doi.org/10.1615/ihtc5.1220>.
  21. Rifert V. G., Gorin V. V., Barabash P. A., Sereda V. V. (2011) Condensation Inside Horizontal Tubes: State of the Problem and Analysis of Research Results. *Transport Phenomena in Two-Phase Flow: Proceedings of the 15<sup>th</sup> International Conference, Sunny Beach, 2011, 17–22 Sept.* Sunny Beach. 155–166.
  22. Guidance Document 24.035.05–89. *Thermal and Hydraulic Calculation of Heat-Exchange Equipment of Nuclear Power Plants*. Leningrad, NPO CKTI Publ., 1991. 211 (in Russian).
  23. Kast V., Krischer O., Reinicke N., Wintermantel K. (1974) *Konvektive Wärme- und Stoffbertragung* [Convective Heat and Mass Transfer]. Springer-Verlag Berlin Heidelberg. 65. <https://doi.org/10.1007/978-3-642-52184-3> (in German).
  24. Petukhov B. S., Genin L. G., Kovalev S. A. (1974) *Heat Exchange in Nuclear Power Plants*. Moscow, Atomizdat Publ. 408 (in Russian).