

Физическая модель теплонасосных опреснителей соленой воды

Д-р техн. наук **И. М. КАЛНИНЬ, А. С. ЖЕРНАКОВ**

Московский государственный университет инженерной экологии
107066, Москва, ул. Старая Басманная, 21/4

Канд. техн. наук **С. Б. ПУСТОВАЛОВ**

Научно-производственная фирма «ЭКИП»
111020, Москва, ул. Солдатская, 3

The current stage of civilization development is characterized by an increasing deficit of sweet water. Salt water desalination is one of the most important problems of humanity. Desalters of different mechanisms are developed and used in the world. There are distillation (evaporating) and membrane desalters.

Offered heat pump desalters (HPD) of salt water are a new type of evaporation desalters, in which generation and recuperation of heat phase transformations of water by using inverse thermodynamic cycle of heat pump with the low-boiling freon.

In spite of the existence of patents and some publications on the heat pump desalters, their physical model, opening patterns and correlation of processes is not developed.

This paper is reported results of the analysis processes of heat pump desalter and its physical model, which build into the calculation and design.

Key words: salt water desalination, heat pump, thermodynamic cycle, generation and recuperation of heat, evaporator desalter, physical model of desalter, heat transfer.

Ключевые слова: опреснение соленой воды, тепловой насос, термодинамический цикл, генерация и рекуперация тепла, выпарной опреснитель, физическая модель опреснителя, теплоотдача.

Пресная вода является одним из важнейших природных ресурсов и сырьем для различных отраслей промышленности, энергетики, муниципального водоснабжения и сельского хозяйства. Современный этап развития цивилизации характеризуется нарастающим дефицитом пресной воды [1].

Основными причинами сложившейся ситуации являются: рост населения Земли; истощение естественных водных ресурсов, традиционно использовавшихся в качестве источников воды; затруднение процессов естественной регенерации природных вод с антропогенными загрязнениями, образующимися вследствие глобального роста промышленности.

Пресную воду уже нельзя рассматривать как натуральный, самовосстанавливающийся, дешевый и легкодоступный продукт. Наряду с нефтью и газом она вошла в число коммерческих продуктов, степень доступности и обеспеченности которыми определяет экономическое и социальное положение населения отдельных стран и регионов.

В качестве источника пресной воды чаще всего рассматривается мировой океан. В последние годы отмечается быстрый рост мирового рынка оборудования, предназначенного для опреснения морской воды.

Если в 1990 г. мировые опреснительные мощности обеспечивали получение 4 млн м³ пресной воды в сутки, в 2000 г. — 16 млн м³/сут, то в 2006 г. — 50 млн м³/сут, что соответствует 10 %-му среднегодовому темпу прироста.

В настоящее время основными технологиями, используемыми для опреснения морской воды, являются дистилляция (производит 50–60 % опресненной воды), связанная с фазовыми переходами воды (выпаривание), и обратный осмос (30–40 %), основанный на использовании полупроницаемых мембран. Эти методы постоянно совершенствуются, конкурируя друг с другом.

Совершенствование процесса опреснения и снижение затрат на выработку воды прежде всего направлены на уменьшение расхода энергии. Анализ эффективности схем различных способов опреснения, работающих на воде одинакового качества, показывает, что расход энер-

гии для них не одинаков. В то же время каждый из способов в зависимости от параметров процесса, принципа действия, компоновки схемы, утилизации отработанной энергии имеют различные области применения.

В *мембранных опреснителях* (обратный осмос) соленую воду прокачивают через полупроницаемые мембраны, изготовленные из ацетилцеллюлозы или полиамидных смол, где для рекуперации гидравлической энергии высокого давления разработаны рекуперационные турбины (турбины Пельтона). При этом удельные затраты энергии соответствуют $5\text{--}15 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3$.

С повышением соледождения растет давление прокачки воды через мембраны и увеличиваются энергозатраты. Недостатками мембранных способов опреснения являются необходимость тщательной предподготовки поступающей воды и конечная обработка воды для коррекции показателей в соответствии с нормами, предъявляемыми к питьевой воде, что приводит к существенному повышению затрат и общего расхода энергии, о чем часто умалчивают производители.

В *дистилляционных (выпарных) опреснителях* может быть достигнуто самое высокое качество опресненной воды. В них к соленой воде должна быть подведена вся достаточно большая теплота испарения и затем от водяного пара должно быть отведено практически столь же большое количество тепла. Необходимое количество энергии, подведенной к опреснителю извне, зависит от степени рекуперации тепла конденсации к испаряемой соленой воде. Степень рекуперации зависит от принципа действия и устройства конкретного опреснителя.

Расход тепла на получение 1 кг пресной воды в одноступенчатом дистилляционном опреснителе составляет около 2400 кДж. Рекуперация тепла фазового перехода в многоступенчатом опреснителе позволяет снизить расход тепла на 1 кг пресной воды до 250–300 кДж, что соответствует $70\text{--}80 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3$ пресной воды при числе ступеней 8–10. Однако при этом усложняется конструкция установки и растет ее металлоемкость.

Рассматриваемые в настоящей работе теплонасосные опреснители (ТНО) являются новым типом выпарных опреснителей, в которых генерация и рекуперация тепла фазовых превращений воды осуществляются с помощью обратного термодинамического цикла теплового насоса на низкокипящем рабочем веществе. Предложенное устройство ТНО защищено патентом [2]. Известны американские патенты [3, 4]. Среди действующих ТНО известен только вакуумный теплонасосный опреснитель фирмы «Norland» с паровым компрессором, у которого рабочее вещество — вода. Однако низкая плотность пара и, соответственно, сложное исполнение парового компрессора позволяют создать установки данного типа с небольшой производительностью по дистилля-

ту. При этом затраты энергии достаточно низкие — $22\text{--}50 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3$, что в два-три раза ниже по сравнению с методом многоступенчатой дистилляции.

Разработка ТНО с тепловым насосом, работающим на низкокипящем рабочем веществе, направлена на кардинальное упрощение установок, снижение расхода энергии на получение пресной воды, создание экологически безопасных и энергоэффективных опреснителей, способных конкурировать на рынке опреснительных технологий.

Несмотря на наличие патентов и некоторых публикаций по ТНО, их физическая модель, раскрывающая закономерности и взаимосвязь процессов, не разработана.

Теплонасосный опреснитель соленой воды (рис. 1) состоит из двух контуров: замкнутого контура теплового насоса, работающего на низкокипящем рабочем веществе, и разомкнутого дистилляционного контура. Контур теплового насоса, в свою очередь, состоит из компрессора 8, конденсатора 6, дроссельного вентиля 9, испарителя 7 и переохладителя 14. Дистилляционный контур состоит из насоса для подачи соленой воды 10, герметичного сосуда 5, внешних теплопередающих поверхностей испарителя и конденсатора теплового насоса (ТН), рекуперативного теплообменника 11.

Работа в контуре теплового насоса должна обеспечивать перенос тепла конденсации паров воды на более высокий температурный уровень, соответствующий температуре кипения соленой воды. Поскольку гидравлическое сопротивление при движении паров воды между теплообменными поверхностями должно быть сведено к возможному минимуму, то в первом приближении можно считать температуры кипения воды и конденсации водяных паров практически одинаковыми. Таким образом, разность температур конденсации и кипения рабочего вещества, в пределах которой реализуется термодинамический цикл, практически определяется только необходимыми для передачи тепла температурными напорами в испарителе и конденсаторе теплового насоса. Одновременно с этим работа в контуре теплового насоса должна компенсировать недорекуперацию тепла в дистилляционном контуре, которая в любом случае отлична от нуля.

Процессы выпаривания воды и конденсации водяного пара в дистилляторе могут протекать при температуре, соответствующей атмосферному давлению, либо при пониженных температурах в условиях вакуума.

Преимущества дистилляции при атмосферном давлении:

— отсутствие постоянно действующей системы вакуумирования, требующей герметичности установки и дополнительных энергозатрат;

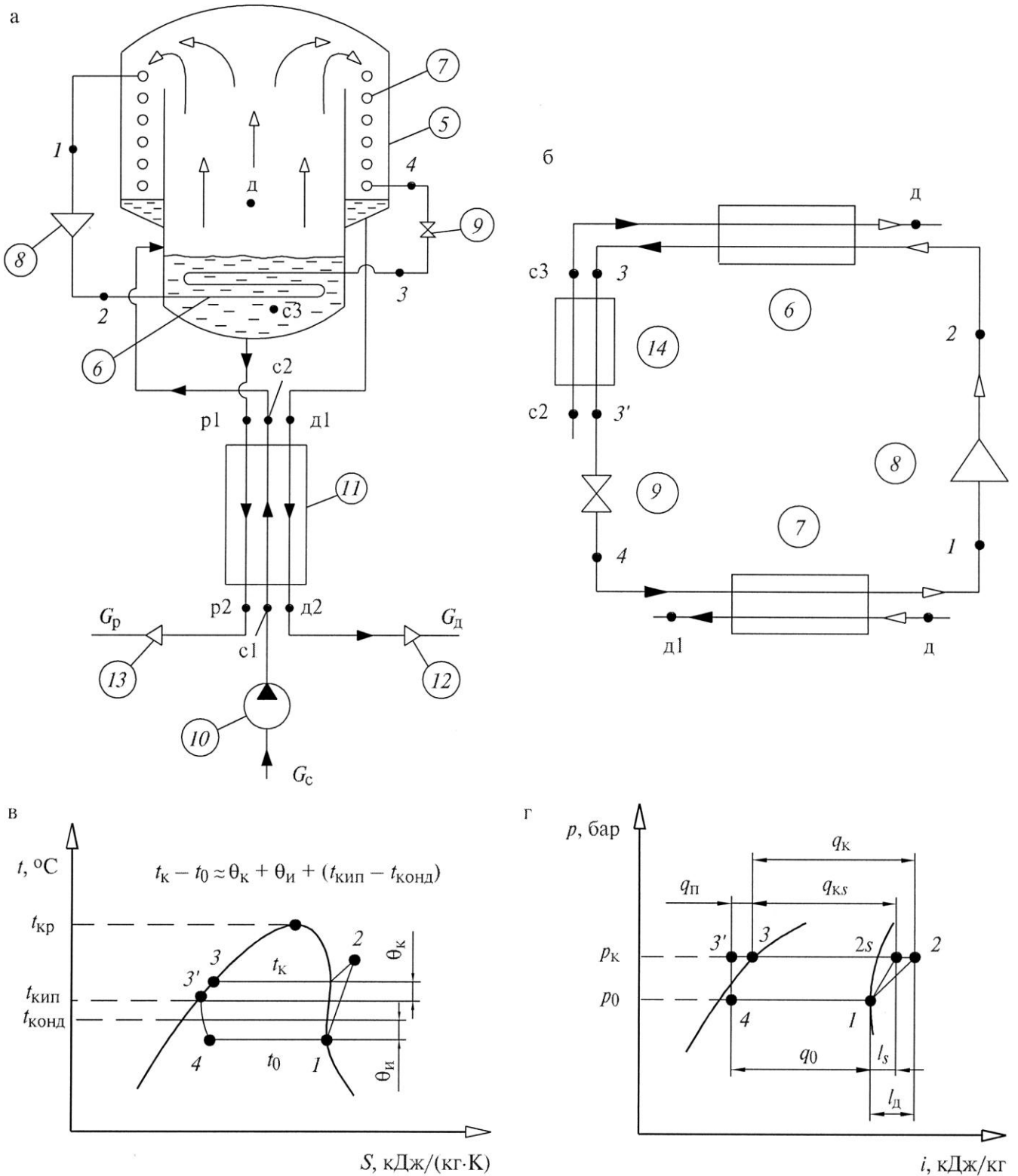


Рис. 1. Теплонасосный опреснитель соленой воды: а — упрощенная принципиальная схема опреснителя; б — упрощенная схема теплового насоса; в, г — термодинамический цикл ТН в координатах $t-S$ и $p-i$; 1-2 — сжатие рабочего вещества в компрессоре; 2-3 — охлаждение и конденсация рабочего вещества в конденсаторе; 3-4 — дросселирование жидкого рабочего вещества в дроссельном вентиле; 4-1 — кипение рабочего вещества в испарителе; 5 — герметичный сосуд; 6 — конденсатор; 7 — испаритель; 8 — компрессор; 9 — дроссельный вентиль; 10 — насос для подачи соленой воды; 11 — рекуперативный теплообменник; 12 — вывод пресной воды; 13 — вывод концентрированной соленой воды (рассола); 14 — переохладитель рабочего вещества

- высокая плотность потока водяного пара при атмосферном давлении (по сравнению с вакуумом) и, соответственно, меньший объем водяного пара дистиллята, что значительно сокращает размеры каналов и габариты установки в целом;

- более высокая интенсивность теплоотдачи при кипении соленой воды;

- отсутствие специальных технических решений для ввода и вывода потоков жидкости из полости под вакуумом.

Преимущества дистилляции под вакуумом:

- при более низких температурах процесса теплообмена меньшая интенсивность отложения соли на теплообменных поверхностях;

- меньшая нагрузка рекуперативного теплообменника.

Процессы дистилляции в ТНО в равной степени могут быть реализованы как при атмосферном давлении и соответствующих температурах фазовых превращений воды, так и в условиях вакуума при пониженных температурах.

В данном исследовании в результате оценки преимуществ и недостатков принята система ТНО с процессами дистилляции при атмосферном давлении.

В теплонасосном опреснителе, работающем при атмосферном давлении, кипение и конденсация рабочего тела ТН и дистиллята протекают в диапазоне рабочих температур от 97 до 104 °С. Хладагент, способный работать при этих температурах, должен иметь нормальную температуру кипения $T_{н.к} > 270$ К. Выбор рабочего вещества был обоснован в [5]. Безопасность и более высокая энергоэффективность стали критериями, определившими выбор хладагента R123 ($C_2HCl_2F_3$).

В основе физической модели ТНО лежат тепловые балансы.

Тепловой баланс контура дистилляции

$$N_{\text{потр}} = G_p C_p t_{p2} + G_d C_d t_{d2} - G_c C_c t_{c1}, \text{ кВт.} \quad (1)$$

Энергия $N_{\text{потр}}$, подведенная извне для обеспечения процесса дистилляции, зависит от степени рекуперации тепла фазовых превращений (возврата тепла конденсации водяных паров для испарения соленой воды) и рекуперации тепла отводимых потоков дистиллята и рассола к приточной соленой воде.

При отсутствии рекуперации тепла и расходе дистиллята $G_d = 1$ кг/с

$$N_{\text{потр}} = G_d r_{\text{кип}} = 1 \cdot 2264,3 = 2264,3 \text{ кВт.}$$

Удельные затраты энергии при $G_d = 1$ м³/ч

$$L_{\text{потр}} = \frac{N_{\text{потр}}}{G_d} = r_{\text{кип}} \frac{1}{3,6} = \frac{2264,3}{3,6} = 629 \text{ кВт} \cdot \text{ч/м}^3.$$

Для анализа связи тепловых характеристик дистиллятора с подведенной энергией $N_{\text{потр}}$ по уравнению (1) в качестве определяющих параметров приняты:

- расход дистиллята G_d , кг/с;

- доля обессоленной воды $a = G_d/G_c$;

- температура приточной соленой воды t_{c1} , °С;

- недорекуперация тепла на выходе из рекуперативного теплообменника Δt_n , °С.

Тогда:

- расход рассола $G_p = G_d(1/a - 1)$, кг/с;

- температура дистиллята $t_{d2} = (t_{c1} + \Delta t_n)$ на выходе, °С;

- температура рассола $t_{p2} = (t_{c1} + \Delta t_n)$ на выходе, °С.

С учетом этих решений уравнение (1) примет вид

$$N_{\text{потр}} = G_d \left[\frac{1}{a} (C_p(t_{c1} + \Delta t_n) - C_c t_{c1}) + (C_d - C_p)(t_{c1} + \Delta t_n) \right], \text{ кВт.} \quad (2)$$

Удельная мощность, отнесенная к 1 м³/ч дистиллята,

$$L_{\text{потр}} = \left[\frac{1}{a} (C_p(t_{c1} + \Delta t_n) - C_c t_{c1}) + (C_d - C_p)(t_{c1} + \Delta t_n) \right] \frac{1}{3,6}, \text{ кВт} \cdot \text{ч/м}^3. \quad (3)$$

Тепловой баланс контура теплового насоса

Внутренняя мощность, затраченная тепловым насосом,

$$N_{\text{вн}} = \frac{N_S}{\eta_S} = \frac{G_a l_S}{\eta_S} = \frac{G_d r_{\text{кип}} l_S}{\eta_S q_k}, \text{ кВт.} \quad (4)$$

Изоэнтروпная мощность $N_S = G_a l_S$, затраченная в тепловом насосе на реализацию термодинамического цикла, зависит от температур конденсации t_k и кипения t_0 рабочего вещества, которые для выбранного рабочего вещества определяют его удельную теплоту конденсации (теплопроизводительность) q_k и удельную холодопроизводительность q_0 .

Температура кипения рабочего вещества

$$t_0 = t_{\text{конд}} - \theta_n.$$

Температура конденсации рабочего вещества

$$t_k = t_{\text{кип}} + \theta_k.$$

Разность температур конденсации и кипения в термодинамическом цикле теплового насоса

$$t_k - t_0 = \theta_k + \theta_n + (t_{\text{кип}} - t_{\text{конд}}).$$

Изоэнтропная работа цикла $l_S = q_{кS} + q_{п} - q_0$. Поскольку в контуре теплового насоса осуществляется полная рекуперация тепла, то $q_{кS} = q_0$ и, соответственно, $l_S = q_{п}$. Теплота конденсации рабочего вещества $Q_{к} = q_{к}G_a$ затрачивается на выпаривание дистиллята из соленой воды. Холодопроизводительность $Q_0 = q_0G_a$ затрачивается на конденсацию водяного пара. Необходимый расход рабочего вещества определяется из теплового баланса конденсатора теплового насоса: $G_a = Q_{к}/q_{к} = G_{д}r_{кип}/q_{к}$.

Удельная внутренняя мощность теплового насоса, отнесенная к $1 \text{ м}^3/\text{ч}$ дистиллята,

$$L_{\text{вн}} = \frac{N_{\text{вн}}}{G_{\text{д}}} = \frac{r_{\text{кип}} l_S}{3,6\eta_S q_{к}}, \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3. \quad (5)$$

Коэффициент преобразования теплового насоса

$$\mu_{\text{д}} = \frac{Q_{к}}{N_{\text{вн}}}. \quad (6)$$

Тепловой баланс теплонасосного опреснителя

В ТНО энергия, подведенная извне для полной рекуперации тепла фазовых превращений, определяется внутренней мощностью теплового насоса, т. е.

$$N_{\text{потр}} = N_{\text{вн}}, \quad L_{\text{потр}} = L_{\text{вн}}.$$

На рис. 2 графические зависимости $L_{\text{потр}} = f(a, \Delta t_{\text{н}})$, построенная по зависимости (3) при $t_{\text{с1}} = 26 \text{ }^\circ\text{C}$ и концентрации соленой воды 3 % (30 г/л), и $L_{\text{вн}} = f(\theta_{\text{и}}, \theta_{\text{к}})$,

построенная по зависимости (5) для рабочего вещества R123 с $t_{\text{кип}} = 101 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{\text{конд}} = 100 \text{ }^\circ\text{C}$, $\eta_S = 0,9$, совмещены с общей ординатой $L_{\text{потр}} = L_{\text{вн}} = L$. Из рис. 2 следует, что параметры $\theta_{\text{и}}, \theta_{\text{к}}, a, \Delta t_{\text{н}}$ жестко связаны между собой.

Удельные затраты энергии L определяются величиной температурных напоров в испарителе $\theta_{\text{и}}$ и конденсаторе $\theta_{\text{к}}$ теплового насоса. Снижение затрат энергии достигается минимизацией $\theta_{\text{и}}$ и $\theta_{\text{к}}$.

Повышение доли пресной воды $a = G_{\text{д}}/G_{\text{с}}$ (степени обессоливания) достигается повышением недорекуперации тепла $\Delta t_{\text{н}}$ на выходе из ТНО.

Во всех случаях снижение удельного энергопотребления связано с увеличением теплообменных поверхностей испарителя и конденсатора теплового насоса и регенеративного теплообменника ТНО. При создании компактных ТНО возможно повышение энергопотребления с повышением температурных напоров в теплообменных аппаратах в целях сокращения их массы.

Своего рода теоретическим минимумом затраты энергии можно считать параметры при $\theta_{\text{и}} = \theta_{\text{к}} = 1 \text{ К}$, $\Delta t_{\text{н}} = 2 \text{ К}$ и $a = 0,75$. При этом $L = 4,9 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3$.

Тепловые нагрузки теплообменных аппаратов

Конденсатор теплового насоса:

$$Q_{\text{кд}} = G_{\text{д}}r_{\text{кип}}.$$

Испаритель теплового насоса:

$$Q_{\text{и}} = G_{\text{д}}r_{\text{конд}}.$$

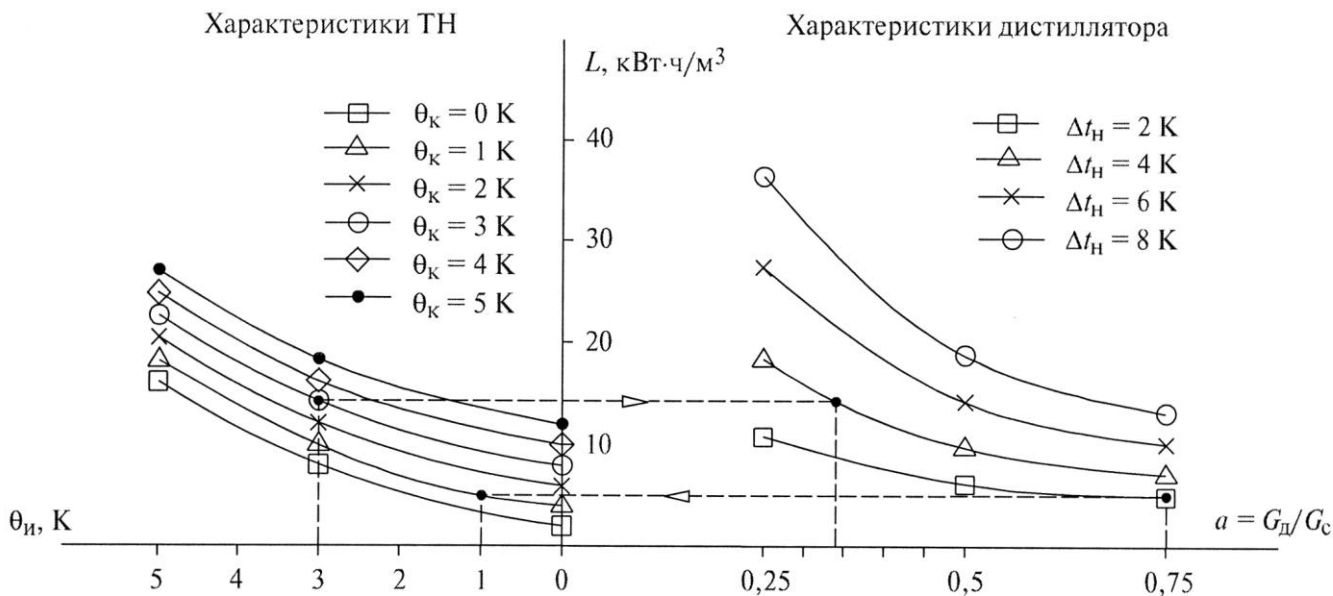


Рис. 2. Зависимость удельных затрат энергии L от a , $\Delta t_{\text{н}}$, $\theta_{\text{и}}$ и $\theta_{\text{к}}$

Рекуперативный теплообменник:

$$Q_{p.t} = G_d \left(\frac{1}{a} - 1 \right) C_p (t_{\text{кип}} - t_{c1} - \Delta t_n) + G_d C_d (t_{\text{конд}} - t_{c1} - \Delta t_n).$$

Переохладитель теплового насоса:

$$Q_{\text{п}} = \frac{G_d}{a C_c (t_{\text{кип}} - t_{c2})} = G_a q_{\text{п}};$$
$$\Delta t_{\text{кип}} = t_{\text{кип}} - t_{c2} = \frac{a r_{\text{кип}} l_s}{q_k C_c},$$

где $t_{c2} = t_{c1} + a Q_{p.t} / (G_d C_c)$ — температура нагрева соленой воды.

Баланс тепловых нагрузок:

$$L_{\text{вн}} = \frac{N_{\text{вн}}}{G_d} = \frac{N_{\text{вн}} r_{\text{кип}}}{Q_{\text{кд}}} = \frac{r_{\text{кип}}}{\mu_d}.$$

Процессы теплоотдачи в аппаратах

Особенностью теплообменных аппаратов ТНО является работа с низкими температурными напорами и, соответственно, низкими удельными тепловыми потоками, что не способствует их интенсивности.

Для проектирования ТНО, технико-экономической оптимизации их параметров необходима надежная методика расчета теплопередачи с учетом указанных особенностей их применения. Для экономичности ТНО интенсивность теплообменных аппаратов имеет первостепенное значение.

Теплонасосный опреснитель разрабатывается впервые, поэтому обоснованию и специальному расчету подлежит конструкция каждого его элемента.

По нашим оценкам, процессы кипения соленой воды и конденсация водяных паров должны происходить в свободном пространстве корпуса ТНО с минимальным гидросопротивлением потоку водяного пара. Поэтому кипение соленой воды должно осуществляться в большом объеме на поверхности труб конденсатора ТН, а конденсация водяного пара — в свободном пространстве на поверхности труб испарителя ТН. Таким образом, на данном этапе представляется целесообразным принять испаритель и конденсатор ТН кожухотрубного типа с кипением и конденсацией рабочего вещества в трубах. Рекуперацию тепла отходящих потоков дистиллята и рассола к приточной соленой воде целесообразно осуществить в компактных полуразборных (очищаемых) пластинчатых теплообменниках.

С учетом коррозионной активности соленой воды кожухотрубный аппарат конденсатора ТН должен быть выполнен на базе труб из медно-никелевого сплава (возможно мельхиора), а пластинчатый рекуперативный теплообменник — из тонких титановых листов. Трубки конденсатора ТН могут быть медными.

В данном исследовании выбраны надежные зависимости для расчета теплоотдачи:

- при кипении соленой воды в большом объеме;
- при конденсации водяного пара в свободном пространстве на трубах;
- при кипении рабочего вещества в трубах;
- при конденсации рабочего вещества в трубах;
- при охлаждении жидкого рабочего вещества в переохладителе;
- при догреве соленой воды до температуры кипения;
- при конвективном теплообмене жидких сред (соленой воды, дистиллята и рассола) в каналах пластинчатого теплообменника.

Для каждого процесса обоснованы особенности, режим течения и получены зависимости для расчета.

Для процесса кипения воды и, особенно, рабочего вещества необходимо в полной мере учесть влияние малых значений удельного теплового потока, снижающих интенсивность теплоотдачи.

Для процессов кипения и конденсации рабочего вещества необходимо обеспечить минимальное гидросопротивление в каналах, так как потери давления в них существенно увеличивают работу цикла теплового насоса и затраты энергии на дистилляцию.

В целях выбора зависимостей для расчета теплоотдачи кипения и конденсации воды в литературе имеется обширный материал. Это же относится и к конвективному теплообмену в рекуперативном теплообменнике.

Положение коренным образом отличается в отношении выбранного рабочего вещества теплового насоса R123. Это вещество является холодильным агентом узкого применения, и круг работ по исследованию и расчету теплоотдачи на R123 ограничен. Рабочее вещество R123 существенно отличается от широко применяемых и хорошо исследованных холодильных агентов своими теплофизическими свойствами, прежде всего рекордно высокой молекулярной массой, высокой нормальной температурой кипения и критической температурой. Кроме того, необходимо учитывать, что процессы кипения и конденсации рабочих веществ в каналах (трубах) происходят с переменными вдоль канала паросодержанием и удельными тепловыми потоками. Для получения достоверных данных об интенсивности теплоотдачи при указанных условиях надо не оперировать средневзвешенными коэффициентами теплоотдачи для аппарата в целом, а определять величину необходимой теплообменной поверхности путем поэлементного расчета аппарата.

В связи с вышесказанным проведено экспериментальное исследование теплопередачи в испарителе теплового насоса для подтверждения ожидаемых величин, полученных в результате расчетно-теоретического исследования [5].

В таблице приведены выбранные зависимости для коэффициентов теплоотдачи указанных выше процессов теплообмена. Для R123 приведены обоснования предлагаемого метода расчета.

Принятые зависимости для расчета теплообменных аппаратов ТНО

Процесс	Зависимость (формула)	Условие применения	Режим течения	Ожидаемый коэффициент α , Вт/(м ² ·К)
Нагрев соленой воды	$\alpha = 0,344 \text{Re}^{0,705} \text{Pr}^{0,33} \lambda / d_{\text{экв}}$ $45 < \text{Re} < 13200$	$\text{Re} = 1543$	Турбулентный	8160
Охлаждение дистиллята		$\text{Re} = 1710$	Турбулентный	8590
Нагрев соленой воды		$\text{Re} = 2901$	Турбулентный	12700
Охлаждение рассола		$\text{Re} = 3033$	Турбулентный	13000
Конденсация водяного пара	$\alpha_{\text{конд}} = 1,288 [\lambda^3 \rho^2 r_{\text{конд}} / (\mu \theta d_{\text{н}})]^{0,25}$	$\text{Ga K Pr} < 10^{15}$ $\text{Ga K Pr} = 8,5 \cdot 10^{11}$	Ламинарный	23700
Догрев соленой воды	$\lambda = 0,021 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,43} \lambda / d_{\text{вн}}$	$\text{Re} = 10^4 \div 5 \cdot 10^6$ $\text{Re} = 2,8 \cdot 10^4$	Турбулентный	3970
Кипение соленой воды	$\alpha_{\text{кип}} = 0,54 (\text{Gr Pr})^{0,25} \lambda / d_{\text{н}}$	$\text{Gr Pr} = 500 \div 2 \cdot 10^7$ $\text{Gr Pr} = 2,4 \cdot 10^6$	Конвективный	720
Переохлаждение R123	$\alpha = 0,021 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,43} \lambda / d_{\text{экв}}$	$\text{Re} = 10^4 \div 5 \cdot 10^6$ $\text{Re} = 1,5 \cdot 10^5$	Турбулентный	1970
Конденсация R123	$\alpha_{\text{конд}} = 0,683 (\text{Ga K Pr})^{0,25} \lambda_R / d_{\text{вн}}$	$\text{Ga K Pr} < 10^{15}$ $\text{Ga K Pr} = 1,1 \cdot 10^{12}$	Ламинарный	2220
Кипение R123	$\alpha = \alpha_V + \alpha_{\text{конв}}$, $\alpha_V = 55 \text{Pr}^{0,12} (\log \text{Pr})^{-0,55} M^{-0,5} q^{0,67}$, $\alpha_{\text{конв}} = 0,023 \text{Re}_1^{0,8} \text{Pr}^{0,4} \lambda / d_{\text{вн}}$	$\text{Pr} = P / P_{\text{кр}}$, $\text{Pr} = 0,0023 \div 0,895$	—	—

Процесс конденсации R123

Для конденсации фреонов R12, R22, R142 внутри горизонтальных труб используют уравнение подобия

$$\alpha_{\text{конд}} = 0,683 (\text{Ga K Pr})^{0,25} \frac{\lambda_R}{d_{\text{вн}}} = 1,208 \left[\frac{\lambda_R^3 \rho_R^2 q_{\text{к}}}{\mu_R \theta_R d_{\text{вн}}} \right]^{0,25} \quad (7)$$

Зависимость (7) справедлива при ламинарном режиме течения пленки конденсата, который определяется условием

$$\text{Ga K Pr} < 10^{15},$$

где $\text{Ga} = 9,81 d_{\text{вн}}^3 \rho_R^2 / \mu_R^2$ — критерий Галилея;
 $\text{K} = r_R / (C_{\text{pR}} \theta_R)$ — критерий Кутателадзе;
 $\text{Pr} = C_{\text{pR}} \mu_R / \lambda_R$ — критерий Прандтля.

Малый температурный напор и, соответственно, малые удельные тепловые нагрузки в конденсаторе приводят к росту теплоотдачи при конденсации R123 внутри горизонтальных труб.

Для оценки режима течения и целесообразности использования формулы (7) приняты следующие ожидаемые исходные данные:

$$\theta_R = t_{\text{к}} - t_{\text{ст}} = 1 \text{ К}, \quad d_{\text{вн}} = 0,017 \text{ м.}$$

Расчет $\text{Ga K Pr} = 1,1 \cdot 10^{12} < 10^{15}$ подтверждает ламинарный режим течения пленки конденсата и позволяет оценить по формуле (7) величину теплоотдачи при конденсации R123.

Формула (7) не учитывает влияние массовой скорости на интенсивность теплоотдачи. В работе [6] приводятся экспериментальные данные по конденсации R123 в канале с учетом зависимости теплоотдачи от массовой скорости потока.

Для того чтобы обеспечить высокую энергоэффективность термодинамического цикла ТН, необходимо минимизировать гидросопротивление ΔP в трубах конденсатора. По предварительным расчетам, для этого массовая скорость R123 не должна превышать 100 кг/(м²·с).

Значению $M_{\text{к}} = 100 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ в работе [6] соответствует коэффициент теплоотдачи при конденсации 2244 Вт/(м²·К), который удовлетворительно согласуется с величиной теплоотдачи, равной 2226 Вт/(м²·К), рассчитанной по формуле (7), что подтверждает использование формулы (7) для расчета конденсации R123.

В работе [7] приводится зависимость для расчета гидросопротивления в канале при конденсации R22, R134а, R123:

$$\Delta P = \frac{2 \Phi_{\nu}^2 f_{\nu} (M_{\text{к}} x)^2}{\rho_{\nu} d_{\text{вн}}} \quad (8)$$

Формула (8) справедлива в диапазоне

$$10\,400 < \text{Re}_{\nu} < 193\,000.$$

Для оценки величины гидросопротивления приняты следующие ожидаемые исходные данные: $x = 0,5$; $M_k = 100 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$; $d_{\text{вн}} = 0,017 \text{ м}$. В результате расчета получены критерий $Re_p = 66\,490$, удовлетворяющий принятому диапазону, и значение $\Delta P = 97,8 \text{ Па}$, соответствующее разности температур насыщения рабочего вещества $0,01 \text{ К}$ и являющееся вполне приемлемым.

Несмотря на то что процесс конденсации рабочего вещества в канале происходит с переменным паросодержанием, при расчете конденсатора ТН допустимо определять интегральное значение коэффициента теплоотдачи (и теплопередачи), так как величина коэффициента теплоотдачи рабочего вещества практически не зависит от теплового потока.

Процесс кипения R123

Интенсивность теплопередачи в испарителе ТН определяется интенсивностью теплоотдачи при кипении рабочего вещества, поскольку со стороны конденсирующегося водяного пара данная величина заведомо больше.

Интенсивность теплоотдачи при кипении рабочего вещества в условиях низких температурного напора и теплового потока необходимо рассчитывать с высокой достоверностью.

Для процесса кипения в канале, происходящего с возрастающим паросодержанием, необходимо учитывать изменение величины коэффициента теплоотдачи вдоль канала.

Существует значительное число методов оценки теплообмена при кипении в канале. Наиболее известные методы для расчета теплоотдачи основаны на сложении тепловых потоков при пузырьковом и конвективном кипении [8–11]. Принцип состоит в расчете теплового потока q как суммы теплового потока при пузырьковом кипении в большом объеме q_V и конвективном $q_{\text{конв}}$ кипении: $q_{\text{вып}} = q_V + q_{\text{конв}}$.

Существует два предельных варианта теплоотдачи при кипении в канале:

1) при малой разности температур между жидкостью и стенкой теплообмен полностью конвективный;

2) при значительной разности этих температур теплообмен протекает только за счет пузырькового кипения.

Поскольку тепловой поток при конвективном и пузырьковом кипении рассчитывают, исходя из разности температур стенки и жидкости ($\theta = t_{\text{ст}} - t_{\text{ж}}$), то можно рассчитать результирующий коэффициент теплоотдачи для двухфазного течения как сумму коэффициентов теплоотдачи при пузырьковом кипении в большом объеме α_V и конвективном кипении $\alpha_{\text{конв}}$: $\alpha = \alpha_V + \alpha_{\text{конв}}$.

Вдоль канала испарителя, согласно результатам экспериментов и данным расчетов, меняется преобладающее влияние каждого из сопряженных процессов.

По кипению R123 в большом объеме известна лишь работа [12], в которой приведены данные исследования при

температурах насыщения $4,4 \text{ }^\circ\text{C}$ ($P/P_{\text{кр}} = 0,011$) и $27 \text{ }^\circ\text{C}$ ($P/P_{\text{кр}} = 0,027$). Результаты исследования аппроксимированы зависимостью Купера для развитого пузырькового кипения [13], учитывающей свойства рабочего вещества (молекулярная масса M , г/моль; температурный режим — $P/P_{\text{кр}}$) и удельный тепловой поток q :

$$\alpha_V = 55(P/P_{\text{кр}})^{0,12}(-\log(P/P_{\text{кр}}))^{-0,55}M^{-0,5}q^{0,67}. \quad (9)$$

Результаты эксперимента работы [12] удовлетворительно согласуются с расчетными данными по уравнению (9) при удельном тепловом потоке $30 \text{ кВт}/\text{м}^2$:

— при температуре насыщения R123 $t_S = 4,4 \text{ }^\circ\text{C}$ экспериментальная и расчетная величины теплоотдачи совпадают и равны $1830 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

— температуре насыщения R123 $t_S = 27 \text{ }^\circ\text{C}$ соответствуют экспериментальная величина теплоотдачи $2920 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ и расчетное значение $2657 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Возможность использования аппроксимации по уравнению (9) для низких тепловых потоков $q < 10 \text{ кВт}/\text{м}^2$, характерных для испарителя ТН, требует подтверждения. Поскольку в этой области экспериментальные данные по кипению R123 отсутствуют, необходимо провести эксперименты, определив теплоотдачу при кипении R123 в большом объеме.

В работе [14] приводятся экспериментальные данные по теплоотдаче, изменяющейся вдоль канала при кипении R123. Осредненные значения для канала в целом не приводятся.

Поскольку конвективная составляющая $\alpha_{\text{конв}}$ в указанных экспериментах относится к разным условиям их проведения (массовая скорость, размер канала), то данные авторов работ по теплоотдаче не могут быть нами использованы непосредственно. Для описания конвективной составляющей $\alpha_{\text{конв}}$ авторы использовали зависимости вида $\alpha = f(Re, Pr)$.

Модель, основанная на обобщении экспериментальных исследований по кипению в каналах, приводится в работе [9]. Анализ моделей показал, что в модели Гунгора–Винтертона, которая является результатом синтеза модели Чена [8], учтено и наилучшим образом обосновано совместное влияние механизма пузырькового кипения и конвективного испарения на теплообмен.

Рекомендуемая в оригинальной работе конвективная составляющая модели Гунгора–Винтертона определяется по зависимости Диттуса–Боэлтера, а составляющая кипения в большом объеме — по зависимости Купера (9).

Сопоставление зависимостей для определения конвективной составляющей по работам [8–11] показывает, что эта составляющая описывается одним и тем же уравнением Диттуса–Боэлтера. В связи с этим нами для расчета ожидаемых коэффициентов теплоотдачи вдоль канала принята модель Гунгора–Винтертона.

Для повышения степени достоверности расчета испарителя ТНО необходимо отказаться от определения осредненного (интегрального) значения коэффициента теплоотдачи при кипении в канале. В этом случае тепловой расчет испарителя производится поэлементно с разделением всего процесса парообразования на участки с равным изменением паросодержания. Тогда результатом расчета будет суммирование площадей теплообменных поверхностей всех участков (определение суммарной площади теплообменной поверхности).

Параметры компрессора

Малое отношение давлений и малая удельная объемная теплопроизводительность в цикле теплового насоса при работе на R123 создают условия для эффективного использования компрессора центробежного типа.

Компрессор центробежного типа будет иметь следующие преимущества:

- высокий КПД η_s при низком числе Маха ($M_u < 1$);
- всего одну центробежную ступень сжатия;
- умеренную частоту вращения ротора и возможность привода от встроенного высокочастотного электродвигателя;
- возможность полного отказа от смазки путем применения газовых или магнитных подшипников ротора;
- малые габаритные размеры и массу;
- высокую надежность и возможность безнадзорной работы.

Оценка рабочих параметров компрессора центробежного типа [15].

Для R123:

- показатель адиабаты $k = 1,12$;
- молекулярная масса $M = 152,93$ кг/кмоль;
- газовая постоянная $R = 54,36$ Дж/(кг·К);
- скорость звука на входе в колесо $a_{н} = \sqrt{kRT_1} \equiv 150$ м/с.

Максимальная допустимая окружная скорость колеса по газодинамическим параметрам

$$u_{2 \max \text{ газ}} = M_u a_{н} = (1,2 \dots 1,4) a_{н} = 1,3 \cdot 150,1 = 195,1 \text{ м/с.}$$

Отношение давления, достигаемое в одной ступени:

$$\pi_{\text{ст.ср}} = (1 + (k - 1)\psi_{\text{ср}} M_u^2 / \eta_{\text{пол.ср}})^{\sigma} = (1 + (1,12 - 1)0,55 \cdot 1,3^2 / 0,82)^{7,65} = 2,65,$$

где $\sigma_k = k / (k - 1) = 1,12 / (1,12 - 1) = 9,33$;

$$\sigma = \sigma_k \eta_{\text{пол.ср}} = 9,33 \cdot 0,82 = 7,65.$$

Условное число Маха, соответствующее $\pi_k = P_k / P_0 = 1,17$, составляет $M_u = 0,5$.

Окружная скорость колеса $u_2 = a_{н} M_u = 150,1 \cdot 0,5 = 75,05$ м/с.

Наружный диаметр рабочего колеса компрессора центробежного типа

$$D_2 = (4,0 \div 5,5) \sqrt{G_a v_1 / u_2} = 5 \sqrt{G_a v_1 / u_2}.$$

Частота вращения ротора $n = u_2 / (\pi D_2)$.

Расчетные параметры ТНО на 1 м³/ч дистиллята:

$$Q_{\text{кд}} = 626,5 \text{ кВт}; \quad Q_{\text{и}} = 625,1 \text{ кВт};$$

$$Q_{\text{р.т}} = 234 \text{ кВт}; \quad Q_{\text{п}} = 12,5 \text{ кВт};$$

$$N_{\text{вн}} = 13,9 \text{ кВт}; \quad G_{\text{д}} = 0,277 \text{ кг/с};$$

$$G_{\text{с}} = 0,815 \text{ кг/с}; \quad G_{\text{р}} = 0,538 \text{ кг/с};$$

$$G_a = 4,8 \text{ кг/с}; \quad L_{\text{вн}} = 13,9 \text{ кВт} \cdot \text{ч/м}^3; \quad \mu_{\text{д}} = 45;$$

$$D_2 = 0,190 \text{ м}; \quad n = 125,8 \text{ с}^{-1}.$$

Выводы

1. Применение термодинамического цикла теплового насоса обеспечивает полную рекуперацию тепла фазовых превращений воды в одноступенчатом процессе дистилляции.

2. Рабочие параметры теплового насоса и дистиллятора, определяющие потребление энергии ТНО, жестко связаны и имеют строгое аналитическое описание.

3. Энергоэффективность определяется коэффициентом преобразования теплового насоса.

4. Выбранное экологически безопасное рабочее вещество R123 может быть использовано для температурных режимов дистилляции от 40 до 100 °С. При этом в пределе может быть достигнута энергоэффективность на уровне 5 кВт·ч/м³.

5. Высокая энергоэффективность опреснения достигается при низких температурных напорах и тепловых потоках в основных теплообменных аппаратах (испарителе и конденсаторе теплового насоса). Поэтому интенсивность процессов теплопередачи имеет первостепенное значение. Лимитирующими являются процессы кипения воды и рабочего вещества.

6. Процессы кипения и конденсации рабочего вещества должны происходить в каналах. При этом должно быть обеспечено низкое гидросопротивление в потоках, так как потеря давления напрямую и существенно снижает эффективность термодинамического цикла.

7. Для расчета коэффициентов теплоотдачи при кипении и конденсации воды, а также при конвективном

охлаждении и нагреве жидких сред (соленой воды, дистиллята, рассола) при надлежащем обосновании режимов процессов теплоотдачи могут быть использованы известные зависимости.

8. Для расчета коэффициентов теплоотдачи при кипении и конденсации R123 известные зависимости не могут быть использованы напрямую, так как R123 является холодильным агентом узкого применения, обладает определенными теплофизическими свойствами и имеет ограниченный круг экспериментальных исследований по теплоотдаче.

9. В качестве базовой модели для расчета теплоотдачи при кипении R123 выбрана модель Гунгора–Винтертона. В ходе экспериментального исследования теплопередачи в испарителе теплового насоса получено подтверждение правильности выбора этой модели.

10. Для получения достоверных данных об интенсивности теплоотдачи при кипении R123 в канале испарителя надо определять величину необходимой теплообменной поверхности путем поэлементного расчета аппарата, а не оперировать средневзвешенными коэффициентами теплоотдачи для аппарата в целом.

11. Целесообразно и возможно применение центробежного компрессора теплового насоса, работающего на R123.

12. Полученные зависимости физической модели достаточны для формирования методики расчета ТНО.

Условные обозначения

C_c, C_p, C_d — теплоемкость соленой воды, рассола и дистиллята при соответствующих значениях температуры и концентрации, кДж/(кг·К); $r_{кип}$ — теплота парообразования соленой воды, кДж/кг; η_S — изоэнтропный КПД компрессора; G_a — расход рабочего вещества, кг/с; $t_{конд}, t_{кип}$ — температуры конденсации пресной и кипения соленой воды, °С; θ_n, θ_k — температурные напоры в испарителе и конденсаторе теплового насоса, К; $d_{вн}$ — внутренний диаметр горизонтальных труб, м; M_k — массовая скорость R123 в трубе, кг/(м²·с); Φ_ν — коэффициент двухфазного потока; f_ν — коэффициент гидравлического сопротивления; ρ_ν — плотность паров R123, кг/м³; Re_ν — критерий Рейнольдса; Gr — критерий Грасгофа; x — массовое паросодержание; α_V — коэффициент теплоотдачи при кипении в большом объеме в условиях естественной конвекции, Вт/(м²·К); $\alpha_{конв}$ — коэффициент теплоотдачи при вынужденной конвекции, Вт/(м²·К); r_R — теплота конденсации R123, Дж/кг; ρ_R — плотность конденсата R123, кг/м³; C_{pR} — теплоемкость конденсата R123, Дж/(кг·К); λ_R — теплопроводность конденсата R123, Вт/(м·К);

μ_R — динамический коэффициент вязкости конденсата R123, Па·с; $P_{кр}$ — критическое давление рабочего вещества, бар.

Список литературы

1. Слесаренко В. Н. Опреснительные установки. — Владивосток: ДВГМА, 1999.
2. Пат. № 2363662 РФ, МПК C02F1/00. Теплонасосный опреснитель соленой воды (варианты).
3. Pat. № 4770748. U. S., МКИ B01D 3/10. Vacuum distillation system.
4. Pat. № 4985122. U. S., МКИ B01D 3/10, C02F 1/04, C02F 1/20. Vacuum distillation apparatus and method with pretreatment.
5. Калнинь И. М., Жернаков А. С., Шапошников В. А. Расчетно-теоретическое и экспериментальное исследование испарителя теплового насоса в составе опреснительной установки // Холодильная техника. 2009. № 11.
6. Haraguchi H. Studies on condensation of HCFC-22, HFC-134a and HCFC-123 in horizontal tubes. Dr. Eng. thesis, Kyushu University. 1994.
7. Haraguchi H., Koyama S., Esaki J., Fujii T. Condensation heat transfer of refrigerants HCFC134a, HCFC123 and HCFC22 in a horizontal smooth tube and a horizontal microfin tube. In: Proc. 30th National Symp. of Japan, Yokohama. 1993.
8. Chen J. C. A correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow // Ind. Engng. Chem. Proc. Des. Dev. 1966. Vol. 5.
9. Gungor K. E., Winterton R. H. S. A general correlation for flow boiling in tubes and annuli // Int. J. Heat and Mass Transfer. 1986. Vol. 29. № 3.
10. Kutateladze S. S. Boiling heat transfer // Int. J. Heat and Mass Transfer. 1961. № 4.
11. Liu Z., Winterton R. H. S. A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation // Int. J. Heat and Mass Transfer. 1991. Vol. 34. № 11.
12. Webb R. L., Pais Ch. Nucleate Pool Boiling Date for Five Refrigerants on Plain, Integral-Fin and Enhanced Tube Geometries // Int. J. Heat and Mass Transfer. 1992. Vol. 35. № 8.
13. Cooper M. G. Saturation nucleate boiling a simple correlation // U. K. Conf. on heat transfer. Vol. 2.
14. Bao Z. Y., Fletcher D. F., Haynes B. S. Flow boiling heat transfer of Freon R11 and HCFC123 in narrow passages // Int. J. Heat and Mass Transfer. 2000. Vol. 43.
15. Калнинь И. М. Расчет центробежных холодильных компрессоров: Учеб. пособие. — М.: МГУИЭ, 2000.