ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА, 2025, № 9, с. 26–35

ТЕПЛО- И МАССООБМЕН, СВОЙСТВА РАБОЧИХ ТЕЛ И МАТЕРИАЛОВ

ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ КОЖУХОТРУБНОГО КОНДЕНСАТОРА ORC-УСТАНОВКИ НА ПЕНТАНЕ[1]

© 2025 г. И. С. Антаненкова[a], *, А. А. Антаненков[a], В. И. Кузнецов[a], Д. С. Писарев[a]

[a]Национальный исследовательский университет "Московский энергетический институт", Красноказарменная ул., д. 14, Москва, 111250 Россия

**e-mail: antanenkovais@mail.ru*

Поступила в редакцию 18.03.2025 г.
После доработки 27.03.2025 г.
Принята к публикации 02.04.2025 г.

В качестве рабочего тела в установках, реализующих органический цикл Ренкина (Organic Rankine Cycle – ORC), могут выступать десятки низкокипящих веществ, называемых также фреонами. Однако классическим решением для такого цикла является использование пентана, вследствие чего эту технологию иногда называют пентановой. Один из основных элементов схемы ORC-установки – конденсатор, который зачастую представлен в виде теплообменника кожухотрубного типа с циркуляционной водой в качестве охлаждающей жидкости. Несмотря на широкую распространенность таких аппаратов в паротурбинных установках на водяном паре, разработка их конструкции в рамках пентановой технологии – нетривиальная задача. В настоящей работе за прототип данного аппарата принят кожухотрубный конденсатор марки KTP, который ранее часто применялся в холодильных установках на фреоне R12. Вследствие вывода из обращения хлорфторуглеродов и гидрохлорфторуглеродов оборудование, предназначенное для их использования, также перестало выпускаться промышленностью, что повлекло за собой дефицит информации о конструкции и особенностях их проектирования. В этой связи авторы провели поиск и анализ информации о таких аппаратах, разработали и верифицировали методику их расчета. Кроме того, был выполнен обзор моделей расчета коэффициента теплоотдачи при конденсации пентана на пучках труб с накатным оребрением, а также верификация этих моделей по экспериментальным данным о конденсации пропана – одного из ближайших гомологов пентана. Установлено, что наиболее высокую точность при практических расчетах конденсаторов на пентане дает модель A. Briggs и J.W. Rose. Рассмотрены также другие модели, позволяющие учесть влияние эффектов сдвига пара и затопления нижних труб пучка при конденсации пентана на коэффициент теплоотдачи. Показано, что при конденсации пентана и его гомологов в рассматриваемом аппарате учет этих эффектов нецелесообразен. Представлены результаты проектного расчета кожухотрубных конденсаторов на пентане производительностью 173 и 2280 кВт. Сформулированы рекомендации по проведению дальнейших оптимизационных расчетов.

Ключевые слова: ORC, кожухотрубный конденсатор, пропан, R290, пентан, конденсация, коэффициент теплоотдачи, методика расчета, накатное оребрение

DOI: 10.56304/S0040363625600247

Экономичность энергетической установки, в которой реализуется цикл Ренкина, в немалой степени зависит от эффективности процессов, происходящих в конденсаторе. Выполненный обзор [1] конструктивных решений для аппаратов термомасляной ORC-установки позволил выделить в качестве одного из рекомендуемых вариантов исполнения конденсатора горизонтальный кожухотрубный теплообменник с конденсацией низкокипящего рабочего вещества в межтрубном пространстве.

Такая конструкция считается вполне традиционной для конденсаторов паротурбинных установок на водяном паре, однако существенное (в сравнении с водой) отличие свойств органических рабочих тел, используемых в ORC-установках, вносит в нее свои коррективы. Среди особенностей выделяют повышенное давление конденсации фреонов, невысокие значения коэффициента теплопроводности и плотности тепловых потоков, наличие масла в системе. Следствием этого являются технические решения, отличающие конструкцию кожухотрубных конденсаторов ORC-установки от аналогичных аппаратов на водяном паре [2, 3]:

применение низкого (чаще всего накатного) оребрения для труб пучка теплообменной поверхности, способствующего турбулизации, разрушению пленки конденсата и его отводу с теплооб-

[1] Исследование выполнено при финансовой поддержке Российского научного фонда (грант № 23-79-10074). https://rscf.ru/project/23-79-10074/

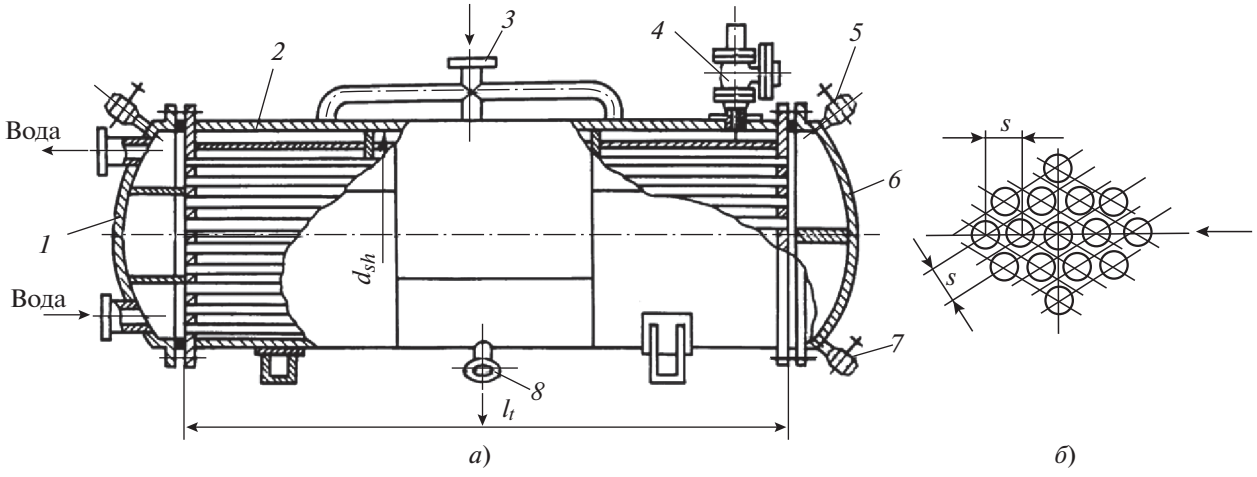


Рис. 1. Фреоновый кожухотрубный конденсатор (*а*) с размещением труб в трубной решетке (*б*) [1].
1 – крышка с патрубками; *2* – обечайка кожуха; *3* – патрубок подвода пара фреона; *4* – предохранительный клапан; *5* – вентиль для выпуска воздуха из водяной полости; *6* – крышка глухая; *7* – вентиль для слива воды; *8* – патрубок для отвода жидкого фреона; d_{sh} – внутренний диаметр кожуха аппарата; l_t – длина внутренней трубы; s – шаг труб в пучке

менной поверхности и тем самым повышению коэффициента теплоотдачи;

более равномерное размещение теплообменных труб пучка в поперечном сечении корпуса аппарата ввиду сравнительно меньшего объема подлежащих удалению неконденсирующихся газов (к которым можно отнести остаточный воздух после вакуумирования, примеси во фреоне, присосы воздуха в установку при низких температурах, продукты разложения в парогенераторе);

использование разветвленной схемы подвода потока пара низкокипящего рабочего вещества к теплообменной поверхности, что способствует выравниванию параметров теплогидравлического режима по длине и высоте аппарата и снижению потерь давления в межтрубном пространстве конденсатора (рис. 1).

Большинство предложенных конструкторских решений были отработаны и применялись при проектировании теплообменных аппаратов холодильной техники. Серийные промышленные установки в России создавались для холодильных установок на фреонах R11, R12, R22, R113, аммиаке и пр., распространенных в XX в. Свойства этих веществ были хорошо изучены в широком диапазоне параметров. Однако на сегодняшний день из-за международных ограничений практически исключена возможность использования большинства популярных в то время фреонов, а аммиак по своим теплофизическим свойствам ближе к водяному пару, чем к перспективным и уже внедренным в ORC-установки рабочим веществам [4]. В этой связи необходимы не только актуализация и уточнение известных методик расчета и технических решений для фреоновых кожухотрубных конденсаторов, но и проработка возможных новых.

Для выполнения корректного теплового расчета требуются точные данные о коэффициентах теплоотдачи при конденсации рабочих тел при различных условиях прохождения этого процесса. В результате обзора литературных источников была выявлена актуальность таких научных трудов – довольно большое количество экспериментальных и расчетных исследований (в том числе за последние годы) посвящено конденсации фреонов, предлагаемых для ORC-установок. Предприняты попытки актуализировать и разработать новые обобщенные аналитические зависимости для определения усредненных характеристик теплоотдачи. Но ввиду сложности процесса, происходящего в конденсаторе, существенного влияния на него геометрических размеров теплообменной поверхности, динамических характеристик потока, значительных различий в теплофизических свойствах групп рассматриваемых веществ универсальной формулы для расчета среднего коэффициента теплоотдачи при конденсации фреонов на пучке труб пока не существует. Следовательно, поиск оптимальных вариантов конструктивного исполнения кожухотрубного конденсатора возможен либо для каждого из рекомендованных рабочих веществ ORC-установок по отдельности, либо для групп веществ-гомологов.

В рамках настоящей работы осуществляются проработка и актуализация методики проектного расчета кожухотрубного конденсатора ORC-установки. В качестве рабочего вещества такой установки будет рассматриваться *n*-пентан (далее указано как пентан). Это вещество является классическим решением для использования в ORC-технологии, которую иногда в публикациях так и называют – пентановой. Несмотря на популярность такого решения, о конструкциях

аппаратов на пентане (в том числе и конденсаторов) крайне мало информации. Более того, почти отсутствуют работы по исследованию теплообмена при конденсации пентана, его изомеров и гомологов, что обусловливает поиск и выбор наилучших расчетных зависимостей для корректного расчета характеристик этого процесса.

МЕТОДИКА РАСЧЕТА

Методика расчета кожухотрубного фреонового конденсатора с водяным охлаждением довольно подробно описана в [5]. Методом последовательных приближений определяется температурный напор Δt_f, °C, между фреоном и наружной поверхностью трубы теплообменной поверхности, при котором выполняется равенство плотностей теплового потока q при конденсации пара и нагреве воды в стационарном режиме работы аппарата:

$$\left.\begin{aligned} q &= \frac{\Delta t_w}{\frac{f_b}{\alpha_w f_{in}} + R_{wall}\frac{f_b}{f_{ave}} + R_s\frac{f_b}{f_{in}}};\\ q &= \alpha_f \Delta t_f;\\ \Delta t &= \Delta t_w + \Delta t_f, \end{aligned}\right\} \qquad (1)$$

где Δt_w – температурный напор между водой и наружной поверхностью трубы теплообменной поверхности, °C; f_b – площадь наружной поверхности 1 м погонной длины (далее п. м) гладкой внутренней трубы (площадь по основанию ребер для 1 п. м оребренной трубы), м^2; α_w – коэффициент теплоотдачи к воде, Вт/(м^2 · K); f_{in} – площадь внутренней поверхности 1 п. м внутренней трубы, м^2; R_{wall} – термическое сопротивление стенки внутренней трубы, (м^2 · K)/Вт; f_{ave} – площадь поверхности 1 п. м внутренней трубы, рассчитанная по ее среднему диаметру, м^2; R_s – термическое сопротивление слоя загрязнений на внутренней поверхности трубы, (м^2 · K)/Вт; α_f – коэффициент теплоотдачи при конденсации фреона, Вт/(м^2 · K), приведенный к площади поверхности трубы, рассчитанной по диаметру основания ребер d_b; Δt – общий температурный напор между конденсирующимся фреоном и нагреваемой водой в аппарате, °C.

В [5] для расчета α_w рекомендуется использовать формулу М.А. Михеева, а для вычисления α_f – формулу, изначально предложенную K.O. Beatty и D.L. Katz [6], но скорректированную по результатам исследований авторами [7, 8].

Исходными данными для выполнения расчета являются следующие параметры:

по фреону:

расход m_f, кг/с (как правило, определенный ранее из уравнения теплового баланса фреонового парогенератора ORC-установки), или производительность конденсатора Q, Вт;

температура насыщения в конденсаторе t_s, °C;

температура пара на входе в конденсатор $t_{f\,v}$ (если на вход в конденсатор фреон поступает в состоянии перегретого пара);

по линии охлаждающей воды:

давление p_w, МПа;

температура на входе в аппарат $t_{w\,in}$, °C, и на выходе из него $t_{w\,out}$, °C;

скорость w_w, м/с, в трубах аппарата (рекомендуемые значения от 0.8 до 3.0 м/с).

Помимо термодинамических параметров, при выполнении теплового расчета аппарата необходимо задать материал и характеристики внутренних труб (наружный диаметр d_b, м, и толщину δ_{wall}, м) и оребрения (высоту ребра h_{rib}, м, его толщину у основания δ_b, м, и у вершины δ_t, м, и шаг ребер t, м).

Из теплового баланса конденсатора могут быть рассчитаны расход воды в трубах аппарата, кг/с,

$$m_w = \frac{Q\eta}{\Delta t_w c_{p\,w}} = \frac{m_f \Delta h\,\eta}{\Delta t_w c_{p\,w}} \qquad (2)$$

и их число в одном ходе при заданной скорости:

$$n = \frac{4m_w}{\rho w_w \pi d_{in}^2}.$$

Здесь η – коэффициент, учитывающий потери в окружающую среду (рекомендуется принимать равным 0.97–0.99); $c_{p\,w}$ – удельная теплоемкость воды, Дж/(кг · K); $\Delta h = r + c_{p\,f}\left(t_{f\,v} - t_s\right)$; r – теплота парообразования при температуре насыщения в конденсаторе, Дж/кг; $c_{p\,f}$ – теплоемкость перегретого пара фреона, поступающего в конденсатор, Дж/(кг · K); ρ – плотность воды, кг/м^3; $d_{in} = d_b - 2\delta_{wall}$ – внутренний диаметр трубы, м.

Подстановка Δh в (2) вместо r допустима при сравнительно малом перегреве пара, поступающего в конденсатор. В некоторых публикациях [8–10] отмечается, что такая замена допустима при $c_{p\,f}\left(t_{f\,v} - t_s\right)/r = 0.07$–$0.15$. При большей доле целесообразно оценить необходимость создания отдельной теплообменной поверхности для охлаждения пара фреона до температуры насыщения [11]. Но, как правило, в практических случаях такая потребность возникает редко.

Задавая разность температур Δt_f и итерационно решая систему (1), можно рассчитать плотность теплового потока q и площадь поверхности аппарата $F = Q/q$.

Варьируя параметры (скорость воды, длину, шаг и число труб) в рекомендованных пределах, расчет повторяют до достижения заданной сходимости по балансовым соотношениям:

$$Q = m_f \Delta h = m_w \Delta t_w c_{p\,w} = kF\Delta t,$$

где $k = \left(\frac{f_b}{\alpha_w f_{in}} + R_{wall} \frac{f_b}{f_{ave}} + R_s \frac{f_b}{f_{in}} + \frac{1}{\alpha_f} \right)^{-1}$ – коэффициент теплопередачи в аппарате, Вт/(м^2 · К).

Гидравлические потери давления фреона и воды в аппарате можно оценить по формулам, представленным в [4].

ВЕРИФИКАЦИЯ МЕТОДИКИ

Апробация расчета конструктивного исполнения фреонового конденсатора по описанной ранее методике была выполнена для аппарата марки КТР [5]. Конденсаторы данной конструкции серийно выпускались в России в конце XX в. для холодильных установок, функционировавших на фреоне R12, однако на сегодняшний день о них практически ничего не известно (нет информации ни о производстве, ни об эксплуатации, ни о совершенствовании конструкции). Вероятно, это связано с уже упомянутыми ограничениями на эксплуатацию оборудования на фреоне R12 и выводом его из обращения вместе с аппаратами установок, в которых он использовался.

К сожалению, в литературных источниках не удалось найти данных о диаметре и толщине внутренних труб аппаратов марки КТР для холодильных установок различной мощности, а также о параметрах их оребрения и учитываемом в проекте аппарата значении термического сопротивления загрязнений. Однако эти параметры существенно влияют и на необходимую площадь теплообменной поверхности, и на процесс теплообмена.

Ввиду ограниченности имеющихся данных верификационный расчет выполнялся для аппарата с медными трубами с накатным оребрением. В [5] отмечено, что для фреоновых теплообменных аппаратов того времени (70–90-е годы XX в.) трубы с накатными ребрами изготавливались из заготовок 16 × 2 и 20 × 3 мм, а наиболее распространенный профиль для охлаждаемых пресной водой конденсаторов – трапециевидный, геометрические характеристики которого представлены на рис. 2.

Шаг труб в пучке, м, определяли по выражению $s = 1.2\left(d_b + 2h_{rib}\right) + 0.002$, исходя из предпосылки о равенстве наружного диаметра трубы с накатными ребрами наружному диаметру гладкой трубы-заготовки, а также с учетом условий крепления этой трубы в решетке.

По рекомендациям [5] было также принято термическое сопротивление слоя загрязнений

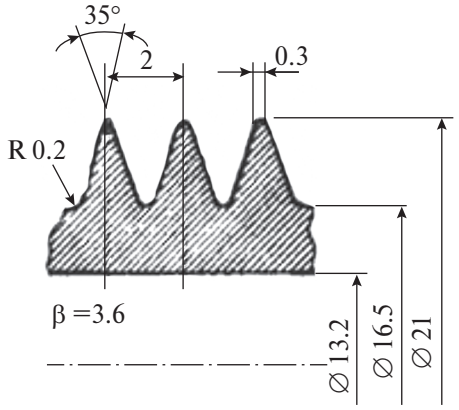


Рис. 2. Оребрение теплообменной накатной трубы [5]

по линии воды при использовании медных труб $R_s = 0.18$ (м^2 · К)/кВт.

Расчет производился при температуре конденсации фреона R12 t_s = 30°C, поступающего в аппарат с небольшим перегревом в 10°C. При этом температура охлаждающей воды изменялась от $t_{w\,in}$ = 24°C до $t_{w\,out}$ = 27°C. Теплофизические свойства теплоносителей определялись по базе данных [12].

В табл. 1 представлены технические данные о промышленных конденсаторах КТР и результаты их расчета для одинаковой производительности, полученные по описанной ранее методике.

Результаты вычислений хорошо соответствуют справочным данным, что свидетельствует о применимости методики [5] для выполнения вариантных расчетов конструкции кожухотрубного фреонового конденсатора. Можно заметить, что расчетное число труб в аппарате, как и площадь действительной наружной поверхности, для рассмотренных вариантов больше указанного в справочниках. Это расхождение объясняется использованием в автоматизированном расчете так называемого максимального заполнения решетки аппарата, т.е. размещением в пространстве между корпусом и гранями внешнего шестиугольника дополнительного числа труб (до 10–15% базового значения). “Избыточное” количество труб можно не учитывать в расчете или “заглушить” на практике (закрыть заглушками входное и выходное отверстия трубы), что, однако, приведет к некоторому росту скорости воды, но, как правило, некритичному по влиянию на теплогидравлические характеристики и конструктивное исполнение.

Выбор аппаратов марки КТР из общего мощностного ряда осуществлялся исходя из предположения о соответствии геометрических размеров их внутренних труб и параметров оребрения выбранным для расчета по методике [5] (см. рис. 2). В целом, это предположение подтвердилось. Скорость воды в трубах для всех рассматриваемых конструк-

Таблица 1. Параметры фреоновых конденсаторов (справочные данные [9]/результаты расчета) (при числе ходов равном 4)

Параметр	Фреоновый конденсатор			
	КТР-35	КТР-50	КТР-65	КТР-85
Площадь действительной наружной поверхности, м^2	40.0/47.3 (+18%*)	49.6/52.4 (+6%*)	62.0/69.2 (+12%*)	92.5/94.4 (+2%*)
Максимальная производительность, кВт	140	173	216	322
Диаметр обечайки, м	0.404/0.408	0.404/0.408	0.500/0.462	0.500/0.462
Число труб	135/187	135/187	210/241	210/241
Длина трубы, м	2.0	2.5	2.0	3.0

* Отклонение расчетных показателей относительно справочных данных.

ций не выходит за границы диапазона рекомендуемых значений (w_w = 1.3–2.2 м/с).

Следует отметить, что для всех аппаратов получено некоторое превышение расчетной площади действительной наружной поверхности над значением, представленным в справочной литературе. Это обусловлено отсутствием точных данных о геометрических параметрах труб и оребрения, используемых в каталогизированном оборудовании. Пересчет на основную теплообменную поверхность позволит получить меньшие значения отклонений.

РАСЧЕТ КОНСТРУКЦИИ КОНДЕНСАТОРА НА ПЕНТАНЕ

Для корректного применения описанной ранее методики расчета конденсатора ORC-установки на пентане необходима актуализация используемых в ней зависимостей. Прежде всего для более точного определения коэффициента теплоотдачи при стабилизированном турбулентном течении воды ($5 \times 10^3 \le \mathrm{Re} \le 5 \times 10^6$) целесообразно проводить вычисления по формулам Петухова – Кириллова [4].

Соотношение, предложенное K.O. Beatty и D.L. Katz [6] для учета влияния оребрения труб на теплоотдачу и лежащее в основе расчета α_f (1) в описанной ранее методике [5], было подтверждено экспериментальными данными о конденсации различных веществ [13], среди которых ближайший гомолог пентана – *n*-бутан. Авторы [6] пишут о хорошем согласии полученных экспериментальных данных с расчетными (отклонение для верхней трубы пучка не превышает 14%).

В работе [13] отмечается существенное снижение влияния “затапливания” конденсатом нижних труб на теплоотдачу при конденсации *n*-бутана в сравнении с R12. Более того, экспериментальные значения коэффициентов теплоотдачи *n*-бутана, определенные при конденсации на пучке из шести труб, расположенных одна под другой, увеличиваются по его глубине. Максимальное значение получено для трубы третьего ряда: оно на 5% превышает значение α_f для первого ряда и на 11% – для шестого ряда. Авторами [13] сделан вывод, что при конденсации органических жидкостей, имеющих высокое значение отношения поверхностного натяжения к плотности σ/ρ_l, по сравнению с фреонами (в частности, с R12), вся оребренная теплообменная поверхность эффективна и коэффициент теплоотдачи не снижается из-за задержки жидкости между ребрами[2]. Следует отметить, что данный вывод справедлив при сопоставлении влияния сил поверхностного натяжения f_σ и сил тяжести f_g при конденсации пара органических веществ на трубах одинакового диаметра *d*. Из отношения $f_\sigma/f_g = \sigma/\left(\rho_l g d^2\right)$ (g – ускорение свободного падения, м/с^2) следует, что диаметр труб играет существенную роль в определении преобладающего механизма скатывания пленки.

В описанной ранее методике [5] эффект снижения коэффициента теплоотдачи по глубине трубного пучка учитывался следующим образом:

$$\alpha_f = \alpha_{1f} n_{ave}^{-1/6}, \qquad (3)$$

где α_{1f} – приведенный коэффициент теплоотдачи движущегося потока фреона к трубам первого ряда, Вт/(м^2 · К); n_{ave} – среднее число труб по глубине пучка.

Эти рекомендации подтверждаются экспериментальными данными для фреонов R12 и R22 [5, 8]. Однако некоторые исследователи [2] отмечают, что показатель 1/6 в (3) для конденсации других веществ на оребренных трубах приводит к заниженным значениям α_f. Существуют и другие методы расчета этой поправки [13–15], а в некоторых работах она и вовсе не учитывается и даже рекомендуется не принимать ее во внимание [16].

[2] При температуре конденсации t_s = 30°C отношение σ/ρ_l для R12 составляет 6.1×10^{-6} Н · м^2/кг, для *n*-бутана – 19.8×10^{-6} Н · м^2/кг, для пентана – 24.2×10^{-6} Н · м^2/кг.

Таблица 2. Результаты расчета конденсатора по уточненной методике [5] (при числе труб в одном ходе $n = 187$ и внутреннем диаметре кожуха конденсатора $d_{sh} = 0.408$ м)

Параметр	Вещество		
	R12 (без поправок)	R12	пентан
Расход фреона m_f, кг/с	1.21	1.21	0.46
Скорость пара фреона на входе в трубный пучок $w_{f\ in}$, м/с	0.2	0.2	1.2
Температурный напор пар фреона – стенка Δt_f, °C	0.86	0.82	0.44
Средний коэффициент теплоотдачи движущегося пара фреона, отнесенный к площади основной поверхности труб α_f, Вт/(м^2 · K)	10740	12000	25000
Площадь основной (рассчитанной по диаметру основания ребер) поверхности труб конденсатора F, м^2	18.8	17.5	15.8
Коэффициент теплопередачи k, Вт/(м^2 · K)	2130	2280	2530
Плотность теплового потока q, Вт/м^2	9200	9840	11000
Длина трубы l_t, м	2.5	2.5	2.4

По мнению авторов настоящей статьи, решение о необходимости учета данной поправки нужно принимать для каждого из рассматриваемых рабочих веществ индивидуально, но в случае конденсации пентана (и его гомологов) на пучке оребренных труб ее применение нецелесообразно.

Введение отмеченных поправок в расчет конструкции кожухотрубного конденсатора позволило получить результаты, представленные в табл. 2. Вычисления проводились для тех же исходных данных, что были приняты ранее для верификации методики. В качестве базовой конструкции был выбран аппарат КТР-50 (см. табл. 1).

Следует отметить, что изменений в компоновке аппарата на фреоне R12 не было получено, однако уточнение значения коэффициента теплоотдачи воды (учет первой поправки) привело к снижению необходимой площади теплообменной поверхности на 1.3 м^2 (7%).

В табл. 2 также представлены результаты расчета кожухотрубного конденсатора на пентане.

Параметры воды в трубах для двух рассчитанных с учетом поправок для вариантов на фреоне R12 и пентане совпадают: расход $m_w = 13.7$ кг/с, скорость $w_w = 2.15$ м/с, коэффициент теплоотдачи $\alpha_w = 9950$ Вт/(м^2 · K).

При практически одинаковых параметрах трубного пучка скорость пара пентана на входе в межтрубное пространство в 6 раз превышает скорость фреона R12 при трехкратно меньшем расходе. Расчетный коэффициент теплоотдачи при конденсации пентана в аппарате такой конструкции в 2 раза выше, чем при конденсации R12 (значения которого, в свою очередь, хорошо совпадают с экспериментальными данными, представленными в [8]). Однако улучшение теплоотдачи от конденсирующегося пара не приводит к существенному снижению необходимой площади теплообменной поверхности. В большей мере это объясняется лимитирующим влиянием теплового сопротивления загрязнений поверхности со стороны охлаждающей жидкости на процесс теплопередачи.

РАСЧЕТ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛООТДАЧИ ПЕНТАНА В АППАРАТЕ

Достоверность полученных результатов расчета среднего коэффициента теплоотдачи пентана (см. табл. 2) вызывает некоторое сомнение. Все-таки и зависимость для его расчета, и вывод авторов [5, 7] о существенном влиянии скорости движущегося пара на теплоотдачу (уже при 1–2 м/с) верифицированы, прежде всего, на экспериментальных данных о конденсации R12 и R21, существенно отличающихся по своим теплофизическим свойствам от пентана. Кроме того, базовая модель для расчета α_f [6] на оребренных поверхностях не учитывает явление межреберной задержки жидкости. Актуальность такого допущения для пентана, несмотря на отмеченные ранее обстоятельства (наблюдаемый прирост в теплоотдаче по глубине трубного пучка при конденсации n-бутана [13]), подлежит проверке.

Обзор литературных источников позволил найти лишь небольшое количество работ, посвященных экспериментальному исследованию теплоотдачи углеводородов при конденсации на пучках оребренных труб. Существенная часть таких исследований посвящена фреонам другого химического состава [17]. Но в нескольких недавних публикациях [18, 19] представлены результаты исследований конденсации пропана (R290) на гладких и оребренных одиночных трубах и их пучках.

Авторы [18] предложили свою модель для расчета α_f на трубах с накатным оребрением, вери-

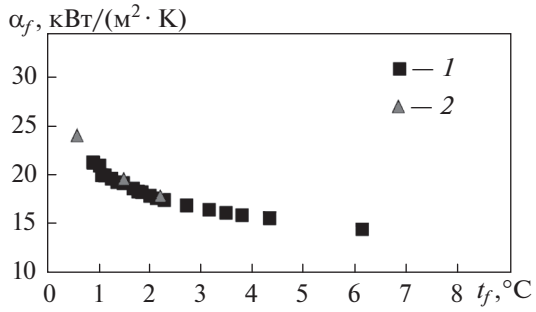


Рис. 3. Средний коэффициент теплоотдачи α_f при конденсации пропана на трубах GEWA-K40.
1 – экспериментальные данные [18]; *2* – расчет по методике [20]

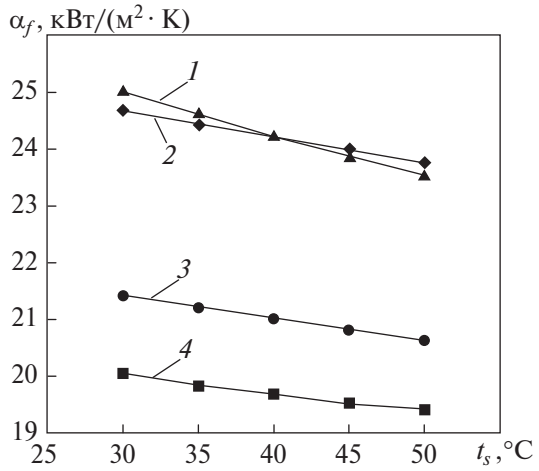


Рис. 4. Средний коэффициент теплоотдачи α_f при конденсации пентана при различных температурах насыщения t_s в конденсаторе.
Модель: *1* – [5]; *2* – [22]; *3* – [22] с поправкой на эффект затопления [14]; *4* – [20]

фицированную на результатах собственных экспериментов с использованием R290 и R134a, и утверждают, что в диапазоне $\Delta t_f = 0$–9°C среднее абсолютное процентное отклонение (MAPD) результатов не превышает 4.7%. Модель основана на элементном расчете, при котором стенка трубы разделяется на небольшие кольцевые элементы. Она учитывает локальное распределение температуры на внешней поверхности оребренной трубы, локальные тепловые потоки и высоту конденсата в канале между ребрами. Но применение данной модели для оценочных расчетов α_f, необходимых на практике, довольно трудоемко.

Однако авторы [18] приводят результаты сравнительного анализа точности расчета по своей и четырем другим моделям расчета коэффициента теплоотдачи при конденсации. Показано, что чуть меньшей точностью, чем предложенная ими модель [18], но более высокой по сравнению с другими обладает модель A. Briggs и J.W. Rose [20]. При прогнозировании значения α_f по данной модели его среднее отклонение от экспериментальных показателей не превышает 9.23% практически для всего диапазона $\Delta t_f = 0$–9°C (при $\Delta t_f = 0$–3°C MAPD составляет 9.62%). При этом процедура вычисления коэффициента теплоотдачи фреона менее трудоемка по сравнению с методикой, реализованной в [18]. Расчет среднего коэффициента теплоотдачи при конденсации пропана на медных трубах с накатным оребрением GEWA-K40 [21], выполненный авторами настоящей статьи по модели [20], также позволил получить хорошее совпадение с экспериментальными значениями [18, 19] (рис. 3).

Таким образом, верификация модели [20] на данных о конденсации пропана позволяет обосновать целесообразность ее использования и для пентана.

На рис. 4 представлены коэффициенты теплоотдачи, полученные по различным моделям, при расчете конденсатора производительностью 173 кВт для различных температур насыщения пентана в аппарате при неизменном среднелогарифмическом напоре. Параметры оребрения внутренних труб приведены на рис. 2.

Как и ожидалось, значения α_f, вычисленные по уточненной методике [5], в среднем на 23% выше значений, определенных по модели [20]. Помимо этого, на рис. 4 показаны результаты расчета по методике [22], являющейся усовершенствованной моделью [6]. Различие состоит в учете влияния на коэффициент теплоотдачи эффекта образования конденсата между ребрами и предположения о том, что механизм его отвода с поверхности ребер регулируется поверхностным натяжением, а не силой тяжести. Существенного влияния этого эффекта на результаты расчета α_f, по сравнению с [5], не наблюдается. При этом авторы [22] отмечают, что в модели не принимаются во внимание эффекты сдвига пара[3] и затопления.

В [23] исследуется влияние эффекта сдвига пара на теплоотдачу при конденсации пара на одиночной трубе с низким оребрением. Авторы предлагают определять коэффициент теплоотдачи при конденсации движущегося пара как среднеквадратическое значение:

$$\alpha_{fv} = \left(\alpha_f^2 + \alpha_v^2\right)^{1/2},$$

где α_f – коэффициент теплоотдачи, рассчитанный по модели для неподвижного конденсирующегося пара; α_v – коэффициент теплоотдачи

[3] При вынужденном течении потока возникает динамическое воздействие пара (в литературных источниках именуемое также сдвигом пара) на пленку стекающего конденсата.

движущегося охлаждающегося пара в том случае, когда преобладают механизмы принудительной конвекции, а влияние силы тяжести и поверхностного натяжения становится незначительным.

Как отмечалось ранее, авторы [6] утверждают, что скорость 1–2 м/с является существенной для расчета при конденсации фреона R12. Целесообразно оценить влияние такого ее значения (1–2 м/с) и на теплоотдачу пентана, скорость которого в рассматриваемом аппарате варьируется от 0.95 до 1.50 м/с. Оценочный расчет показал, что при данных скоростях пара в аппарате отношение α_v/α_f не превышает 1.5% и вклад эффекта от сдвига пара в теплоотдачу при конденсации пентана пренебрежимо мал.

Что касается эффекта затопления, то в [14] предложена следующая формула для его учета:

$$\alpha_f = \alpha_{1f}\left[n_{ave}^{0.96} - (n_{ave}-1)^{0.96}\right]. \quad (4)$$

На рис. 4 представлены результаты расчета по модели [22] с поправкой на эффект затопления [14], определенный по уравнению (4), так как такая комбинация рекомендована в [24] для расчета теплоотдачи в конденсаторах.

Как уже было отмечено, введение поправки на эффект затопления труб при конденсации пентана нецелесообразно: коэффициенты теплоотдачи при использовании такого подхода выше значений, принятых условно точными (полученных по верифицированной в ходе эксперимента по конденсации пропана модели [20]).

КОЖУХОТРУБНЫЙ КОНДЕНСАТОР НА ПЕНТАНЕ

При проектном расчете конденсатора ORC-установки производительностью 173 кВт (КТР-50), выполненном по методике [5] с помощью модели [20] для конденсации пентана, были получены следующие характеристики:

Скорость воды w_w, м/с	1.1
Коэффициент теплоотдачи воды α_w, Вт/(м^2 · К)	5555
Скорость пентана на входе в аппарат w_f, м/с	1.2
Температурный напор пар – стенка Δt_f, °С	0.43
Коэффициент теплоотдачи пентана α_f, Вт/(м^2 · К)	20045
Коэффициент теплопередачи k (при R_s = 0.18 м^2 · К/кВт), Вт/(м^2 · К)	1980
Длина трубы l_t, м	2.5
Отношение l_t/d_{sh}	6.1
Число труб в одном ходе n	93
Число ходов z	2
Потери давления по тракту воды Δp, кПа	11.0

Результаты получены при условии соблюдения всех рекомендаций по проектированию кожухотрубного аппарата, что позволяет перейти к этапу оптимизационных расчетов. Необходимо проведение исследования влияния материала, из которого изготовлены внутренние трубы, на эффективность теплопередачи в аппарате и другие его характеристики. Причем дело не только в термическом сопротивлении стенки трубы, но и в процессах теплопередачи по сечению трубы (от условной лобовой точки контакта с паром до противоположной точки в области затопления конденсатом) и вдоль ребер (по их высоте). Кроме того, целесообразно проанализировать влияние параметров оребрения труб на интенсивность теплообмена. В частности, эффект снижения теплоотдачи от затопления нижней части трубы может быть уменьшен путем применения так называемого 3D-оребрения: трехмерные ребра в этом случае выполняются в виде штифтов, стержней или шипов, в том числе полученных поперечной резкой или надрезанием обычных труб с накатным оребрением (2D).

Следует также отметить, что при t_s = 30°С давление насыщения пентана в аппарате немного ниже атмосферного (p_s = 0.082 МПа), что все-таки обусловливает необходимость учета влияния на теплоотдачу возможного присутствия некоторой доли неконденсирующихся газов, хотя значимость этой проблемы снижается уже при t_s = 40°С (p_s = 0.116 МПа).

Немаловажно и влияние термического сопротивления загрязнений поверхности как со стороны пентана, так и со стороны охлаждающей воды. Вклад этой составляющей в коэффициент теплопередачи является весьма существенным для конденсаторов, охлаждаемых циркуляционной водой. При переходе с медных труб на стальные рекомендуемые значения возрастают до R_s = 0.20–0.30 (м^2 · К)/кВт [5], а при использовании охлаждающей воды температурой более 50°С – до R_s = 0.35 (м^2 · К)/кВт [24].

С повышением значения теплового сопротивления загрязнений поверхности все меньшее влияние на общий коэффициент теплопередачи оказывает коэффициент теплоотдачи конденсирующегося пара или охлаждающей жидкости. Более того, даже без учета увеличения R_s уже в рассмотренном примере конструкции отношение α_f/α_w достигает 3.6, что обусловливает необходимость интенсификации теплоотдачи со стороны воды. Это возможно путем перехода к использованию труб меньшего диаметра, что отмечалось еще в [5].

Другим способом интенсификации теплоотдачи со стороны воды может быть развитие внутренней поверхности труб аппарата (например,

создание винтовых канавок [21]). Но, скорее всего, эта проблема будет решена в рамках перехода к аппаратам оптимизированной конструкции, имеющим большую производительность.

Производительность аппарата, рассматриваемого в настоящей работе, выбиралась из условий верификации методики расчета. Но, например, производительность конденсатора для ORC-установки электрической мощностью 500 кВт при КПД равном 18% должна быть более чем в 13 раз выше рассматриваемого значения.

Оценочный расчет кожухотрубного конденсатора для такой ORC-установки производительностью 2280 кВт позволил получить следующие характеристики:

Скорость воды w_w, м/с	2.3
Коэффициент теплоотдачи воды α_w, Вт/(м^2 · К)	10400
Скорость пентана на входе в аппарат w_f, м/с	4.0
Температурный напор пар – стенка Δt_f, °С	0.57
Коэффициент теплоотдачи пентана α_f, Вт/(м^2 · К)	18675
Коэффициент теплопередачи k (при $R_s = 0.18$ м^2 · К/кВт), Вт/(м^2 · К)	2480
Длина трубы l_t, м	4.0
Отношение l_t/d_{sh}	4.0
Число труб в одном ходе n	582
Число ходов z	2
Потери давления по тракту воды Δp, кПа	48.5

Полученные параметры не являются наиболее оптимальными для аппарата такой производительности, однако подтверждают универсальность методики и позволяют сформировать основное представление о габаритах аппарата и характеристиках процессов, происходящих в нем.

ВЫВОДЫ

1. Методика, предложенная ранее для расчета кожухотрубных водоохлаждаемых конденсаторов холодильных установок, применима и верифицирована для выполнения расчетов конденсаторов ORC-установок.

2. Для расчета коэффициента теплоотдачи конденсирующегося пентана с хорошей точностью может быть использована модель A. Briggs и J.W. Rose, верифицированная на экспериментальных данных по конденсации пропана.

3. Необходимо выполнить оптимизационные расчеты конструкции кожухотрубных конденсаторов ORC-установки на пентане большей мощности (по сравнению с рассматриваемой в данной статье) и учесть влияние таких факторов, как материал стенок внутренних труб, их диаметр и толщина, параметры оребрения, загрязнение поверхности и пр.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Конструктивные** решения для основных теплообменных аппаратов ORC-контура (обзор) / И.С. Антаненкова, Ю.А. Геллер, М.М. Виноградов, Е.А. Горбунова, Д.С. Писарев, В.И. Кузнецов // Теплоэнергетика. 2024. № 8. С. 3–23. https://doi.org/10.56304/S0040363624700103
2. **Керн Д., Краус А.** Развитые поверхности теплообмена /пер. с англ. М.: Энергия, 1977.
3. **Шкловер Г.Г., Мильман О.О.** Исследование и расчет конденсационных устройств паровых турбин. М.: Энергоатомиздат, 1985.
4. **Теплоотдача** и потери давления в основных теплообменных аппаратах термомасляной ORC-установки (обзор) / И.С. Антаненкова, Ю.А. Геллер, М.М. Виноградов, Е.А. Горбунова, В.И. Кузнецов // Теплоэнергетика. 2025. № 1. С. 55–77. https://doi.org/10.56304/S0040363624700541
5. **Теплообменные** аппараты холодильных установок. 2-е изд., перераб. и доп. / Г.Н. Данилова, С.Н. Богданов, О.П. Иванов, Н.М. Медникова, Э.И. Крамской; под общ. ред. Г.Н. Даниловой. Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1986.
6. **Beatty K.O., Katz D.L.** Condensation of vapors on outside of finned tubes // Chem. Eng. Prog. 1948. V. 44. No. 1. P. 55-70.
7. **Данилова Г.Н., Иванов О.П., Хижняков С.В.** О методике расчета коэффициента теплоотдачи при конденсации фреонов на пучке оребренных труб // Холодильная техника. 1968. № 6. С. 10–14.
8. **Иванов О.П.** Конденсаторы и водоохлаждающие устройства. Л.: Машиностроение, Ленингр. отдние, 1980.
9. **Промышленная** теплоэнергетика и теплотехника: справ. серия. В 4 кн. Кн. 4: Теплоэнергетика и теплотехника: 4-е изд., стер. / под общ. ред. А.В. Клименко и В.М. Зорина. М.: Издательский дом МЭИ, 2007.
10. **Ягов В.В.** Теплообмен в однофазных средах и при фазовых превращениях: учеб. пособие для вузов. М.: Издательский дом МЭИ, 2022.
11. **Bull J., Buick J.M., Radulovic J.** Heat exchanger sizing for organic Rankine cycle // Energies. 2020. V. 13. Is. 14. P. 3615. https://doi.org/10.3390/en13143615
12. **NIST** standart reference database 23: reference fluid thermodynamic and transport properties-REFPROP. Version 10.0 / E.W. Lemmon, I.H. Bell, M.L. Huber, M.O. McLinden. Gaithersburg: National Institute of Standards and Technology, Standard Reference Data Program, 2018.
13. **Katz D.L., Geist J.M.** Condensation on six finned tubes in a vertical row // Trans. ASME. 1948. V. 70. Is. 8. P. 907–914. https://doi.org/10.1115/1.4017893

14. **Condensation** heat transfer with refrigerants. Two-phase modelling and experimentation / A. Cavallini, D. Del Col, L. Doretti, G.A. Longo, L. Rossetto. Editions ETS Italy, 1999. P. 71–88.
15. **Sajjan D., Karlsson T., Vamling L.** Reasons for drop in shell-and-tube condenser performance when replacing R22 with zeotropic mixtures. Part 1. Analysis of experimental findings // Int. J. Refrig. 2004. V. 27. Is. 5. P. 552–560. https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2004.03.013
16. **Karlsson T., Vamling L.** Flow fields in shell-and-tube condensers: comparison of a pure refrigerant and a binary mixture // Int. J. Refrig. 2005. V. 28. Is. 5. P. 706–713. https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2004.12.008
17. **Fitzgerald C.L.** Forced-convection condensation heat-transfer on horizontal integral-fin tubes including effects of liquid retention: Ph.D. thesis. University of London, UK, 2011.
18. **Element** by element prediction model of condensation heat transfer on a horizontal integral finned tube / A.R. Al-Badri, T. Gebauer, A. Leipertz, A.P. Fröba // Int. J. Heat Mass Transfer. 2013. V. 62. P. 463–472. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.03.015
19. **Condensation** heat transfer on single horizontal smooth and finned tubes and tube bundles for R134a and propane / T. Gebauer, A.R. Al-Badri, A. Gotterbarm, J. El Hajal, A. Leipertz, A.P. Fröba // Int. J. Heat Mass Transfer. 2013. V. 56. V. 1–2. P. 516–524. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.09.049
20. **Briggs A., Rose J.W.** Effect of fin efficiency on a model for condensation heat transfer on a horizontal, integral-fin tube // Int. J. Heat Mass Transfer. 1994. V. 37. Suppl. 1. P. 457–463. https://doi.org/10.1016/0017-9310(94)90045-0
21. **Каталог** труб Wieland GEWA-K, GEWA-KS. Low-finned tubes. [Электрон. ресурс.] https://www.wieland.com/de/media/files/brochures/wieland-gewa-k-gewa-ks-low-finned-tubes.pdf
22. **Webb R.L., Rudy T.M., Kedzierski M.A.** Prediction of the condensation coefficient on horizontal integral-fin tubes // J. Heat Transfer. 1985. V. 107. Is. 2. P. 369–376. https://doi.org/10.1115/1.3247424
23. **A new** model for forced convection condensation on integral-fin tubes / A. Cavallini, L. Doretti, G.A. Longo, L. Rossetto // Heat Transfer Eng. 1996. V. 118. Is. 3. P. 689–693. https://doi.org/10.1115/1.2822687
24. **Cavallini A.** Heat transfer and heat exchangers // Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems. Technologies and Applications. Chapter 13. Science Direct, 2017. P. 397–470. https://doi.org/10.1016/B978-0-08-100510-1.00013-2

Design Calculation of a Shell-and-Tube Condenser in the ORC Unit Operating on Pentane

I. S. Antanenkova[a], *, A. A. Antanenkov[a], V. I. Kuznetsov[a], and D. S. Pisarev[a]

[a] *National Research University Moscow Power Engineering Institute, Moscow, 111250 Russia*

**e-mail: antanenkovais@mail.ru*

Abstract—Units implementing the organic Rankine cycle (ORC) can utilize dozens of low-boiling substances, also called freons or refrigerants, as the working fluid. However, the classic solution for this cycle is the application of pentane and, therefore, this technology is sometimes called pentanoic. One of the main elements of the ORC unit circuit is the condenser, which is often a shell-and-tube heat exchanger cooled with circulating water. In spite of wide application of such apparatuses in steam turbine units, the elaboration of their design on the basis of the pentane technology is a challenging problem. For a prototype of this apparatuses, the KTR shell-and-tube condenser, which was previously often employed in refrigeration units with R12 refrigerant, is adopted in this work. Since chlorofluorocarbons and hydrochlorofluorocarbons have been phased out, equipment items intended for their application are also no longer manufactured by industry, which resulted in a shortage of information on their design and peculiarities of their design process. Hence, the authors carried out a search for and analysis of information about such apparatuses and developed and verified a procedure of design calculation of this equipment. In addition, models for calculating the heat-transfer coefficient during pentane condensation on tube bundles with rolled fins were reviewed, and these models were verified against experimental data on the condensation of propane, one of the closest homologues of pentane. The model proposed by A. Briggs and J.W. Rose has been found to yield the highest accuracy in engineering calculations of pentane condensers. Other models are also examined, which describe the effects of vapor shear and inundation of the lower tubes in the bundle on the heat-transfer coefficient during pentane condensation. It has been demonstrated that considering these effects during condensation of pentane and its homologues in the examined apparatus is impractical. The results of the design calculation of shell-and-tube condensers of pentane with a capacity of 173- and 2280-kW are presented. Recommendations for further optimization calculations are formulated.

Keywords: ORC, shell-and-tube condenser, propane, R290, pentane, condensation, heat-transfer coefficient, calculation procedure, rolled finning