

ТЕПЛООТДАЧА И ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ  
В ОСНОВНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТАХ  
ТЕРМОМАСЛЯНОЙ ORC-УСТАНОВКИ (ОБЗОР)<sup>1</sup>

© 2025 г. И. С. Антаненкова<sup>a</sup>, \*, Ю. А. Геллер<sup>a</sup>,  
М. М. Виноградов<sup>a</sup>, Е. А. Горбунова<sup>a</sup>, В. И. Кузнецов<sup>a</sup>

<sup>a</sup>Национальный исследовательский университет “Московский энергетический институт”,  
Красноказарменная ул., д. 14, Москва, 111250 Россия

\*e-mail: antanenkovais@mail.ru

Поступила в редакцию 12.04.2024 г.

После доработки 22.04.2024 г.

Принята к публикации 25.04.2024 г.

Обзор посвящен проблеме поиска наилучших на сегодняшний день известных зависимостей для расчета теплоотдачи и потерь давления в основных теплообменных аппаратах установок, работающих по органическому циклу Ренкина (ORC-установок). Поиск ограничен наиболее оптимальными, по мнению авторов настоящей статьи, конструкциями аппаратов для традиционной двухконтурной ORC-установки, в первом контуре которой термомасло охлаждает тепловой источник и передает тепло фреону в парогенераторе. Кроме парогенератора второй контур установки включает в себя конденсатор типа “фреон – вода” или “фреон – воздух” и регенеративный теплообменник, подогревающий жидкий фреон перед парогенератором уходящим из турбины (расширителя) паром. Представлены критерии выбора рабочих веществ для таких установок при различных температурных уровнях тепловых источников. Перечислены рабочие вещества, наиболее популярные для каждого из температурных уровней (циклогептантан, бензол, толуол, ММ, МДМ, R1233zd, R245fa, R601, R601a, RC318, R134a), приведены их характеристика и термодинамические свойства при заданных температурах конденсации (25°C) и кипения (200, 120 и 70°C). На основе анализа этих данных сформированы характеристические диапазоны номинальных параметров ORC-установок при использовании информации о рабочих веществах. Тысячи фундаментальных и прикладных работ посвящены исследованию процессов кипения и конденсации, интерес к которым в последние 10–15 лет все возрастает. “Второе дыхание” обусловлено развитием новых технологий преобразования энергии, появлением новых рабочих веществ, материалов и способов обработки поверхностей. В настоящей работе представлен обзор расчетных зависимостей для определения коэффициентов теплоотдачи и гидравлических потерь в аппаратах с кипением фреонов в круглых трубах, конденсацией внутри труб и каналов и в межтрубном пространстве (на пучках труб), нагревом и охлаждением фреонов в однофазном состоянии в трубах и каналах. Приведены наиболее удобные, по мнению авторов статьи, зависимости для выполнения инженерных расчетов основного теплообменного оборудования ORC-установок.

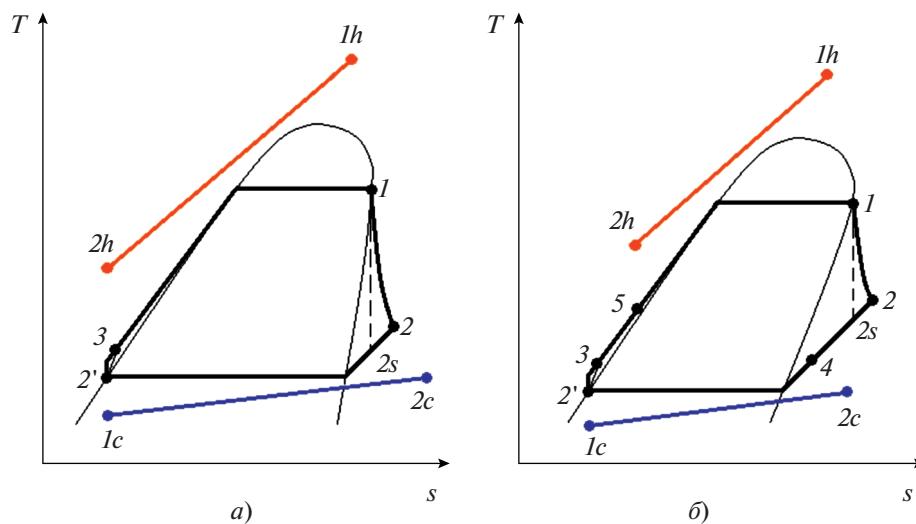
**Ключевые слова:** органический цикл Ренкина, ORC-установка, термомасло, фреон, выбор рабочего вещества, кипение в трубах, конденсация, кожухотрубный теплообменник, пластинчатый теплообменник, теплоотдача, паросодержание, гидравлическое сопротивление

**DOI:** 10.56304/S0040363624700541

В последние десятилетия все больший интерес вызывают ORC-установки для проведения научных исследований и практического использования в целях реализации мер в области энергосбережения. Чаще всего данная технология рассматривается применительно к процессам утилизации сбросного тепла в промышленных технологических процессах, на объектах децен-

трализованного энергоснабжения от энергетических газотурбинных установок малой мощности, двигателей внутреннего сгорания и газопоршневых агрегатов, в процессах переработки биомассы, использования геотермальной и солнечной энергии. Схемы установок, в которых реализуется органический цикл Ренкина, могут быть различны. Их исполнение зависит от параметров источника, его доступности, применяемых рабочих веществ и теплоносителей, однако одним из наиболее часто встречающихся вариантов на практи-

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



**Рис. 1.** Простой органический цикл Ренкина (а) и цикл с регенеративным подогревом (б).  
 1–2 – процесс расширения фреона в турбине; 1–2s – изоэнтропийный (теоретический) процесс расширения фреона в турбине; 2–2' – конденсация пара фреона в конденсаторе (в схеме а); 4–2' – конденсация пара фреона в конденсаторе (в схеме б); 2'–3 – сжатие жидкого фреона насосом; 3–1 – подогрев и кипение фреона в парогенераторе (в схеме а); 5–1 – подогрев и кипение фреона в парогенераторе (в схеме б); 3–5 – нагрев жидкого фреона в регенеративном теплообменнике; 2–4 – охлаждение пара фреона в регенеративном теплообменнике; 1h–2h – охлаждение термомасла в парогенераторе; 1c–2c – нагрев воды (воздуха) в конденсаторе

ке является установка непрямой передачи тепла – двухконтурная ORC-система. В первом ее контуре циркулирует термомасло, забирающее тепло от охлаждаемого “горячего” источника и передающее его низкокипящему рабочему веществу второго контура (фреону) в парогенераторе. После него фреон последовательно проходит основные элементы ORC-установки (рис. 1, а): турбину (расширитель), конденсатор (с воздушным или водяным охлаждением), насос. Для повышения термодинамической эффективности цикла может применяться регенеративный подогрев жидкого фреона после насоса отходящим от турбины паром (рис. 1, б).

Анализ процессов, показанных на рис. 1, свидетельствует о работе ORC-установки при постоянной смене фазовых состояний рабочего вещества: кипение и перегрев, охлаждение и конденсация пара, нагрев жидкости. Теплообменное оборудование ORC-установки должно быть спроектировано или подобрано таким образом, чтобы реализовать данные процессы с максимальной эффективностью, что существенно влияет и на КПД, и на производительность ORC-установки.

Проектирование энергетического оборудования определяется достоверностью результатов расчетов тепловых и гидравлических характеристик процессов, происходящих в нем. Результаты расчета, в свою очередь, напрямую зависят от выбора тех или иных зависимостей, по которым он выполняется.

Зачастую поиск формул для вычисления теплоотдачи при нагреве и охлаждении, кипении и

конденсации фреонов сопряжен с существенными временными затратами на анализ большого числа публикаций. Цель настоящей статьи – обзор и выделение наиболее известных зависимостей, позволяющих выполнять теплогидравлические расчеты основных теплообменных аппаратов ORC-конттура в заданном диапазоне их рабочих параметров.

## ДИАПАЗОНЫ ПАРАМЕТРОВ

Диапазоны рабочих параметров ORC-установок определяются прежде всего теплофизическими свойствами используемых в них термомасел и низкокипящих рабочих веществ.

### Термомасла

Термомасло (масло-теплоноситель) – это вещество, обладающее более высокой термостойкостью и температурой испарения, чем низкокипящие рабочие вещества, используемые во втором контуре. Благодаря этим свойствам исключаются его фазовые переходы в процессе утилизации сбросного тепла от источника. При этом термомасло служит “демпфером”: уменьшает воздействие возможных колебаний температуры “горячего” источника на работу ORC-установки. Кроме того, при очень высоких температурах источника тепла контур термомасляного охлаждения позволяет эффективно уменьшать рабочую температуру органических жидкостей ниже температуры их разложения или самовоспламенения. Тем не менее это приводит к потерям тепла и, следователь-

Таблица 1. Характеристики термомасел ORC-установок

Наименование термомасла	Производитель	Оптимальный температурный диапазон использования, °C	Плотность, кг/м <sup>3</sup>	Кинематический коэффициент вязкости при 40°C, мм <sup>2</sup> /с
“Софэксим”-ТСЖВ [2]	ООО “СОФЭКС-Силикон”, Россия	От –50 до +400	962.9 при 20°C	36.13
ТЛВ-330 [3]	ООО “НПК “Полиэстер”, Россия	От –30 до 330	850.0–870.0 при 20°C	40.00
ТЛВ-330М [3]		От –50 до 330	850.0–880.0 при 20°C	40.00
Therminol LT [4]	Eastman Chemical, США	От –73 до 315	870.0 при 15°C	0.81
Marlotherm XC [4]	ООО “НПК “Полиэстер”, Россия*	От –90 до 300	857.0 при 25°C	0.78
Therminol D 12 [4]		От –85 до 260	764.0 при 15°C	1.23
Therminol ADX 10 [4]		От –45 до 250	861.0 при 15°C	4.03
Therminol 54 [4]		От –10 до 280	872.0 при 20°C	19.00
Therminol SP [4]		От –10 до 315	875.0 при 15°C	19.00
Therminol XP [4]		От –20 до 315	881.0 при 15°C	23.70
Therminol 59 [4]		От –39 до 315	978.0 при 20°C	4.040
Marlotherm LH [4]		От –30 до 330	992.0 при 25°C	2.78
Marlotherm SH [4]		От –15 до 325	1039.0 при 25°C	16.40
Therminol 66 [4]		От 0 до 345	1011.0 при 15°C	29.64
Therminol 68 [4]		От –10 до 360	1030.0 при 15°C	13.74
Therminol 72 [4]		От –10 до 380	1084.0 при 15°C	5.74
Therminol 75 [4]		От 80 до 385	1041.0 при 80°C	3.75
Therminol VP-1 [4]		От 12 до 400	1068.0 при 15°C	2.48
Therminol VP-3 [4]		От 3 до 330	935.0 при 15°C	2.04
Schultz S750 [5]	Schultz Canada Chemicals Ltd, Канада	От –10 до 360	1017.0 при 20°C	29.00
Agip ALARIA 2 [6]	Eni S.p.A., Италия	От –10 до 305	850.0 при 15°C	13.60
Agip ALARIA 3 [6]		От –7 до 305	875.0 при 15°C	30.00
Agip ALARIA 7 [6]		От –7 до 300	890.0 при 15°C	98.00

\* Компания производит аналоги перечисленных термомасел под торговой маркой “Термолан” [3].

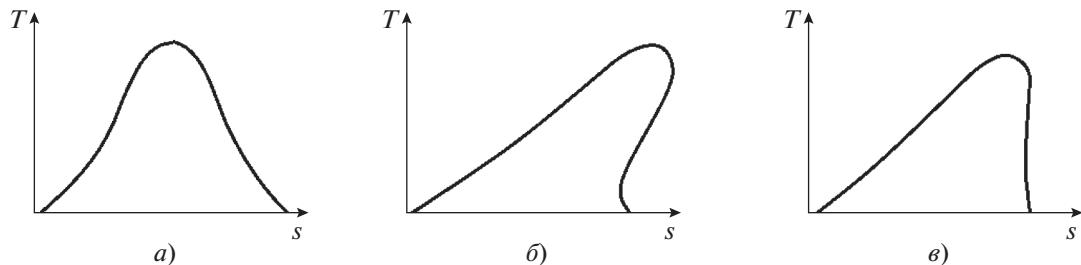
но, снижению эффективности, более высокой необратимости процессов и инерционности системы “термомасло – фреон” [1].

Перечень основных наименований и параметров термомасел, рекомендуемых к использованию в ORC-установках, представлен в табл. 1.

Первостепенный фактор выбора термомасла – температурный диапазон его применения. Также немаловажными критериями являются отсутствие коррозионной активности и устойчивость к окислению. Низкая вязкость масла будет способствовать минимизации работы (снижению требуемой мощности на прокачку) масляного насоса и увеличению теплоотдачи в теплообменном оборудовании. В [1] авторы сочли наиболее соответствующим этим критериям дibenзилтолуол (на-

пример, марки Marlotherm SH). В [7] в качестве причин выбора масла Thermolan LT отмечены его стабильная термостойкость, доступность на рынке и умеренная цена, а также высокая теплопроводность (3 кДж/кг), что уменьшает требуемый расход масла и, соответственно, мощность, затрачиваемую на его прокачку по замкнутому контуру. Авторы [8, 9] в своих исследованиях рассматривали термомасло Therminol SP.

Несмотря на возможность достижения сравнительно высоких температур термомасла на выходе из теплообменника, утилизирующего тепло источника, практический опыт разработки и эксплуатации ORC-установок свидетельствует об ограничении температуры термомасла на входе в парогенератор фреона – 310°C.



**Рис. 2.** Классификация рабочих веществ по линии насыщенного пара в  $T, s$ -диаграмме.  
Наклон: а – отрицательный, б – положительный; в – вертикальная линия

#### *Низкокипящие рабочие вещества*

Выбору низкокипящих рабочих веществ ORC-контура посвящено большое количество исследований (в основном расчетных), результаты которых представлены в многочисленных публикациях [10]. Обзор работ по данной тематике позволил выделить некоторые подходы к процессу выбора низкокипящего рабочего вещества ORC-контура, которые зачастую можно комбинировать:

анализ теплофизических свойств фреонов, регламентирующих максимальный температурный диапазон (между температурами насыщения в испарителе и конденсаторе) работы установки и ее энергетическую эффективность (КПД и выходную электрическую мощность) [8, 11–15];

анализ экологической, эксплуатационной и промышленной безопасности [14, 16–19];

расширенный технико-экономический анализ (так называемый 4Е-анализ – энергетическая и экспергетическая эффективность, экология, экономика) [12, 20–24];

влияние на схемное исполнение (схемы с регенеративным теплообменником и без него, каскадные и одноконтурные схемы и пр.) [20, 21, 23];

генетический анализ и др. [20, 22, 25].

Среди традиционно рассматриваемых теплофизических свойств фреонов – критические температура и давление, термостабильность, скрытая теплота парообразования. В последнее время рабочие вещества все чаще классифицируют по типам [11, 15–17] на основе анализа наклона линии насыщенного пара на  $T, s$ -диаграмме:

влажные (отрицательный наклон), например водяной пар (рис. 2, а);

сухие (положительный наклон), например бензен (рис. 2, б);

изоэнтропийные (вертикальная линия), например R11 (рис. 2, в).

Рабочим веществам, выбранным по тому или иному признаку, будет соответствовать такая схема ORC-контура, компоновка которой определяется параметрами пара фреона на выходе из тур-

бин. В качестве преимущества ORC-установок [26–28] традиционно отмечают работу турбины полностью в зоне перегретого пара, что, в отличие от установок на водяном паре, позволяет избежать проблем, обусловленных влажностью в тракте турбины. Если на выходе из турбины пар значительно перегрет (см. рис. 1, б), рекомендуется внедрить в схему регенеративный теплообменный аппарат.

Среди экологических факторов, влияющих на выбор рабочих веществ, выделяют химическую стабильность, озоноразрушающий потенциал (Ozone Depletion Potential – ODP), потенциал глобального потепления (Global Warming Potential – GWP), токсичность и пожароопасность.

Таким образом, рабочее вещество играет ключевую роль в создании ORC-установки, определяя ее производительность, экономичность и безопасность. Анализ литературных источников позволяет выявить основные требования к выбору низкокипящего рабочего вещества [29] и ранжировать их в порядке важности:

взрыво- и пожаробезопасность;

высокая энергетическая/экспергетическая эффективность цикла;

совместимость с конструкционными материалами (не вызывают коррозии);

низкая стоимость;

широкая доступность.

При этом немаловажную роль в выборе рабочих веществ ORC-установок играют их теплофизические свойства и характеристики:

линия насыщенного пара – с нулевым или положительным наклоном ( $ds/dT$ ) (изоэнтропийные или сухие жидкости);

большие скрытая теплота парообразования, плотность (жидкая/паровая фаза) и удельная теплоемкость;

умеренные критические параметры (температура, давление);

приемлемые давления конденсации и испарения (больше 0.1 МПа и меньше 2.5 МПа соответственно);

Таблица 2. Данные о наиболее часто рекомендуемых рабочих веществах ORC-установок [36]

Рабочее вещество	Химическая формула	$p_{cr}$ , МПа	$t_{cr}$ , °C	Молекулярная масса, кг/кмоль	$t_{limit}$ , °C	$t_{NBP}$ , °C	ODP	GWP	Пожароопасность
Высокотемпературные (температура источника 175–300°C)*									
Cyclopentane	C <sub>2</sub> H <sub>10</sub>	4.51	238.6	70.1	300	49	0	6	Да
Benzene (бензол)	C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	4.89	288.9	78.1	—	80.06	0	0	Да
Toluene (толуол)	C <sub>7</sub> H <sub>8</sub>	4.11	318.7	92.1	400	111	0	3.3	Да
MM (hexamethyl-disiloxane)	C <sub>6</sub> H <sub>18</sub> OSi <sub>2</sub>	1.92	245.9	162.4	300	101	0	0	Да
MDM (octamethyl-trisiloxane)	C <sub>8</sub> H <sub>24</sub> O <sub>2</sub> Si <sub>3</sub>	1.46	291.3	236.5	300	153	0	<300	Низкая
Среднетемпературные (температура источника 90–175°C)									
R1233zd(E)	CH <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> ClF <sub>3</sub>	3.62	166.6	130.5	177	18	3.4 × 10 <sup>-4</sup>	7	Нет
R245fa	C <sub>3</sub> H <sub>3</sub> F <sub>5</sub>	3.64	154.1	134.0	300	15	0	858	Нет
R601 (n-pentane, пентан)	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	3.36	196.5	72.2	—	36	0	11	Да
Низкотемпературные (температура источника 40–90°C)									
R601a (isopentane)	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	3.37	187.2	72.2	—	28	0	< 20	Да
RC318	C <sub>4</sub> F <sub>8</sub>	2.78	115.3	200.0	—	-6	0	9100	Нет
R134a	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub> F <sub>4</sub>	4.06	101.1	102.0	368	15	0	1300	Нет

\* При стабильной температуре источника более 200°C ряд исследователей рекомендуют выбирать воду в качестве рабочего вещества энергетической установки.

Примечание.  $p_{cr}$ ,  $t_{cr}$  – давление и температура в критической точке;  $t_{limit}$  – предельная температура термической стабильности;  $t_{NBP}$  – температура кипения при атмосферном давлении; прочерк в ячейке означает отсутствие данных.

свойства, способствующие большей теплоотдаче (меньшая вязкость, повышенная теплопроводность);

термическая и химическая стабильность (устойчивость при высокой температуре);

характеристики безопасности (нетоксичная и негорючая);

отсутствие негативного воздействия на окружающую среду (нулевые ODP и GWP).

Выбор оптимального рабочего вещества – комплексная оптимизационная задача, у которой может быть несколько альтернативных решений в зависимости от ранее перечисленных параметров. Кроме того, в каждом температурном диапазоне теплового источника оптимальные рабочие вещества могут быть совершенно различными [18, 27, 29–31]. Однако благодаря результатам расчетных исследований [11, 13, 21] и опыту создания экспериментальных стендов [9, 32–34] и серийных установок [35] можно выделить наиболее часто выбираемые и используемые рабочие вещества (табл. 2).

В табл. 3 приведены основные теплофизические свойства рассмотренных фреонов при одинаковой для всех циклов температуре конденсации и температурах кипения, характерных для

utiлизации тепла источников, имеющих разный потенциал.

Анализ данных, представленных в табл. 2, 3, свидетельствует о невозможности подбора идеального варианта низкокипящего рабочего вещества для ORC-установки, удовлетворяющего всем перечисленным требованиям. Одни из веществ пожароопасные, другие – с давлением конденсации ниже атмосферного, третьи способствуют глобальному потеплению. Последнее, кстати, существенно ограничивает их доступность. Так, например, в соответствии с Постановлением Правительства РФ в [37] введено ограничение производства, ввоза и использования популярных фреонов, среди которых R134a и R245fa (список F). Их дальнейший оборот в стране будет контролироваться и регулироваться государственными органами.

Несмотря на отмеченные несоответствия требованиям и ограничения, расчетные и экспериментальные исследования эффективности ORC-установок, работающих на перечисленных фреонах, целесообразны для формирования информационной базы, выявления и отработки возможных проблем, поиска новых технических решений.

Таблица 3. Параметры рекомендуемых рабочих веществ ОРС-установок [36]

Параметр	Cyclopentane	Benzene	Toluene	ММ	MDM	R1233zd	R245fa	R601	R601a	RC318	R134a
При температуре конденсации $t_{cond} = 25^\circ\text{C}$											
Давление насыщения, МПа	0.042	0.013	0.004	0.006	0.001	0.130	0.149	0.068	0.092	0.313	0.665
Теплота парообразования, кДж/кг	406.7	433.5	412.9	228.9	204.3	191.2	191.2	366.4	345.5	104.2	177.8
Плотность, кг/м <sup>3</sup> :											
кипящей жидкости	740.4	873.6	862.2	759.5	815.3	1262.8	1338.5	621.2	615.0	1498.3	1206.7
сухого насыщенного пара	1.22	0.40	0.14	0.37	0.05	7.21	8.50	2.06	2.79	28.04	32.35
Теплоемкость, кДж/(кг · К):											
кипящей жидкости	1.81	1.73	1.70	1.90	1.78	1.22	1.11	2.32	2.27	1.11	1.42
сухого насыщенного пара	1.21	1.05	1.13	1.47	1.39	0.83	1.75	1.70	1.70	0.82	1.03
Кинематический коэффициент вязкости, мм <sup>2</sup> /с:											
кипящей жидкости	0.56	0.69	0.64	0.64	1.02	0.23	1.32	0.35	0.36	0.24	0.16
сухого насыщенного пара	6.19	18.76	49.20	17.63	124.9	1.43	0.90	3.27	2.52	0.42	0.36
Коэффициент теплопроводности кипящей жидкости, Вт/(м · К)	0.13	0.14	0.13	0.11	0.11	0.08	0.09	0.11	0.10	0.06	0.08
При температуре кипения $t_{evap}$											
$t_{evap}$ , °C	200	200	200	200	120	120	120	120	120	70	70
Давление насыщения, МПа	2.650	1.438	0.750	0.921	0.302	1.575	1.930	0.907	0.356	1.069	2.117
Теплота парообразования, кДж/кг	212.9	283.2	290.8	122.4	128.6	123.2	112.3	271.4	307.0	79.5	124.4

## ПРОЦЕССЫ В ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТАХ ТЕРМОМАСЛЯНОЙ ORC-УСТАНОВКИ

Анализ технических решений для оборудования термомасляной ORC-установки [38] позволил выявить рекомендуемые конструкции основных теплообменных аппаратов для тех или иных теплогидравлических процессов, происходящих в них (см. рис. 1, б).

По мнению авторов настоящей статьи, наиболее удачный прототип для разработки фреонового парогенератора, в котором реализуются подогрев, кипение и небольшой перегрев фреона вследствие охлаждения термомасла, – вертикальный или горизонтальный кожухотрубный аппарат. Его теплообменная поверхность сформирована пучком гладких или оребренных труб. Внутри прямых или U-образных труб пучка движется фреон, а в межтрубном пространстве, разделенном сегментными перегородками или перегородками типа “диск – кольцо”, – термомасло.

Среди наиболее оптимальных конструктивных решений для конденсаторов типа “фреон – вода” можно выделить кожухотрубные теплообменники и полусварные аппараты пластинчатого типа. В отличие от парогенератора, в кожухотрубном конденсаторе целесообразно организовать движение воды внутри трубного пучка при конденсации фреона в межтрубном пространстве на поверхности гладких или мелкооребренных труб.

Использование пластинчатых конденсаторов позволяет эффективно работать с потоками фреона и воды, для которых характерна значительная разница в объемных расходах. Благодаря конструкции аппаратов, образованной асимметричными каналами, имеющими разные ширину и форму сечения, можно обеспечить минимально возможное падение давления, сохранить турбулентное движение конденсируемого фреона, повысить эффективность теплопередачи, снизить нагрузку на насосы и сократить энергопотребление всей системы.

Для конденсаторов типа “фреон – воздух” можно рекомендовать ребристо-трубную конструкцию. Внутри кожухов таких аппаратов горизонтально расположены соединенные в плоские змеевики оребренные трубы с движущимся внутри них фреоном. Снаружи эти трубы принудительно охлаждаются потоком воздуха от осевого вентилятора.

По мнению авторов статьи, оптимальной конструкцией для регенеративного теплообменника ORC-установки является пластинчато-ребристый аппарат. Он позволит обеспечить максимальную компактность и термодинамическую эффективность при нагреве потока жидкого фреона вследствие охлаждения газообразного фреона после турбины.

Таким образом, можно выделить следующие теплогидравлические процессы в аппаратах термомасляной ORC-установки рекомендованных конструкций, для которых необходимо определение основных характеристик:

- нагрев и кипение фреона внутри труб;
- конденсация фреона на поверхности пучка гладких и мелкооребренных труб, внутри труб и каналов;
- нагрев жидкого фреона и охлаждение газообразного фреона в каналах.

## ТЕПЛООТДАЧА ПРИ КИПЕНИИ ФРЕОНОВ ВНУТРИ ТРУБ

Внутритрубное кипение имеет некоторые особенности, отличающие этот процесс от кипения в большом объеме [39]. Помимо перегрева жидкости относительно температуры насыщения, геометрических характеристик поверхности твердой стенки, режимных параметров и доли растворенных газов [40], на процесс кипения жидкости при вынужденном движении в каналах оказывают влияние массовые расход вещества и паросодержание  $x$ . При кипении внутри труб пар движется вместе с жидкостью, образуя парожидкостную смесь, паросодержание которой по длине трубы непрерывно возрастает. В этом случае на интенсивность теплообмена влияет не только процесс парообразования, но и гидродинамическая структура двухфазного потока, которая характеризует гидродинамический режим течения. Существование того или иного режима течения двухфазного потока определяется совокупностью факторов: скоростью потока, массовым и объемным паросодержанием, диаметром трубы, свойствами и давлением кипящей жидкости, плотностью теплового потока и др. [41].

Прогнозирование режимов течения необходимо для расчета локальных коэффициентов теплоотдачи, перепадов давления в процессе кипения и вычисления истинных параметров потока. Разным режимам течения соответствует различный механизм теплообмена, а следовательно, разные коэффициенты теплоотдачи и факторы, характеризующие его [42]. Один из методов определения режимов – построение карт (таблиц) и индивидуализированных соотношений для коэффициентов теплоотдачи при кипении конкретных жидкостей [43–46]. Использование хорошо изученных веществ позволяет получить наиболее корректные результаты. Но для веществ, не вошедших в справочники, необходимо проведение новых исследований, что порой затруднительно. Поэтому по-прежнему актуальной является разработка физических и расчетных моделей для описания процесса кипения вещества.

Расчет коэффициентов теплоотдачи  $\alpha$  при кипении в трубах может быть выполнен двумя способами: путем определения локальных (или средних по участкам)  $\alpha$  для каждого из режимов и усреднения их по длине трубы [47] и при нахождении среднего коэффициента теплоотдачи для всей длины трубы. Второй способ более распространенный, однако следует иметь в виду, что его применение позволяет получать приемлемые результаты только при идентичности режимов течения в проектируемых аппаратах и в экспериментах, на базе которых были получены формулы [41, 48].

Теплоотдача при внутритрубном кипении увеличивается с ростом скорости циркуляции, поэтому отдельного внимания заслуживает конвективная составляющая процесса. Чаще всего в различных работах для расчета теплоотдачи при турбулентном течении однофазной жидкости в канале (число Рейнольдса  $Re = 5000\text{--}100\,000$ , число Прандтля  $Pr = 0.7\text{--}7.0$ ) используется модель Диттуса – Белтера (Dittus – Boelter), полученная в 30-е годы прошлого века:

$$Nu = 0.023 Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4}, \quad (1)$$

где  $Nu = \alpha d / \lambda_l$  – число Нуссельта;  $d$  – внутренний диаметр трубы, м;  $\lambda_l$  – коэффициент теплопроводности, Вт/(м · К);  $Re_l = wd/v_l$ ;  $w$  – скорость потока, м/с;  $v_l$  – кинематический коэффициент вязкости, м<sup>2</sup>/с;  $Pr_l$  – число Прандтля для потока жидкости. Здесь и далее индексы  $l$  – жидкость,  $v$  – пар,  $wall$  – стена.

Модель (1), несмотря на всеобщую известность, имеет недостаточно высокую обобщающую способность для описания различных экспериментальных результатов в широком диапазоне чисел  $Re$  и  $Pr$ . Наиболее удобное практическое и ясное физическое соотношение для расчета теплоотдачи при стабилизированном турбулентном течении жидкостей среди других имеющихся соотношений [40, 42], которое при этом является универсальным в самом широком диапазоне изменения чисел Рейнольдса ( $5 \times 10^3 \leq Re \leq 5 \times 10^6$ ) и Прандтля ( $0.1 \leq Pr \leq 200$ ), – это формула, предложенная Б.С. Петуховым и В.В. Кирилловым (1970):

$$Nu = \frac{\xi}{8} \frac{Re_l Pr_l}{1 + \frac{900}{Re_l} + 12.7 \sqrt{\frac{\xi}{8}} \left( Pr_l^{2/3} - 1 \right)}, \quad (2)$$

где  $\xi = [1.82 \lg(Re_l) - 1.64]^{-2}$  – коэффициент гидравлического сопротивления, который рассчитывается для турбулентного режима течения по формуле Филоненко [40].

В самых ранних работах по исследованию теплообмена при вынужденном течении при пузырь-

ковом кипении в формулы для конвективного теплообмена вводился дополнительный множитель. Например, в [49] авторы использовали (1) в качестве основного соотношения, дополнив его эмпирическим множителем, что позволило описать экспериментальные результаты формулой

$$Nu = 170 Re_l^{0.8} Pr_l^{1/3} \left( Bo + 1.5 \times 10^{-4} X_{tt}^{-2/3} \right), \quad (3)$$

где  $Bo = \frac{q_{wall} A}{m_f r}$  – параметр кипения;  $q_{wall}$  – плотность теплового потока на стенке, Вт/м<sup>2</sup>;  $A$  – площадь поперечного сечения трубы, в которой движется поток жидкости, м<sup>2</sup>;  $m_f$  – массовый расход жидкого фреона, кг/с;  $r$  – теплота парообразования, Дж/кг;  $X_{tt} = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} \left( \frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.1}$  – параметр Lockhart – Martinelli [50];  $\rho$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>;  $\mu$  – динамический коэффициент вязкости, Па · с.

Аналогичный подход применяется в работах [51–53]. В [51] предлагается использовать в качестве дополнительного множителя для (1) максимальное значение одного из двух параметров ( $\psi_{nb}$ ,  $\psi_{cb}$ )<sup>2</sup>:

$$Nu = 0.023 Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} \max(\psi_{nb}, \psi_{cb});$$

$$\psi_{nb} = 230 Bo^{0.5} \begin{cases} 1, N > 1; \\ F \exp(2.74N^{-0.1}), 0.1 < N \leq 1; \\ F \exp(2.47N^{-0.15}), N \leq 0.1; \end{cases} \quad (4)$$

$$\psi_{cb} = 1.8N^{-0.8},$$

где  $F$ ,  $N$  – константы.

Значения  $F$  и  $N$  рассчитываются следующим образом:

$$F = \begin{cases} 0.064 (Bo \geq 11 \times 10^{-4}); \\ 0.067 (Bo < 11 \times 10^{-4}); \end{cases}$$

$$N = Co \begin{cases} 1 \text{ для всех } Fr_l (\text{БТ}) \\ \text{и при } Fr_l \geq 0.04 (\text{ГТ}); \\ 0.38 Fr_l^{-0.3} \text{ при } Fr_l < 0.04 (\text{ГТ}), \end{cases}$$

где  $Co = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0.8} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5}$  – конвективный параметр;

$Fr_l = G^2 / (\rho_l^2 g d)$  – число Фруда;  $G = m_f / A$  – массовый поток фреона в трубе, кг/(м<sup>2</sup> · с);  $g$  – ускорение

<sup>2</sup> Индексы  $nb$  – due to nucleate boiling,  $cb$  – due to pure convective boiling.

свободного падения, м/с<sup>2</sup>; ВТ, ГТ – вертикальные и горизонтальные трубы соответственно.

В работе [52] предложена эмпирическая формула

$$\text{Nu} = 0.023 \text{Re}_l^{0.8} \text{Pr}_l^{0.4} \times \\ \times \left[ C_1 \text{Co}^{C_2} (25 \text{Fr}_l)^{C_5} + C_3 \text{Bo}^{C_4} F_{fl} \right], \quad (5)$$

где  $C_1$ – $C_5$  – константы, которые автор [52] предлагает определять методом наименьших квадратов;  $F_{fl}$  – параметр, зависящий от рассматриваемого вещества (варьируется от 1.0 для воды до 4.7 для азота).

В работе [53] приведена следующая формула для расчета коэффициента теплоотдачи:

$$\alpha = 0.0042 \text{Pe}^{*0.6} K_p^{0.5} S^{0.2} \frac{\lambda_l}{b} \times \\ \times \begin{cases} 1, \text{Bo}^* < 6 \times 10^5; \\ 0.0041 \text{Bo}^{0.5}, \text{Bo}^* \geq 6 \times 10^5, \end{cases} \quad (6)$$

где  $\text{Pe}^* = \frac{q_{wall} b}{r \rho_a a}$  – число Пекле;  $b = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}}$  – параметр Лапласа, м;  $\sigma$  – сила поверхностного натяжения, Н/м;  $a$  – температуропроводность, м<sup>2</sup>/с;  $K_p = \frac{p}{\sqrt{\sigma g(\rho_l - \rho_v)}}$ ;  $p$  – давление насыщения, Па;  $S = \frac{\rho_{wall} c_{wall} \lambda_{wall}}{\rho_l c_l \lambda_l}$ ;  $c$  – коэффициент теплопроводности, Дж/(кг · К);  $\text{Bo}^* = \frac{1}{\text{Bo}} \left( 1 + x \frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_v} \right)$ .

Формулу (6) рекомендуется применять для расчетов при течении жидкостей в горизонтальных и вертикальных каналах в диапазонах безразмерных параметров:  $\text{Pe}^* = 2\text{--}1000$ ,  $K_p = 10^4\text{--}10^6$ ,  $S = 50\text{--}1000$ ,  $\text{Bo}^* = 10^3\text{--}2 \times 10^6$ ,  $p/p_{cr} = 0.027\text{--}0.640$ .

Принципиально новый подход к расчету коэффициента теплоотдачи при кипении в каналах был сделан в работе [54]: для его определения были выделены две составляющие. Первая представляет собой конвективную часть теплообмена без учета пузырькового кипения  $\alpha_{con}$ , вторая – пузырьковое кипение без конвективной части  $\alpha_q$ . Автор [54] предложил учитывать вклад каждой из этих составляющих с помощью некоторых числовых констант ( $f$ ,  $s$ ), определяемых экспериментально:

$$\alpha = f \alpha_{con} + s \alpha_q, \quad (7)$$

где  $\alpha_{con}$  вычисляется по (1), а для расчета  $\alpha_q$  используется уточненная автором модель Форстера и Зубера [55].

После публикации [54] появлялись разные вариации указанного подхода. Существенное измене-

ние для текущей модели было предложено в работе [56], в которой неизвестные константы  $f$  и  $s$  вычисляли с помощью аппроксимирующей функции при сопоставлении множества данных, полученных при проведении различных экспериментов. Основная запись уравнения (7) осталась неизменной, значение  $\alpha_{con}$  определялось по (1), а соотношение для  $\alpha_q$  было заменено на предложенную в [57] формулу

$$\alpha_q = \frac{55 p_r^{0.12} q_{wall}^{0.67}}{M^{0.5} \left( \lg \frac{1}{p_r} \right)^{0.55}}, \quad (8)$$

где  $p_r = p/p_{cr}$  – приведенное давление;  $M$  – молекулярная масса, кг/кмоль.

Параметры  $f$  и  $s$  в этой модели вычисляли следующим образом:

$$f = 1 + 2.4 \times 10^4 \text{Bo}^{1.16} + \frac{1.37}{X_n^{0.86}}, \\ s = \left( 1 + 1.15 \times 10^{-6} f^2 \text{Re}_l^{1.17} \right)^{-1}.$$

При сравнении результатов расчета по модели [54] с экспериментальными данными был выявлен ее серьезный недостаток: по мере возрастания доли пузырькового кипения влияние конвективной составляющей должно было снижаться, чего не происходило. Поэтому в работе [58] эта модель была модернизирована:

$$\alpha = \left( f^2 \alpha_{con}^2 + s^2 \alpha_q^2 \right)^{1/2}. \quad (9)$$

В данном случае  $\alpha_{con}$  также определяют по (1),  $\alpha_q$  – по формуле (9), а параметры  $f$  и  $s$  рассчитывают по формулам

$$f = 1 + x \text{Pr}_l \frac{\Delta \rho}{\rho}; \quad s = \left( 1 + 0.055 f^{0.1} \text{Re}_l^{0.16} \right)^{-1},$$

где  $\Delta \rho = \rho_l - \rho_v$ .

В статье [59] предложен аналогичный [54] подход к расчету теплообмена при кипении жидкости, движущейся в малом канале. В этой работе, как и в оригинальной, учитываются  $\alpha_{con}$  и  $\alpha_q$  в первой степени:

$$\alpha = \alpha_q (1 - x) + \\ + \alpha_{con} \left[ 1 + 80(x^2 - x^6) \exp(-0.6 \text{Co}) \right]; \quad (10)$$

$$\alpha_{con} = \alpha_l (1 - x) + \alpha_v x;$$

$$\alpha_i = \left( 3.66 + \frac{0.0668 \frac{d}{L} \text{Re}_i \text{Pr}_i}{1 + 0.44 \left( \frac{d}{L} \text{Re}_i \text{Pr}_i \right)^{2/3}} \right) \frac{\lambda_i}{d},$$

где  $i = l, v$  (жидкость и пар);  $L$  – длина канала в направлении потока, м.

Коэффициент теплоотдачи для пузырькового режима кипения определяется как

$$\alpha_q = 55 p_r^{0.12-0.2 \lg R_a} (-\lg p_r)^{-0.55} M^{-0.5} q_{wall}^{0.67}. \quad (11)$$

Если шероховатость поверхности  $R_a$  неизвестна, предлагается принять ее равной единице. Тогда (11) преобразуется в (8).

Также в [59] приведены результаты сравнения по значению абсолютной средней ошибки (MAE) коэффициентов теплоотдачи, рассчитанных по моделям [56, 58, 59], в широком диапазоне значений давления, массового расхода, тепловых потоков и размеров канала для различных рабочих веществ (вода, метанол, пентан, гептан, бензол, R11, R12, R113, R123, R141b, R134a, R245fa, R236fa, CO<sub>2</sub>) на 3899 экспериментальных точках. Проведя сравнение, авторы получили следующие значения MAE для моделей: [56] – 149%, [58] – 46%, [57] – 39%, [59] – 28%.

Несмотря на обилие публикаций по данной тематике и множество существующих моделей для расчета коэффициента теплоотдачи при кипении веществ [48], на сегодняшний день большинство исследователей в этой области сходятся во мнении, что общие рекомендации по выбору наиболее предпочтительного соотношения отсутствуют. По мнению авторов настоящей статьи, наиболее удачной для расчета коэффициента теплоотдачи при внутритрубном кипении фреонов является модель В.В. Ягова [40]. По этой модели коэффициент теплоотдачи при кипении фреона, движущегося внутри труб, следует рассчитывать как

$$\alpha = (\alpha_{con}^3 + \alpha_q^3)^{1/3}, \quad (12)$$

а  $\alpha_{con}$  – вычислять по гомогенной модели [60]:

$$\alpha_{con} = \alpha_0 \left( 1 + x \frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_v} \right)^{1/2}, \quad (13)$$

в которой  $\alpha_0$  определяется по формуле (2).

Для расчета коэффициента теплоотдачи фреона при пузырьковом кипении  $\alpha_q$  по (12) можно использовать соотношение

$$q = 3.43 \times 10^{-4} \frac{\lambda_l^2 \Delta T_{wall}^3}{v_l \sigma_l T_s} \times \\ \times \left( 1 + \frac{r \Delta T_{wall}}{2 R \Delta T_s^2} \right) \left( 1 + \sqrt{1 + 800 B} + 400 B \right), \quad (14)$$

где  $\Delta T_{wall} = T_{wall} - T_s$ ;  $T_s$  – температура насыщения фреона, К;  $R$  – газовая постоянная, Дж/(кг · К);

$$B = \frac{r (\rho_v v_l)^{3/2}}{\sigma_l (\lambda_l T_s)^{1/2}},$$

В отличие от множества других существующих моделей, (14) имеет полуэмпирическое построение. По мнению автора данной модели, каждый центр парообразования с зоной интенсивного испарения жидкости вдоль ограничивающей его контактной линии может рассматриваться как точечный сток тепла высокой интенсивности  $q_1$ . Огромная локальная плотность теплового потока  $q_1$  у границы сухого пятна, обнаруженная в ходе экспериментов и численных исследований, дает физически реалистичное объяснение высокой интенсивности теплоотдачи при пузырьковом кипении в области больших тепловых нагрузок. При этом на преобладающей части площади обогреваемой поверхности между центрами парообразования тепло к жидкости передается путем конвекции  $q_2$ , также обусловленной процессами парообразования. Полный тепловой поток  $q = q_1 + q_2$  может быть отнесен ко всей площади поверхности кипения в силу малой относительной площади сухих пятен.

Формула (14), как и упомянутые ранее выражения (3)–(6), (8), (11), предложена для режима пузырькового кипения, которое возможно до тех пор, пока на внутренней поверхности обогреваемой трубы существует слой жидкости, достаточный для возникновения паровых зародышей. Этому требованию отвечает квазигомогенная структура, существующая при умеренных и высоких приведенных давлениях примерно до значения истинного объемного паросодержания  $\phi \leq 0.75$ . При более высоких значениях  $\phi$  возникает дисперсно-кольцевой режим течения двухфазной смеси, в котором жидкая пленка может стать настолько тонкой, что в ней невозможно будет достичь перегрева стенки для образования паровых пузырьков. Кипение в этом случае сменяется режимом испарения с поверхности пленки. Однако, как отмечено в [40], при высоких  $q$  даже в тонкой пленке градиент температуры может быть достаточно большим, чтобы на стенке возникали паровые пузырьки. Валидация модели (12)–(14) на опытных данных для диоксида углерода, азота, некоторых фреонов и воды позволила сделать вывод о ее применимости для расчета теплоотдачи при кипении в каналах в области высоких приведенных давлений (при  $p_r \geq 0.2$ , т.е. практически для всех фреонов, указанных в табл. 2, 3).

Особого внимания заслуживает процесс течения двухфазной смеси в горизонтальных каналах с относительно низкой скоростью. В этом случае устанавливается расслоенная структура потока, при которой температуры стенки могут оказаться недопустимо высокими. Попытки создать физические модели для описания и расчета теплоотдачи в данном случае малоизвестны.

Допустимый предел безаварийных технологических режимов работы оборудования ограничивает критическая тепловая нагрузка  $q_{cr}$ .

На сегодняшний день универсальной модели, описывающей развитие процесса нагрева и наступление кризиса кипения в каналах, не существует [40]. Выделяют три области (зоны), характерные для зависимости  $q_{cr}(x)$ : зона, соответствующая кризису пузырькового кипения (кризису первого рода), зона с постоянным значением критического (граничного) паросодержания  $x_{cr}$ , обусловленная высыханием тонкой жидкой пленки в дисперсно-кольцевом режиме (кризис второго рода), и зона “кризиса орошения”.

Первая область имеет общие черты с кризисом кипения в условиях свободного движения, что позволяет использовать формулы для расчета  $q_{cr}$  в большом объеме.

Одним из наиболее известных соотношений для определения  $q_{cr}$  в большом объеме является формула С.С. Кутателадзе, полученная в 1950 г. [61] для модели кризиса кипения, названной впоследствии гидродинамической:

$$q_{cr} = kr \left[ \sigma g (\rho_l - \rho_v) \rho_v^2 \right]^{1/4}, \quad (15)$$

где  $k \approx 0.14$ .

Теоретическое обоснование модели (15) и определение входящих в нее величин были представлены позже в работе [62]. После этого появилось множество различных модификаций этой модели, в которых учитывались линейный масштаб, шероховатость поверхности, недогрев жидкости и ее теплофизические свойства, приведенные давления. Как правило, использование большинства таких модификаций приводит к небольшим отклонениям от результата по (15), которые не превышают 10%. Однако к гидродинамической модели имелось принципиальное замечание: при расчетах по ней получались заниженные значения  $q_{cr}$  при невысоких приведенных давлениях.

Альтернативой (15) может служить уравнение для приведенных давлений  $p/p_{cr} \geq 0.05$ , полученное для модели кризиса как результата роста площади сухих пятен [40]:

$$q = 0.06r \rho_v^{3/5} \sigma^{2/5} \left[ \frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\mu_l} \right]^{1/5}. \quad (16)$$

Довольно грубо оценить граничное паросодержание  $x_{cr}$ , при котором наступает кризис второго рода, т.е. существенное падение теплоотдачи, можно по формуле

$$x_{cr} = 1 - 0.86 \exp(-0.29/\sqrt{We}), \quad (17)$$

где  $We = \frac{G^2 d}{\rho_l \sigma}$  – число Вебера.

Формула (17) была исходно получена для пароводяных потоков и подтверждена сопоставлением с большим объемом экспериментальных данных для других веществ. Однако она не учитывает влияния теплового потока (хотя оно наблюдалось в экспериментах), а также возможность плавного снижения коэффициента теплоотдачи в некой области (диапазоне) граничных паросодержаний (что также наблюдалось при проведении исследований).

В практических расчетах процесса кипения в парогенераторах ORC-установок для всех рабочих веществ (см. табл. 3) можно оценивать  $q_{cr}$  и по (15), и по (16). Однако следует отметить ограниченность применения обоих соотношений. В отличие от кипения в объеме, при кипении в каналах  $q_{cr}$  будет сложным образом зависеть от паросодержания (относительной энтальпии) потока, его массовой скорости, свойств и структуры поверхности и прочих факторов [63]. В этой связи получение наиболее точных значений  $q_{cr}$  возможно только на основе экспериментальных исследований кипения выбранного рабочего вещества при параметрах потока и характеристиках каналов, сопоставимых с проектными данными для парогенераторов.

## ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ ПРИ КИПЕНИИ ФРЕОНОВ ВНУТРИ ТРУБ

Общее гидравлическое сопротивление при движении в трубе кипящей жидкости может быть определено как сумма потерь давления [39, 41, 48]:

$$\Delta p = \Delta p_f + \Delta p_l + \Delta p_b \pm \Delta p_c, \quad (18)$$

где  $\Delta p_f$ ,  $\Delta p_l$ ,  $\Delta p_b$ ,  $\Delta p_c$  – потери на трение, местные сопротивления, ускорение потока и повышение или понижение давления вследствие влияния статического напора столба жидкости соответственно.

Последнее слагаемое в уравнении (18) может быть рассчитано как

$$\Delta p_c = Hg [\rho_l(1 - \varphi) + \rho_v\varphi], \quad (19)$$

где  $H$  – высота испарителя, м.

В (19) следует подставлять среднее по поверхности значение  $\varphi$ , которое может быть вычислено по формуле [47]

$$\varphi = \frac{x}{x + \frac{\rho_v}{\rho_l}(1-x)} \left[ 1 - K \left( \frac{\frac{\rho_v}{\rho_l}(1-x)}{x + \frac{\rho_v}{\rho_l}(1-x)} \right)^{0.36} \right], \quad (20)$$

где  $K$  – параметр, который для горизонтальных труб равен  $K = 2.55(\text{Fr}_0 \text{Ga})^{-0.11}$ , для вертикальных труб  $K = 2.37 \text{Fr}_0^{-0.14} \text{Ga}^{-0.123}$ ;  $\text{Fr}_0 = \frac{w_0^2}{gd}$ ;  $w_0 = \frac{\rho w}{\rho_l}$  –

скорость циркуляции фреона, м/с;  $\rho w = G$ ;  
 $Ga = \left( \frac{g}{v_l^2} \right) \left[ \frac{\sigma_l}{g} (\rho_l - \rho_v) \right]^{1.5}$  – модифицированное  
 число Галилея.

При подаче фреона в испаритель насосом ( $x_{in} = \phi_{in} = 0$ ) и с учетом полного испарения жидкости в аппарате ( $x_{out} = \phi_{out} = 1$ ) потери давления на ускорение потока в (17) можно рассчитать по уравнению кинетической энергии выходящего из аппарата пара:

$$\Delta p_b = \frac{(\rho w)^2}{2\rho_v} \left( 1 - \frac{\rho_v}{\rho_l} \right). \quad (21)$$

Задача вычисления потерь на трение кипящего фреона решается проще при использовании гомогенной модели (двуфазный поток рассматривается как поток гомогенной жидкости, в котором жидкость и пар движутся с одинаковой скоростью). Тогда

$$\Delta p_f = 0.11 \left( \frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re_{mix}} \right)^{0.25} \frac{(\rho w)^2}{2}, \quad (22)$$

где  $\Delta$  – эквивалентная абсолютная шероховатость, м;  $Re_{mix} = \frac{\rho_{mix} w d}{\mu_l}$  – число Рейнольдса смеси;  $\rho_{mix} = \rho_l (1 - \phi) + \rho_v \phi$  – плотность гомогенной жидкости (смеси), кг/м<sup>3</sup>.

Потери давления на местные сопротивления также можно рассчитать по уравнениям гомогенной модели, так как двухфазный поток преодолевает их практически мгновенно, что позволяет пренебречь незначительными перемещениями фаз внутри него:

$$\Delta p_l = \sum_i \zeta_i \frac{(\rho w)^2}{2\rho_{mix}}, \quad (23)$$

где  $\sum_i \zeta_i$  – сумма коэффициентов местных сопротивлений.

Опыты показывают, что расчет по гомогенной модели в области высоких приведенных давлений дает удовлетворительное согласование с измеренными значениями перепадов давления при высоких скоростях смеси [40].

## КОНДЕНСАЦИЯ ФРЕОНОВ НА ПОВЕРХНОСТИ ТРУБ

Исследованиям процессов пленочной конденсации неподвижного и движущегося чистого пара на внешней поверхности одиночной трубы и трубных пучков посвящено значительное число работ [64–67]. Большинство специалистов, изучающих данную область тепломассообмена, отмечают сложность происходящих процессов и

противоречивость предлагаемых подходов и моделей.

Традиционно для расчета коэффициента теплоотдачи неподвижного насыщенного пара на одиночной гладкой трубе, Вт/(м<sup>2</sup> · К), применяется теоретическая формула Нуссельта, полученная для ламинарного движения пленки

$$\alpha_N = 0.728 \sqrt[4]{gr \rho_l \lambda_l^3 / (v_l \Delta T_{wall} d_0)}. \quad (24)$$

При конденсации перегретого пара в (24) вместо  $r$  подставляется величина  $\Delta h = h_{sv} - h_l$ , где  $h_{sv}$ ,  $h_l$  – энтальпия перегретого пара и насыщенной жидкости соответственно [40, 41];  $d_0$  – наружный диаметр трубы.

В кожухотрубных теплообменных аппаратах конденсация фреона происходит на наружной поверхности пучка горизонтальных труб. В этом случае условия теплоотдачи на различных по высоте рядах труб неодинаковы вследствие натекания конденсата с верхних рядов на нижние, а также влияния скорости пара. При конденсации неподвижного пара и непрерывном стекании конденсата с верхних рядов на нижние толщина пленки увеличивается, а коэффициент теплоотдачи уменьшается от ряда к ряду. Для учета этого эффекта была предложена зависимость  $\alpha = \alpha_N n^{-0.25}$  [68], в которой  $\alpha_N$  определяется по (24), а  $n$  – число труб по вертикали. В некоторых современных работах, например [69], эта зависимость применяется для оценки площади теплообменной поверхности аппарата.

Однако, как показали многочисленные исследования, стекание конденсата с трубы на трубу происходит не плавно, а в виде отдельных капель и струек, которые, попадая на нижележащую трубу, с одной стороны, утолшают пленку, а с другой – турбулизируют движение конденсата в пленке. С учетом этого факта на основании некоторых экспериментов и наблюдений физической картины процесса конденсации на пучке медленно движущегося пара в работающих аппаратах при проектировании конденсаторов рекомендуют использовать формулу [41, 70–72]

$$\alpha = \alpha_N n^{-0.167}. \quad (25)$$

Влияние скорости пара при конденсации фреонов существенно сказывается на коэффициенте теплоотдачи уже при  $w_0 = 1–2$  м/с. При определенных условиях скорость пара может не только турбулизировать пленку, но и значительно утоньшать и даже срывать ее. При подаче пара сверху он с наибольшей скоростью обтекает верхний ряд, а затем по мере конденсации его скорость уменьшается по глубине пучка. Поэтому влияние натекания конденсата (рядности пучка) и скорости пара необходимо рассматривать комплексно.

Для расчета среднего коэффициента теплоотдачи при конденсации движущегося пара на пучке горизонтальных труб Л.Д. Берманом [73] предложена методика, согласно которой влияние скорости учитывается при вычислении коэффициента теплоотдачи верхнего ряда  $\alpha_{lw}$ , а влияние рядности пучка — при определении  $\alpha_w/\alpha_{lw}$ .

В рамках этого подхода для расчета коэффициента теплоотдачи в работе [74] рекомендуется применять соотношения, полученные на основании экспериментов с использованием веществ R12 и R22, конденсирующихся на пучке с шахматным расположением труб:

$$\alpha_{lw} = 0.43\alpha_N (\text{Re}_v)^{0.12} (\text{Pr}_v)^{-0.33}; \quad (26)$$

$$\alpha_w = \alpha_{lw} n^{-0.16}.$$

Число труб, расположенных по высоте одна над другой, равнялось 10. Пределы изменения параметров таковы:  $\text{Re}_v = w_{lv} d_0 / v_v = (0.7-18) \times 10^3$  ( $w_{lv}$  — скорость пара на входе в пучок труб);  $q = 4-15 \text{ кВт}/\text{м}^2$ ;  $p = (5.2-12.1) \times 10^5 \text{ Па}$ .

При вынужденном течении потока возникает динамическое воздействие пара (в литературных источниках именуемое также сдвигом пара) на пленку стекающего конденсата. Если направление движения пара совпадает с направлением течения конденсата под действием сил тяжести, то вследствие трения течение пленки ускоряется, ее толщина уменьшается, а коэффициент теплоотдачи возрастает. При разнонаправленном движении эффект обратный, однако при высоких скоростях потока пара пленка жидкости может быть сорвана, что также увеличит теплоотдачу. Как правило, в реальных конденсаторах имеет место именно нисходящий поток пара, поэтому необходимо учитывать его влияние на процесс теплообмена.

Для нисходящего потока пара были предложены эмпирические зависимости [75-77], позволяющие предсказать комбинированные эффекты сдвига пара и натекания конденсата. Общей особенностью предложенных зависимостей является то, что коэффициент теплопередачи рассчитывается на основе суперпозиции двух факторов: конденсации под действием силы тяжести  $\alpha_g$  (24) и конденсации, регулируемой сдвигом пара,  $\alpha_{sh}$ . Одна из таких зависимостей предложена в [75]:

$$\alpha = \left[ \frac{1}{2} \alpha_{sh}^2 + \left( \frac{1}{4} \alpha_{sh}^4 + \alpha_g^4 \right)^{1/2} \right]^{1/2}. \quad (27)$$

Для случая безотрывного нисходящего обтекания движущимся паром жидкой пленки конденсата в [67] отмечается эффективность модели

Shekriladze и Gomelauri [78], учитывающей динамическое воздействие пара на пленку конденсата:

$$\alpha_{sh} = 0.59 \frac{\lambda_l}{d_0} \left( \frac{\rho_l w_v'}{\epsilon v_l} \right)^{0.5}, \quad (28)$$

где  $\epsilon$  — доля пустот в пучке труб (т.е. свободный объем между трубами, деленный на общий объем);  $w_v'$  — скорость пара в максимальном поперечном сечении непосредственно перед рядом труб (т.е. скорость, рассчитанная при отсутствии препятствий потоку).

В работах [72, 79] к практическому использованию рекомендуются более сложные, чем формула (27), зависимости для расчета коэффициента теплоотдачи фреонов, представленные в [77]. Однако многие ученые сходятся на том, что универсальная модель, позволяющая с высокой точностью прогнозировать и описывать совокупно протекающие процессы при конденсации различных фреонов на трубных пучках, отсутствует. Из-за сложности экспериментального исследования в значительной степени затруднены разработка более совершенных методик расчета и проектирование эффективных конденсаторов с опорой только на опытные данные и традиционные модели. В этой связи целесообразно использовать новые методы анализа [80, 81].

Ввиду сильной зависимости коэффициента теплоотдачи от теплопроводности жидкости (24), при низких (по сравнению с водой) ее значениях (см. табл. 3), характерных для фреонов, целесообразна интенсификация процесса конденсации. Основной способ — микрооребрение с оптимизацией геометрических размеров и формы элементов поверхности.

При конденсации на трубах с мелким оребрением коэффициенты теплоотдачи выше, чем на гладких [40, 82-84]. Это можно объяснить различной длиной пленки конденсата на поверхности ребер и межреберных участках трубы. Кроме того, при определенной конфигурации ребер происходят стягивание конденсата в канавки между ребрами и уменьшение толщины пленки на большой части поверхности ребер. Для расчета коэффициента теплоотдачи при конденсации неподвижного пара на оребренной трубе можно применить формулу [41]

$$\alpha_{fin} = \alpha_N \Psi_{fin}, \quad (29)$$

в которой  $\alpha_N$  определяется по (24), а значение  $\Psi_{fin}$  рассчитывается как

$$\Psi_{fin} = 1.1 \left( \frac{F_{vert}}{F_{fin}} \right) E_{fin}^{3/4} \left( \frac{d_0}{h_{fin}'} \right)^{1/4} + \frac{F_{hor}}{F_{fin}},$$

где  $F_{vert} = \pi(D_{fin}^2 - d_0^2)/(2S_{fin})$  – площадь вертикальной поверхности ребер (для трубы длиной 1 м), м<sup>2</sup>;  $D_{fin}$  – диаметр ребра, м;  $S_{fin}$  – шаг ребер;  $F_{fin} = F_{vert} + F_{hor}$  – полная площадь оребренной поверхности, м<sup>2</sup>;  $F_{hor} = \pi d_0 \left(1 - \frac{\delta_{base}}{S_{fin}}\right)$  +  $\pi D_{fin} \delta_{end}/S_{fin}$  – площадь горизонтальной поверхности межреберных участков трубы и торцов ребер (для трубы длиной 1 м), м<sup>2</sup>;  $\delta_{base}$ ,  $\delta_{end}$  – толщина ребра в основании и на торце, м;  $h'_{fin} = 0.785(D_{fin}^2 - d_0^2)/D_{fin}$  – условная высота ребра, м;  $E_{fin}$  – коэффициент эффективности ребра.

Формула (29) подтверждается опытными данными с R12 и R22 в пределах изменения плотности теплового потока, поступающего на площадь оребренной поверхности,  $q_{fin} = 3–15$  кВт/м<sup>2</sup> при температуре насыщения  $t_s = 20–50^\circ\text{C}$  и  $(S_{fin} - \delta_{base})/h_{fin} > 0.6$ , где  $h_{fin} = D_{fin} - d_0$  – высота ребра. Согласно [74], стягивание конденсата с торцов ребер можно учитывать умножением правой части равенства (29) на поправочный множитель  $\psi_\sigma = 1 + 0.7 \left(\frac{\delta_{end}}{S_{fin}}\right)$ , полученный при  $\frac{\delta_{end}}{S_{fin}} = 0–0.6$  и  $S_{fin} = 0.9–2.0$  мм. В этом случае

$$\alpha_{fin} = \alpha_N \psi_{fin} \psi_\sigma. \quad (30)$$

Для труб с редкими ребрами  $\psi_\sigma = 1$ .

При конденсации движущегося пара на одиночной оребренной трубе коэффициент теплоотдачи  $\alpha_{fin,w}$  рассчитывается по формуле (26) с заменой  $\alpha_N$  на  $\alpha_{fin}$  [см. формулу (30)].

При конденсации на пучке оребренных труб неподвижного пара по аналогии с (25) коэффициент теплоотдачи  $\alpha_{v,fin} = \alpha_{fin} \Psi_n = \alpha_{fin} n_{ave}^{-0.16}$ , а при конденсации движущегося пара  $\alpha_{v,fin,w} = \alpha_{fin,w} \Psi_n = \alpha_{fin,w} n_{ave}^{-0.16}$ . При этом число труб  $n_{ave}$  предлагается рассчитывать как  $n_{ave} = 0.92 n_{tot}^{0.5} (S_{hor}/S_{vert})^{0.5}$ , где  $n_{tot}$  – общее число труб в пучке;  $S_{hor}$ ,  $S_{vert}$  – шаг труб по горизонтали и вертикали.

В работе [41] отмечается, что при конденсации пара в межтрубном пространстве кожухотрубного аппарата гидравлическое сопротивление со стороны фреона определяется только гидростатическим напором, т.е. высотой столба хладагента в аппарате. Следовательно, для расчета можно использовать соотношение (19).

## КОНДЕНСАЦИЯ ФРЕОНОВ ВНУТРИ КАНАЛОВ КОНДЕНСАТОРОВ ПЛАСТИНЧАТОГО ТИПА

Как известно, пластинчатый конденсатор состоит из тисненных и (или) гофрированных листов, расположенных так, что между ними образуются каналы, по которым движутся рабочие вещества. Как правило, пластины металлические, однако приобретают популярность и аппараты из полимерных материалов [85]. Форма пластины – важная характеристика пластинчатого конденсатора. Известно более 60 типов рисунков на пластинах, однако наиболее широко используемой является форма шевронного гофра, в настоящее время предлагаемая большинством производителей [86]. Вид и основные геометрические характеристики шевронной гофрированной пластины представлены на рис. 3.

В работе [87] приведены результаты расчета необходимой эффективной длины пластины, рассчитанной с использованием четырех различных зависимостей для коэффициента теплоотдачи при конденсации R1234ze(E). Разница между максимальной и минимальной длиной пластины достигала 100%. Авторы [87] не ставили своей целью разобраться в причинах такого существенного расхождения, однако отмечают, что оно обусловлено, скорее всего, особенностями двухфазного течения при конденсации. Используемые в [87] зависимости для расчета коэффициента теплоотдачи при конденсации были получены в результате экспериментальных исследований процесса для веществ R1234ze(E) [88], R134a [89], R410a [90, 91] и R22 [91]. По мнению авторов настоящей статьи, такое расхождение результатов

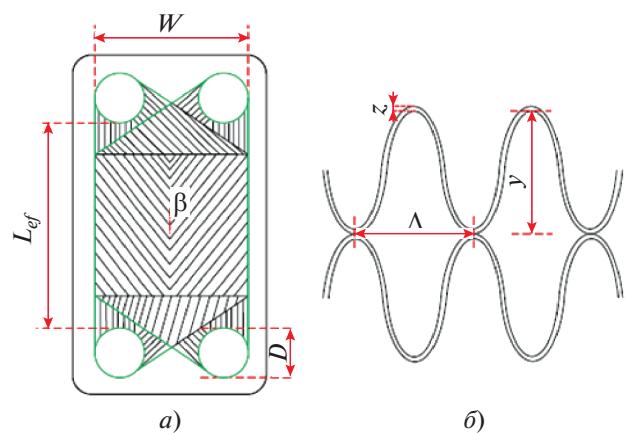


Рис. 3. Структурная схема теплообменной пластины (a) и поперечный разрез секции (б) [87].  
 $y$  – глубина гофра;  $\beta$  – угол наклона гофра к вертикали (угол шеврона);  $\Lambda$  – длина волны гофра;  $z$  – толщина пластины;  $D$  – диаметр отверстия для коллектора;  $W$ ,  $L_{ef}$  – эффективные ширина и длина пластины

свидетельствует об отсутствии универсального характера зависимостей, предложенных в [88–91]. Их применимость ограничена фреонами, для которых они были получены, или их аналогами с идентичными физико-химическими свойствами (органических веществ того же гомологического ряда или альтернативных синтетических).

Следует также отметить, что в [87] выделены особенности моделей, учтенные в [88–91] при разработке зависимостей для расчета коэффициентов теплоотдачи при конденсации фреонов на гофрированной шевронной поверхности. Отмечено, что представленная в [88] зависимость учитывает поверхностное натяжение при конденсации фреона в очень узких каналах (ширина 1–5 мм и даже меньше), чего ранее не делали. Зависимость в [90] для конденсации пара при угле шеврона 60° получена модификацией формулы Kandlikar и др. [52] введением поправки на среднюю между входом в канал и выходом из него степень сухости конденсирующегося пара. Необходимость учета влияния изменения угла шеврона на интенсивность процесса теплоотдачи при конденсации отмечена авторами [87, 91]. В этом случае расчетные формулы для определения числа Нуссельта Nu и коэффициента трения  $\xi$  выглядят следующим образом [92]:

$$Nu = Ge_1 Re_{eq}^{Ge_2} Pr_l^{1/3}; \quad (31)$$

$$Ge_1 = 11.22 \left( \frac{\Lambda}{d_h} \right)^{-2.83} \left( \frac{\pi}{2} - \beta \right)^{-4.5};$$

$$Ge_2 = 0.35 \left( \frac{\Lambda}{d_h} \right)^{0.23} \left( \frac{\pi}{2} - \beta \right)^{1.48};$$

$$\xi = Ge_3 Re_{eq}^{Ge_4} l; \quad (32)$$

$$Ge_3 = 3521.1 \left( \frac{\Lambda}{d_h} \right)^{4.17} \left( \frac{\pi}{2} - \beta \right)^{-7.75};$$

$$Ge_4 = -1.024 \left( \frac{\Lambda}{d_h} \right)^{0.0925} \left( \frac{\pi}{2} - \beta \right)^{-1.3},$$

где  $Ge_1$ – $Ge_4$  – безразмерные геометрические параметры;  $Re_{eq} = G_{eq} d_h / \mu_l$  – число Рейнольдса, рассчитанное для эквивалентной скорости массового расхода  $G_{eq} = G \left[ (1 - x_m) + x_m (\rho_l / \rho_v)^{0.5} \right]$ , кг/(м<sup>2</sup> · с) (эквивалентного массового потока), через площадь поперечного сечения секции;  $G = m_f / (N_f A_s)$  – массовый поток фреона через одну секцию аппарата, кг/(м<sup>2</sup> · с);  $N_f$  – число секций для движения фреона;  $A_s = Wy$  – площадь поперечного сечения секции для движения фреона, м<sup>2</sup>;  $x_m$  – значение среднего паросодержания в

конденсаторе;  $d_h = 2y/\phi$  – эквивалентный<sup>3</sup> диаметр канала;  $\phi \approx \frac{1}{6} \left( 1 + \sqrt{X^2 + 1} + 4 \sqrt{\frac{X^2}{2} + 1} \right)$  – коэффициент увеличения площади поверхности (для синусоидальной гофры);  $X = \pi l / \Lambda$  – безразмерный параметр гофрирования.

В работе [92] отмечается существенное влияние  $x_m$  на результаты расчета. Уменьшению погрешности вычислений способствует расчет средней степени сухости по более сложной формуле, чем среднеарифметическое (между значениями на входе в аппарат и выходе из него), путем разбиения аппарата на несколько зон:

$$x_m = x_{in} (2i - 1)/(2k), \quad (33)$$

где  $x_{in}$  – степень сухости пара на входе в конденсатор (зона начала конденсации);  $i = 1, 2, 3, \dots, k$  – число зон разбиения.

Тогда средний коэффициент теплоотдачи при конденсации фреона в пластинчатом теплообменнике будет равен

$$\alpha = \left( \sum_{i=1}^n \alpha_i \right) / k, \quad (34)$$

где  $\alpha_i = Nu_i \lambda_i / d_h$  – коэффициент теплоотдачи в каждой зоне разбиения; число  $Nu_i$  рассчитывается по формуле (31).

Такой же подход к расчету аппаратов с двухфазными потоками рекомендован в работах [47, 93].

Потери давления в каждой секции аппарата (с учетом разбиения по зонам и без него) могут быть рассчитаны как [92]

$$\Delta p = 2\xi [L\phi/(kd_h)] (G_{eq}^2 / \rho_l). \quad (35)$$

Еще одна формула для расчета конденсации фреона в пластинчатом аппарате, рассмотренная в [87] и отмеченная авторами как классическая и широко известная среди исследователей, получена на основе экспериментальных исследований конденсации R134a [89]:

$$Nu = \frac{\alpha d_h}{\lambda_l} = 4.118 Re_{eq}^{0.4} Pr_l^{1/3}, \quad (36)$$

где  $d_h \approx 2y$  (при  $W \gg y$ ).

При этом авторы [89] рекомендуют определять коэффициент трения для расчета гидравлических потерь (по их оценкам, потери давления

<sup>3</sup> В литературных источниках [87, 92] упомянут как гидравлический (hydraulic) диаметр.

на трение в общей структуре потерь составляют от 93 до 99%), исходя из соотношения

$$\xi \text{Re}^{0.4} \text{Bo}^{-0.5} \left( \frac{p_m}{p_{cr}} \right)^{-0.8} = 94.75 \text{Re}_{eq}^{-0.0467}, \quad (37)$$

где  $\text{Re} = Gd_h/\mu_l$ ;  $\text{Bo} = q''_{wall}/(Gr)$  – параметр кипения;  $q''_{wall}$  – средняя плотность теплового потока на стенке,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ ;  $p_m$  – среднее давление фреона в аппарате, Па;  $p_{cr}$  – критическое давление фреона, Па. Остальные обозначения аналогичны тем, что даны в экспликации к формулам (31) и (32).

В работе [94] для расчета теплообменной поверхности конденсатора ORC-установки выделены три зоны, для которых приведены зависимости для расчета следующих тепловых и гидравлических характеристик:

охлаждения пара

$$\text{Nu}_v = 0.724 \text{Re}_v^{0.583} \text{Pr}_v^{0.33} \left( \frac{6\beta}{180} \right)^{0.646}; \quad (38)$$

конденсации [95]

$$\text{Nu} = 1.875\phi \text{Re}_{eq}^{0.445} \text{Pr}_l^{0.333}; \quad (39)$$

переохлаждения жидкости

$$\text{Nu}_l = 0.44 \left( \frac{6\beta}{\pi} \right)^{0.38} \text{Re}_l^{0.5} \text{Pr}_l^{0.33}; \quad (40)$$

коэффициента трения

$$\xi = 21500 \text{Re}_{eq}^{-1.14} \text{Bo}^{-0.085}. \quad (41)$$

Безусловно, конденсация возможна и на пластинах другой формы. Соотношения для расчета коэффициентов теплоотдачи для некоторых из них представлены в [96]. В частности, авторами статьи [85] отмечена перспективность сетчатой структуры поверхности пластины ввиду улучшения смачиваемости ее отдельных элементов, интенсификации процессов тепло- и массопереноса вследствие волнового режима движения пленки жидкости и пр.

Таким образом, необходимы проведение дополнительных исследований и разработка зависимостей, позволяющих корректно рассчитывать термогидродинамические характеристики процесса конденсации в пластинчатых аппаратах для разных рабочих веществ и любых типов поверхности. Известны попытки обобщения зависимостей из [97] и их разработки с помощью искусственного интеллекта [98], опыт применения результатов которых носит пока ограниченный характер.

## КОНДЕНСАЦИЯ ФРЕОНОВ ВНУТРИ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ТРУБ И КАНАЛОВ

В воздушных конденсаторах конденсация фреона происходит внутри горизонтальных труб. Трубы могут быть довольно длинными, и в них может конденсироваться большое количество пара, а доля жидкости в сечении может расти. Возникает направленное движение пара, причем его скорости могут быть очень велики (до 100 м/с и более) на входе в канал, но близки к нулю на выходе. Образующийся конденсат движется вместе с паром. При этом силы трения на границе между ними могут быть значительными.

Многие работы, например [99–101], посвящены экспериментальному исследованию теплообмена при конденсации движущегося пара фреонов внутри труб и каналов. На основе всестороннего анализа данных, полученных опытным путем, было предложено большое число моделей для расчета теплоотдачи в этом процессе [102–106].

Одна из наиболее известных зависимостей для расчета конденсации в трубах и каналах произвольной ориентации – модель М.М. Shah [107]. Впервые она была предложена автором в 1979 г. [102], однако совершенствуется им и по сей день [103]. Методика расчета включает в себя следующие зависимости:

$$\alpha_I = \alpha_{LS} \left( 1 + \frac{3.8}{Z^{0.95}} \right) \left( \frac{\mu_l}{14\mu_v} \right)^{0.0058+0.557p_r}; \quad (42)$$

$$\alpha_{Nu} = 1.32 \text{Re}_{LS}^{-1/3} \left[ \frac{\rho_l (\rho_l - \rho_v) g \lambda_l^3}{\mu_l^2} \right]; \quad (43)$$

$$\alpha_{LS} = 0.023 \text{Re}_{LS}^{0.8} \text{Pr}_l^{0.4} / d, \quad (44)$$

где  $Z = \left( \frac{1}{x} - 1 \right)^{0.8} p_r^{0.4}$  – параметр корреляции, введенный автором;  $\text{Re}_{LS} = G(1-x)d/\mu_l$  – число Рейнольдса, рассчитанное только для жидкой фазы потока.

Коэффициент теплоотдачи конденсирующихся фреонов в трубах и каналах определяется следующим образом:

при турбулентном режиме течения, наступающем при  $J_v \geq 0.98(Z + 0.263)^{-0.62}$ ,  $\text{We}_{VT} > 100$  и  $\text{Fr}_{LT} > 0.026$ :

$$\alpha = \alpha_I; \quad (45)$$

при ламинарном режиме течения, наступающем при  $J_v \leq 0.95(1.254 + 2.27Z^{1.249})^{-1}$  и  $\text{Fr}_{LT} > 0.026$ :

$$\alpha = \alpha_{Nu}, \quad (46)$$

где  $J_v = \frac{xG}{[gd\rho_v(\rho_l - \rho_v)]^{0.5}}$  – безразмерная скорость испарения;  $We_{VT} = \frac{G^2 d}{\rho_v \sigma}$  – число Вебера для парового потока, представляющее собой соотношение сил инерции и поверхностного натяжения  $\sigma$ ;  $Fr_{LT} = \frac{G^2}{\rho_l g d}$  – число Фруда.

В случае, если параметры  $J_v$ ,  $We_{VT}$ ,  $Fr_{LT}$  не соответствуют диапазонам ни турбулентного, ни ламинарного режима, коэффициент теплоотдачи рассчитывается по формуле для переходного (смешанного) режима течения:

$$\alpha = \alpha_I + \alpha_{Nu}. \quad (47)$$

При течении конденсирующегося фреона в пучке труб или каналах вместо  $d$  используется эквивалентный (гидравлический) диаметр  $d_h = 4A_f/P$ , где  $A_f$  – площадь поперечного сечения каналов,  $P$  – смоченный периметр. Когда  $d_h > 6$  мм,  $\alpha_I$  определяется по (42). Если  $d_h \leq 6$  мм, то формула для  $\alpha_I$  имеет вид

$$\alpha_I = \alpha_{LT} \left[ 1 + 1.128x^{0.817} \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.3685} \times \right. \\ \left. \times \left( \frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.2363} \left( 1 - \frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{2.144} Pr_l^{-0.1} \right]. \quad (48)$$

Здесь  $\alpha_{LT}$  вычисляют по формуле (44) с учетом замены  $Re_{LS}$  на число Рейнольдса, найденное в предположении, что в канале движется только жидкость [ $Re_{LT} = Gd_{h\,riv}/\mu_l$ ,  $d_{h\,riv} = 4A_f/P_{h\,riv}$ , где  $P_{h\,riv}$  – периметр сечения с теплоотдачей (без учета ручья донного конденсата)]. При этом  $We_{VT}$  и  $Fr_{LT}$  необходимо рассчитывать, используя вместо  $d$  значение диаметра  $d_h$ .

Несмотря на довольно большое количество исследований в рассматриваемой области, универсальные и достоверные методы расчета теплообмена при конденсации пара в горизонтальной трубе все еще находятся на стадии разработки ввиду появления новых веществ (см. табл. 2), подходов к рассмотрению физики процесса [108] и методов расчета [109].

Физически ясных и удобных для практики расчетных зависимостей для вычисления гидравлических потерь при конденсации в горизонтальных трубах пока не создано. В [40] высказано предложение, что на входе в канал трение со стороны пара интенсифицирует теплообмен ( $Fr_v > 0.2$ ). В этом случае может быть использована модель кольцевого течения, которая позволяет определить трение на межфазной поверхности. При

этом главная трудность – расчет трения на поверхности пленки конденсата  $\xi$ . Наиболее физически обоснованной автор [40] считает модель G. Wallis [110], согласно которой трение на межфазной поверхности зависит от относительной толщины пленки  $\delta$  [111]:

$$\xi = \frac{0.074}{Re_v^{0.25}} \left( 1 + 240 \frac{\delta}{d} \right). \quad (49)$$

Благодаря применению авторами [112] модели [110] для расчета гидравлического сопротивления воздушного конденсатора при конденсации пара из парогазовой смеси при частичном кольцевом режиме течения (названном авторами режимом “ручейка”), были получены достоверные результаты.

При других режимах течения парожидкостного потока, непрерывно изменяющего свою структуру, составить расчетные зависимости, приближенные к реальным, пока затруднительно.

Авторы [112] отмечают два используемых в настоящее время подхода к определению градиента давления в этом случае:

на основе анализа карт режимов течения и реализации физических моделей для каждого из них;

с помощью моделей (например, гомогенной) или эмпирических зависимостей (Lockhart – Martinelli [50], Chisholm [113], Friedel [114] и др.) и дополнительных соотношений для нахождения истинной объемной доли конденсата, необходимой для вычисления восстановления давления вследствие торможения потока и действия сил тяжести.

## ТЕПЛООТДАЧА И ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ ФРЕОНА КАК ОДНОФАЗНОЙ СРЕДЫ В КАНАЛАХ

Теплоотдача (характеризуемая числом Нуссельта  $Nu_0$ ) и коэффициент гидравлического сопротивления  $\xi_0$  при стабилизированном турбулентном течении веществ в однофазном состоянии в широком диапазоне параметров могут быть вычислены по (2). Однако для выполнения корректного инженерного расчета необходимо введение поправок на переменность теплофизических свойств веществ при изменении температуры (табл. 4).

В пластинчатых или пластинчато-ребристых теплообменных аппаратах каналы для движения рабочих сред имеют квадратное, прямоугольное или даже треугольное сечение. Режим течения в них, как правило, турбулентный. Следует отметить, что в каналах некруглого сечения в качестве характерного размера для расчета теплогидравлических параметров используется эквивалентный диаметр  $d_h$ .

**Таблица 4.** Поправки на переменность теплофизических свойств [40]

Параметр	Среда	
	жидкость	пар
Соотношения для поправок	$\frac{Nu}{Nu_0} = \left( \frac{\mu_{wall}}{\mu_l} \right)^i; \quad \xi = \left( \frac{\mu_{wall}}{\mu_l} \right)^j$	$\frac{Nu}{Nu_0} = \left( \frac{T_{wall}}{T_v} \right)^i; \quad \xi = \left( \frac{T_{wall}}{T_v} \right)^j$
Значения $i, j$ для турбулентного течения	$i = -0.11$ при $T_{wall} > T_l$ ; $i = -0.25$ при $T_{wall} < T_l$ ; $j = 0.17$ при $T_{wall} > T_l$ ; $j = 0.24$ при $T_{wall} < T_l$	$i = -0.5$ при $T_{wall} > T_v$ ; $i = 0$ при $T_{wall} < T_v$ ; $j \approx -0.1$ при $T_{wall} > T_v$ и $T_{wall} < T_v$

Потери давления в общем случае будут складываться из потерь на местные сопротивления (23) и потерь на трение по длине каналов (22).

## ВЫВОДЫ

1. На выбор рабочих веществ ORC-установки влияет довольно большое число факторов. При этом для каждого из температурных диапазонов источника утилизируемого тепла могут быть выбраны фреоны, теплофизические свойства которых позволяют обеспечить максимальную мощность и эффективность установок, а также их стабильное функционирование в течение всего срока эксплуатации. Исходя из результатов проведенного обзора и анализа, можно рекомендовать циклопентан, бензол, толуол и кремнийорганические соединения ММ, МДМ для высокотемпературного диапазона работы источника (175–300°C), R1233zd(E), R245fa, R601 для среднетемпературного диапазона (90–175°C) и R601a, RC318, R134a для низкотемпературного диапазона (40–90°C).

2. Для разработки и оптимизации конструкции оборудования традиционной ORC-установки необходимо иметь теоретически и экспериментально обоснованные расчетные зависимости, позволяющие определить теплогидравлические характеристики процессов, происходящих в аппаратах. В этой связи наибольшее значение имеют соотношения для вычисления коэффициента теплоотдачи и гидравлического сопротивления при кипении фреона внутри труб, а также при конденсации фреона в трубах, каналах и межтрубном пространстве (на пучках труб).

3. Большинство исследователей сходятся во мнении, что в настоящее время не существует единой модели для расчета коэффициента теплоотдачи при кипении движущейся в канале жидкости ввиду сложности рассматриваемого процесса. Среди приведенных в настоящей статье моделей можно выделить модель В.В. Ягова, которая может быть рекомендована для проведения сравнительных расчетов по выбору оптимальных вари-

антов конструкции парогенератора. Ожидается, что ее использование позволит обеспечить достаточную точность выполняемых конструкторских расчетов, что, однако, все равно потребует последующего экспериментального подтверждения.

4. Ситуация, аналогичная кипению, складывается и при поиске наилучших зависимостей для определения теплоотдачи при конденсации пара фреона: зависимостей довольно много, но применение их ограничено. Для выполнения сравнительных расчетов по выбору оптимальной конструкции аппаратов с конденсацией пара на пучках труб может быть рекомендована модель D. Butterworth. Для расчета теплоотдачи при конденсации фреона в пластинчатых теплообменных аппаратах с наиболее распространенной шевронной поверхностью можно рекомендовать зависимость, предложенную Д.-Н. Нан и др., а при конденсации в трубах и каналах произвольной ориентации – модель M.M. Shah.

5. Выполненный обзор позволил выявить большое количество расчетных моделей и методов (теоретических, полуэмпирических, эмпирических) определения теплоотдачи в процессах кипения и конденсации, однако они не обладают необходимой степенью точности и не универсальны, а потому не могут быть применены для всех используемых рабочих веществ и теплообменных поверхностей, по-разному обработанных и имеющих различные формы и ориентацию в пространстве. Еще более сложная и неоднозначная ситуация складывается с определением потерь давления в данных процессах. Отмеченные проблемы все еще актуальны, и возрастающее от года к году число публикаций в данной области исследований свидетельствует о росте интереса к ним во всем мире. Это позволяет надеяться на получение в конечном итоге таких методов расчета теплоотдачи и потерь давления фреонов в рассматриваемых процессах, которые обеспечат необходимую точность и достоверность результатов выполняемых конструкторских расчетов аппаратов ORC-установок.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Experimental** investigation on thermal OS/ORC (Oil Storage/Organic Rankine Cycle) system for waste heat recovery from diesel engine / G. Shu, M. Zhao, H. Tian, H. Wei, X. Liang, Y. Huo, W. Zhu // Energy. 2016. V. 107. P. 693–706.  
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.04.062>
2. **Каталог** компаний “Софекс-Силикон”. [Электрон. ресурс.] [https://www.sofex-silicone.ru/catalog/view\\_goods/140](https://www.sofex-silicone.ru/catalog/view_goods/140)
3. **Каталог** компаний НПК “Полиэстер”. [Электрон. ресурс.] <https://termolan.ru/>
4. **Каталог** теплоносителей ЗАО “Росма”. [Электрон. ресурс.] <https://www.rosma.ru/catalogue/thermofors/>
5. **Каталог** компаний Schultz Canada Chemicals Ltd. [Электрон. ресурс.] <https://schultzchem.guidechem.com/>
6. **Каталог** теплоносителей компании “Эни-центр”. [Электрон. ресурс.] <https://eni-center.ru/katalog/promyshlennost/masla-teplonositeli/agip-alaria>
7. **Utilization** of heat and power complex with a capacity of 1 MW / O.O. Milman, B.A. Shifrin, L.A. Kuzina, V.B. Perov // Proc. of the XXXV Siberian Thermo-physical Seminar. Novosibirsk, Russia, 27–29 Aug. 2019. J. Phys.: Conf. Ser. 2019. V. 1382. P. 012143.  
<https://doi.org/10.1088/1742-6596/1382/1/012143>
8. **Optimal** ORC configuration for the combined production of heat and power utilizing solar energy and biomass / M. Petrollese, J.O. Oyekale, V. Tola, D. Cocco // Proc. of ECOS 2018 – 31st Intern. Conf. on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems. Guimarães, Portugal, 17–22 June 2018.
9. **Falbo L., Algieri A.** Experimental investigation on the performance of a micro-ORC system for different operating conditions // Proc. of the 78th ATI Annual Congress (Energy transition: Research and innovation for industry, communities and the territory) (ATI-2023). Carpi, Italy, 14–15 Sept. 2023 // J. Phys.: Conf. Ser. 2023. V. 2648. P. 012025.  
<https://doi.org/10.1088/1742-6596/2648/1/012025>
10. **Linke P., Papadopoulos A.I., Seferlis P.** Systematic methods for working fluid selection and the design, integration and control of organic Rankine cycles – A review // Energies. 2015. V. 8. Is. 6. P. 4755–4801.  
<https://doi.org/10.3390/en8064755>
11. **Working** fluid selection and performance evaluation of ORC / K. Thurairaja, A. Wijewardane, S. Jayasekara, C. Ranasinghe // Energy Procedia. 2019. V. 156. P. 244–248.  
<https://doi.org/10.1016/j.egypro.2018.11.136>
12. **Analysis** of the thermodynamic performance of the Organic Rankine Cycle (ORC) based on the characteristic parameters of the working fluid and criterion for working fluid selection / W. Fan, Z. Han, P. Li, Y. Jia // Energy Convers. Manage. 2020. V. 211. P. 112746.  
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.112746>
13. **Highlighting** the effect of the lower operating limit of the condenser on ORC working fluids selection / J.P. Njock, M.N. Ngangué, O.T. Sosso, R. Nzengwa // Results Eng. 2023. V.19. P. 101369.  
<https://doi.org/10.1016/j.rineng.2023.101369>
14. **Off-design** optimisation of Organic Rankine Cycle (ORC) engines with piston expanders for medium-scale combined heat and power applications / M.A. Chatzopoulou, M. Simpson, P. Sapin, C.N. Markides // Appl. Energy. 2019. V. 238. P. 1211–1236.  
<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.12.086>
15. **Ahmed A.M., Imre A.R.** Effect of critical temperature and category of zeotropic mixture working fluids on the thermal performance in subcritical ORC // Int. J. Thermofluids. 2023. V. 20. P. 100400.  
<https://doi.org/10.1016/j.ijft.2023.100400>
16. **Comparative** study of waste heat steam SRC, ORC and S-ORC power generation systems in medium-low temperature / X. Zhang, L. Wu, X. Wang, G. Ju // Appl. Therm. Eng. 2016. V. 106. P. 1427–1439.  
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.06.108>
17. **Design** and manufacturing of Organic Rankine Cycle (ORC) system using working fluid R-134a with helical evaporator and condenser / A. Martin, Romy, D. Agustina, A.M. Ibra // Proc. of the Intern. Conf. on Design, Energy, Materials and Manufacture. Bali, Indonesia, 24–25 Oct. 2018 // IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 2019. V. 539. P. 012027.  
<https://doi.org/10.1088/1757-899X/539/1/012027>
18. **Томаров Г.В., Шипков А.А.** Мультикаскадные геотермальные бинарные энергокомплексы: утилизация высокотемпературного теплоносителя (180°C) // Теплоэнергетика. 2022. № 4. С. 31–40.  
<https://doi.org/10.1134/S0040363622030109>
19. **Dalbakken H., Ertesvåg I.S.** Safety aspects of Organic Rankine Cycles (ORC) with combustible working fluid and sub-ambient condenser pressure // Energy Rep. 2024. V. 11. P. 877–886.  
<https://doi.org/10.1016/j.egyr.2023.12.050>
20. **Thermo-economic** selection criteria of working fluid used in dual-loop ORC for engine waste heat recovery by multi-objective optimization / Z. Wang, Y. Hu, X. Xia, Q. Zuo, B. Zhao, Z. Li // Energy. 2020. V. 197. P. 117053.  
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117053>
21. **On mixtures** as working fluids of air-cooled ORC bottoming power plants of gas turbines / D. Krempus, S. Bahamonde, T.P. van der Stelt, W. Klink, P. Colonna, C.M. de Servi // Appl. Therm. Eng. 2024. V. 236. Part D. P. 121730.  
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.121730>
22. **Upadhyaya S., Gumtapure V.** Эксергоэкономическая оптимизация низкотемпературного органического цикла Ренкина на солнечной энергии // Теплоэнергетика. 2021. № 12. С. 45–51.  
<https://doi.org/10.1134/S0040363621120109>
23. **Технико-экономическое** сравнение простого и каскадного органического цикла Ренкина для распределенной энергетики / O.J. Eyenubo, S.O. Otuagoma, D.O. Ofotoku, N.U. Enyinnaya, K. Owebor // Теплоэнергетика. 2023. № 12. С. 126–137.  
<https://doi.org/10.56304/S0040363623120044>
24. **Energy**, exergy, economic and environmental (4E) assessment of hybrid solar system powering adsorption-parallel/series ORC multigeneration system /

- A.A. Hassan, A.E. Elwardany, S. Ookawara, H. Sekiguchi, H. Hassan // Process Safety Environ. Protection. 2022. V. 164. P. 761–780.  
<https://doi.org/10.1016/j.psep.2022.06.024>
25. Chitgar N., Hemmati A., Sadrzadeh M. A comparative performance analysis, working fluid selection, and machine learning optimization of ORC systems driven by geothermal energy // Energy Convers. Manage. 2023. V. 286. P. 117072.  
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2023.117072>
26. Сухих А.А., Милютин В.А., Антаненкова И.С. Термодинамическая эффективность фторуглеродов как рабочих тел в теплосиловых циклах АЭС // Электрические станции. 2010. № 10. С. 2–7.
27. Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – A review of various applications / B.F. Tchanche, Gr. Lambrinos, A. Frangoudakis, G. Papadakis // Renewable Sustainable Energy Rev. 2011. V. 15. Is. 8. P. 3963–3979.  
<https://doi.org/10.1016/j.rser.2011.07.024>
28. Сайт компании Turboden. [Электрон. ресурс.] <https://www.turboden.com/products/2463/orc-system>
29. Lecompte S., den Broek M.V., de Paep M. Optimal selection and sizing of heat exchangers for Organic Rankine Cycles (ORC) based on thermo-economics // Proc. of the 15th Intern. Heat Transfer Conf. (IHTC-15). Kyoto, Japan, 10–15 Aug. 2014.  
<https://doi.org/10.1615/IHTC15.rne.008989>
30. Томаров Г.В., Шипков А.А. Результаты оптимизационных исследований мультикаскадных бинарных циклов для утилизации низкотемпературного геотермального теплоносителя // Теплоэнергетика. 2022. № 9. С. 89–96.  
<https://doi.org/10.56304/S0040363622090077>
31. Томаров Г.В., Шипков А.А. Мультикаскадные геотермальные бинарные энергокомплексы: утилизация среднетемпературного теплоносителя (120°C) // Теплоэнергетика. 2022. № 5. С. 49–57.  
<https://doi.org/10.1134/S004036362205006X>
32. Experimental study on low-temperature organic Rankine cycle utilizing scroll type expander / J.-C. Chang, T.-C Hung, Y.-L. He, W. Zhang // Appl. Energy. 2015. V. 155. P. 150–159.  
<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.05.118>
33. Experimental validation of a 0.3 kW ORC for the future purposes in the study of low-grade thermal to power conversion / Y.-C. Tsai, Y.-Q. Feng, Y. Shuai, J.-H. Lai, M.K.H. Leung, Y. Wei, H.-Y. Hsu, T.-C. Hung // Energy. 2023. V. 285. P. 129422.  
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2023.129422>
34. Experimental and simulation analysis of siloxane mixtures used in organic Rankine cycle with thermal stability limits / W. Wang, L. Tian, L. Shi, X. Dai // Processes. 2023. V. 11. Is. 7. P. 2108.  
<https://doi.org/10.3390/pr11072108>
35. ORC solutions for industry.  
[https://www.enertime.com/assets/documents/fiche-orc\\_ind\\_7-2023\\_en-1691435487.pdf](https://www.enertime.com/assets/documents/fiche-orc_ind_7-2023_en-1691435487.pdf)
36. 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.
37. Постановление Правительства РФ № 206 от 18.12.2022 “О мерах государственного регулирования потребления и обращения веществ, разрушающих озоновый слой”. <https://www.garant.ru/products/ipo/prime/doc/403459038/#1005>
38. 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>
39. Comprehensive review on the flow characteristics of two-phase flows in inclined tubes / H. Karademir, G. Özçelik, Ö. Açıkgöz, A. S. Dalkılıç, İ.T. İnce, J. Meyer, S. Wongwises // J. Therm. Eng. 2021. V. 7. Is. 3. P. 483–549.  
<https://doi.org/10.18186/thermal.887821>
40. Ягов В.В. Теплообмен в однофазных средах и при фазовых превращениях. М.: Издательский дом МЭИ, 2022.
41. 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 ред. Г.Н. Даниловой. Л.: Машиностроение. Ленинград. отд-ние, 1986.
42. Антаненкова И.С., Ветренко А.А. Выбор формул для расчета коэффициента теплоотдачи при кипении фреонов внутри труб // Холодильная техника. 2017. Т. 106. № 1. С. 32–37.
43. Шуршев В.Ф., Умеров А.Н. Идентификация режимов течения двухфазных потоков холодильных агентов и их смесей с использованием фазовых диаграмм // Вестник АГТУ. 2005. № 2 (25). С. 224–231.
44. Малышев А.А., Большаякова А.С., Киссер К.В. Исследования режимов течения двухфазных потоков хладагентов в горизонтальных трубах // Науч. журн. НИУ ИТМО. Сер.: Холодильная техника и кондиционирование. 2014. № 3. С. 61–70.
45. Интенсификация теплообмена в испарителях холодильных машин / А.А. Гоголин, Г.Н. Данилова, В.М. Азарков, Н.М. Медникова. М.: Легкая и пищевая пром-сть, 1982.
46. VDI Heat Atlas. Berlin, Heldelberg: Springer, 2010.  
<https://doi.org/10.1007/978-3-540-77877-6>
47. Методика расчета средних коэффициентов теплоотдачи при течении фреонов внутри труб / А.А. Малышев, Г.Н. Данилова, В.М. Азарков, Б.Б. Земков // Холодильная техника. 1983. № 11. С. 35–38.
48. Беляев А.В., Сидельников Н.Е., Дедов А.В. Гидродинамика и теплообмен при течении двухфазного потока в обогреваемом вертикальном мини-канале при высоких приведенных давлениях // Теплоэнергетика. 2023. № 12. С. 47–64.  
<https://doi.org/10.56304/S0040363623120020>
49. Schrock V.E., Grossman L.M. Forced convection boiling in tubes // Nucl. Sci. Eng. 1962. V. 12. Is. 4. P. 474–481.  
<https://doi.org/10.13182/NSE62-A26094>

50. **Lockhart R.W., Martinelli R.C.** Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes // Chem. Eng. Prog. 1949. V. 45. P. 39–48.
51. **Shah M.M.** Prediction of heat transfer during boiling of cryogenic fluids flowing in tubes // Cryogenics. 1984. V. 24. Is. 5. P. 231–236.  
[https://doi.org/10.1016/0011-2275\(84\)90148-6](https://doi.org/10.1016/0011-2275(84)90148-6)
52. **Kandlikar S.G.** A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes // J. Heat Transfer. 1990. V. 112. Is. 1. P. 219–228.  
<https://doi.org/10.1115/1.2910348>
53. **Klimenko V.V.** Heat transfer intensity at forced flow boiling of cryogenic liquids in tubes // Cryogenics. 1982. V. 22. Is. 11. P. 569–576.  
[https://doi.org/10.1016/0011-2275\(82\)90003-0](https://doi.org/10.1016/0011-2275(82)90003-0)
54. **Chen J.C.** Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow // Ind. Eng. Chem. Proc. Des. Dev. 1996. V. 5. Is. 3. P. 322–329.  
<https://doi.org/10.1021/i260019a023>
55. **Forster H.K., Zuber N.** Dynamics of vapor bubbles and boiling heat transfer // AIChE J. 1995. V. 1. Is. 4. P. 531–535.  
<https://doi.org/10.1002/aic.690010425>
56. **Gungor K.E., Winterton R.H.S.** A general correlation for flow boiling in tubes and annuli // Int. J. Heat Mass Transfer. 1986. V. 29. Is. 3. P. 351–358.  
[https://doi.org/10.1016/0017-9310\(86\)90205-x](https://doi.org/10.1016/0017-9310(86)90205-x)
57. **Cooper M.G.** Saturation nucleate pool boiling – a simple correlation: Report on the First U.K. National Conf. on Heat Transfer // Trans. Inst. Chem. Eng.: Symp. Ser. 1984. V. 2.86. P. 785–793.  
<https://doi.org/10.1016/B978-0-85295-175-0.50013-8>
58. **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 Mass Transfer. 1991. V. 34. Is. 11. P. 2759–2766.  
[https://doi.org/10.1016/0017-9310\(91\)90234-6](https://doi.org/10.1016/0017-9310(91)90234-6)
59. **Bertsch S.S., Groll E.A., Garimella S.V.** A composite heat transfer correlation for saturated flow boiling in small channels // Int. J. Heat Mass Transfer. 2009. V. 52. Is. 7–8. P. 2110–2118.  
<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.10.022>
60. **Ягов В.В., Минко М.В.** Теплообмен в двухфазном потоке при высоких приведенных давлениях // ТехноЭнергетика. 2011. № 4. С. 13–23.
61. **Кутателадзе С.С.** Гидромеханическая модель кризиса теплообмена в кипящей жидкости при свободной конвекции // ЖТФ. 1950. Т. 20. Вып. 11. С. 1389–1392.
62. **Zuber N.** On the stability of boiling heat transfer // Trans. ASME. 1958. V. 80. Is. 3. P. 711–714.  
<https://doi.org/10.1115/1.4012484>
63. **Минко М.В., Ягов В.В., Савекин С.С.** Кризис кипения насыщенной воды в трубах при высоких давлениях // ТехноЭнергетика. 2020. № 6. С. 28–34.  
<https://doi.org/10.1134/S0040363620060089>
64. **Гогонин И.И.** Исследование теплообмена при пленочной конденсации пара. Новосибирск: Изд-во СО РАН, 2015.
65. **Федоров В.А., Мильман О.О.** Конденсаторы паротурбинных установок. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2013.
66. **Comprehensive review of pure vapour condensation outside of horizontal smooth tubes / C. Bonneau, C. Josset, V. Melot, B. Auvity // Nucl. Eng. Des.** 2019. V. 349. P. 92–108.  
<https://doi.org/10.1016/j.nucengdes.2019.04.005>
67. **Zeinelabdeen M.I.M.** Theoretical studies in condensation on banks of plain tubes. Queen Mary University of London, 2015.
68. **Jakob M.** Heat transfer. N.Y.: John Wiley and Sons, 1949.
69. **Fundamental basis and implementation of shell and tube heat exchanger project design: condenser and evaporator study / A.S. Dalkilic, O. Acikgoz, S. Tapan, S. Wongwises // Heat Mass Transfer.** 2016. V. 52. P. 2863–2878.  
<https://doi.org/10.1007/s00231-016-1790-9>
70. **Butterworth D.** Inundation without vapor shear // Power Condenser Heat Transfer Technology / ed. by P.J. Marto, R.H. Nunn. N.Y.: Hemisphere Publishing Corporation, 1981.
71. **Marto P.J.** Fundamentals of condensation // Two-Phase Flow Heat Exchangers / ed. by S. Kakac, A.E. Bergles, E.O. Fernandes. Kluwer Academic Publishers, 1988.
72. **Collier J.G., Thome J.R.** Convective boiling and condensation. 3rd ed. Oxford: Clarendon Press, 1994.
73. **Берман Л.Д.** К влиянию скорости пара на теплоотдачу при конденсации на горизонтальной трубе // ТехноЭнергетика. 1979. № 5. С. 16–20.
74. **Иванов О.П.** Конденсаторы и водоохлаждающие устройства. Л.: Машиностроение, 1980.
75. **Butterworth D.** Developments in the design of shell-and-tube condensers // ASME Paper No. 77-WA-HT-24. Atlanta, 1977.
76. **McNaught J.M.** Two-phase forced convection heat transfer during condensation on horizontal tube bundles // Proc. of the 7th Intern. Heat Transfer Conf. Munich, Germany, 6–10 Sept. 1982. P. 125–131.  
<https://doi.org/10.1615/IHTC7.490>
77. **Condensation of downward flowing R-113 vapor on bundles of horizontal smooth tubes / H. Honda, B. Uchima, S. Nozu, H. Nakata, T. Fujii // Trans. JSME.** 1988. V. 54. Is. 502. P. 1453–1460; Heat Transfer-Jap. Res. 1988. V. 18. Is. 6. P. 31–52.
78. **Shekrladze I.G., Gomelauri V.I.** Theoretical study of laminar film condensation of flowing vapour // Int. J. Heat Mass Transfer. 1966. V. 9. Is. 6. P. 581–591.  
[https://doi.org/10.1016/0017-9310\(66\)90092-5](https://doi.org/10.1016/0017-9310(66)90092-5)
79. **Cavallini A., Longo G., Rosetto L.** Condensation of pure saturated vapor on the outside of tube bundles // Phase-Interface Phenomena in Multiphase Flow / ed. by G.F. Hewitt, F. Mayinger, J.R. Riznic. N.Y.: Hemisphere Publishing Corporation, 1990.
80. **Минко К.Б., Артемов В.И., Клементьев А.А.** Моделирование методом VOF процессов конденсации неподвижного и движущегося насыщенного пара на поверхности горизонтальной трубы // ТехноЭнергетика. 2023. № 3. С. 20–39.  
<https://doi.org/10.56304/S0040363623030050>

81. **Моделирование** процессов конденсации насыщенного пара из нисходящего потока на поверхности горизонтальной трубы методом VOF / К.Б. Минко, В.И. Артемов, А.А. Клементьев, С.Н. Андреев // Теплоэнергетика. 2023. № 12. С. 31–46.  
<https://doi.org/10.56304/S004036362312010X>
82. **Антаненкова И.С., Сухих А.А., Ежов Е.В.** Теплотехнические характеристики испарителя и конденсатора ТНУ на R22 с поверхностями, обработанными по технологии деформирующего резания // Холодильная техника. 2016. № 10. С. 30–37.
83. **Honda H., Nozu S., Takeda Y.** A theoretical model of film condensation in a bundle of horizontal low finned tubes // J. Heat Transfer. 1989. V. 111. Is. 2. P. 525–532.  
<https://doi.org/10.1115/1.3250709>
84. **Influence** of surface structure and tube material on the condensation heat transfer coefficient of propane on horizontal single tubes and in tube bundles / J.V.W. Kühl, J.H. Jander, M. Piszkó, D. Freitag, J. Dietl, J. El-Hajal, A. Gotterbarm, M.H. Rausch, T. Klein, A.P. Fröba // Int. J. Heat Mass Transfer. 2024. V. 224. P. 125319.  
<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2024.125319>
85. **Влияние** структуры поверхности на смачиваемость полимерных насадочных элементов теплообменных аппаратов / П.Д. Васильев, А.А. Сидягин, А.В. Степыкин, Д.М. Бухаров, И.А. Балахнин // Теоретические основы химической технологии. 2022. Т. 56. № 2. С. 209–218.  
<https://doi.org/10.31857/S0040357122020166>
86. **A review** of heat transfer enhancement techniques in plate heat exchangers / J. Zhang, X. Zhu, M.E. Mondejar, F. Haglind // Renewable Sustainable Energy Rev. 2019. V. 101. P. 305–328.  
<https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.11.017>
87. **A comparative** study on design and performance evaluation of Organic Rankine Cycle (ORC) under different two-phase heat transfer correlations / J. Zhang, X. Hu, D. Wu, X. Huang, X. Wang, Y. Yang, C. Wen // Appl. Energy. 2023. V. 350. P. 121724.  
<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2023.121724>
88. **Condensation** heat transfer and pressure drop characteristics of R134a, R1234ze(E), R245fa and R1233zd(E) in a plate heat exchanger / J. Zhang, M.R. Kærn, T. Ommen, B. Elmegaard, F. Haglind // Int. J. Heat Mass Transfer. 2019. V. 128. P. 136–149.  
<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.08.124>
89. **Yan Y.-Y., Lio H.-C., Lin T.-F.** Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a plate heat exchanger // Int. J. Heat Mass Transfer. 1999. V. 42. Is. 6. P. 993–1006.  
[https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(98\)00217-8](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(98)00217-8)
90. **Condensation** heat transfer and pressure drop of refrigerant R-410A flow in a vertical plate heat exchanger / W.S. Kuo, Y.M. Lie, Y.Y. Hsieh, T.F. Lin // Int. J. Heat Mass Transfer. 2005. V. 48. Is. 25–26. P. 5205–5220.  
<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.07.023>
91. **Han D.-H., Lee K.-J., Kim Y.-H.** The characteristics of condensation in brazed plate heat exchangers with different chevron angles // J. Korean Phys. Soc. 2003. V. 43. Is. 1. P. 66–73.  
[https://doi.org/10.1016/S0022-3697\(03\)00042-8](https://doi.org/10.1016/S0022-3697(03)00042-8)
92. **Performance** optimization of a condenser in ocean thermal energy conversion (OTEC) system based on constructal theory and a multi-objective genetic algorithm / Z. Wu, H. Feng, L. Chen, Y. Ge // Entropy. 2020. V. 22. Is. 6. P. 641.  
<https://doi.org/10.3390/e22060641>
93. **Проектирование** основного теплообменного оборудования ORC-системы для двигателей внутреннего горения судовых установок / И.С. Антаненкова, А.П. Королева, М.С. Французов, А.А. Сухих, В.В. Сычев // Теплоэнергетика. 2021. № 1. С. 30–42.  
<https://doi.org/10.1134/S0040363620120012>
94. **Experimental** and simulation investigation on the heat exchangers in an ORC under various heat source/sink conditions / J. Luo, P. Lu, K. Chen, X. Luo, J. Chen, Y. Liang, Z. Yang, Y. Chen // Energy. 2023. V. 264. P. 126189.  
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.126189>
95. **Longo G.A., Zilio C., Righetti G.** A new computational procedure for refrigerant condensation inside herringbone-type Brazed Plate Heat Exchangers // Int. J. Heat Mass Transfer. 2015. V. 82. P. 530–536.  
<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.11.032>
96. **Барановский Н.В., Коваленко Л.М., Ястребецкий А.Р.** Пластинчатые и спиральные теплообменники. Л.: Машиностроение, 1973.
97. **Zhang J., Elmegaard B., Haglind F.** Condensation heat transfer and pressure drop correlations in plate heat exchangers for heat pump and organic Rankine cycle systems // Appl. Therm. Eng. 2021. V. 183. Part 2. P. 116231.  
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.116231>
98. **On the use** of AI for two-phase flow in BPHE / G.A. Longo, G. Righetti, C. Zilio, S. Mancin // Proc. of the 17th UK Heat Transfer Conf. (UKHTC2021). Manchester, UK, 4–6 April 2022.
99. **Heat transfer** during film condensation inside plain tubes. Review of experimental research / V. Rifert, V. Sereda, V. Gorin, P. Barabash, A. Solomakha // Heat Mass Transfer. 2020. V. 56. P. 691–713.  
<https://doi.org/10.1007/s00231-019-02744-5>
100. **Shah M.M.** Two-phase heat transfer. John Wiley & Sons, 2021.  
<https://doi.org/10.1002/9781119618652>
101. **Flow** condensation heat transfer correlations in horizontal channels / H. Zhang, X. Fang, H. Shang, W. Chen // Int. J. Refrig. 2015. V. 59. P. 102–114.  
<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.07.013>
102. **Shah M.M.** A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes // Int. J. Heat Mass Transfer. 1979. V. 22. Is. 4. P. 547–556.  
[https://doi.org/10.1016/0017-9310\(79\)90058-9](https://doi.org/10.1016/0017-9310(79)90058-9)
103. **Shah M.M.** Improved correlation for heat transfer during condensation in mini and macro channels // Int. J. Heat Mass Transfer. 2022. V. 194. P. 123069.  
<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.123069>
104. **Thome J.R., El Hajal J., Cavallini A.** Condensation in horizontal tubes. Part 2: New heat transfer model based on flow regimes // Int. J. Heat Mass Transfer.

2003. V. 46. Is. 18. P. 3365–3387.  
[https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(03\)00140-6](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(03)00140-6)
105. **Condensation** in horizontal smooth tubes: A new heat transfer model for heat exchanger design / A. Cavalinii, D. del Col, L. Doretti, M. Matkovic, L. Rossetto, C. Zilio, G. Censi // Heat Transfer Eng. 2006. V. 27. Is. 8. P. 31–38.  
<https://doi.org/10.1080/01457630600793970>
106. **Substantiation** and the range of application of a new method for heat transfer prediction in condensing inside plain tubes / V. Rifert, V. Sereda, V. Gorin, P. Barabash, A. Solomakha // Energetika. 2018. V. 64. No. 3. P. 146–154.  
<https://doi.org/10.6001/energetika.v64i3.3807>
107. **Shah M.M.** General correlation for heat transfer during condensation in plain tubes: further development and verification // ASHRAE Trans. 2013. V. 119. Is. 2. P. 3–11.
108. **Heat** transfer during film condensation inside horizontal tubes in stratified phase flow / V. Sereda, V. Rifert, V. Gorin, O. Baraniuk, P. Barabash // Heat Mass Transfer. 2021. V. 57. Is. 11. P. 251–267.  
<https://doi.org/10.1007/s00231-020-02946-2>
109. **Моделирование** процессов конденсации хладона R113 в горизонтальной трубе методом VOF / Г.Г. Яньков, О.О. Мильман, К.Б. Минко, В.И. Артемов // Теплоэнергетика. 2023. № 11. С. 26–41.  
<https://doi.org/10.56304/S0040363623110139>
110. **Уоллис Г.** Одномерные двухфазные течения: пер. с англ. М.: Мир, 1972.
111. **Лабунцов Д.А., Ягов В.В.** Механика двухфазных систем: учеб. пособие для вузов. М.: Издательский дом МЭИ, 2007.
112. **Артемов В.И., Минко К.Б., Яньков Г.Г.** Моделирование процесса конденсации пара из паровоздушной смеси в наклонных трубах воздушного конденсатора // Теплоэнергетика. 2014. № 1. С. 32–43.  
<https://doi.org/10.1134/S0040363614010019>
113. **Chisholm D.** Pressure gradients due to friction during the flow of evaporating two-phase mixtures in smooth tubes and channels // Int. J. Heat Mass Transfer. 1973. V. 16. Is. 2. P. 347–358.  
[https://doi.org/10.1016/0017-9310\(73\)90063-X](https://doi.org/10.1016/0017-9310(73)90063-X)
114. **Friedel L.** Improved friction pressure drop correlation for horizontal and vertical two-phase pipe flow // 3R Int. (Rohre Rohrleitungsbau Rohrleitungstransp.). 1979. V. 18. Is. 7. P. 485–491.

## Heat Transfer and Pressure Drop in Main Heat Exchangers of a Thermal Oil ORC-Unit (Review)

I. S. Antanenkova<sup>a</sup>, \*, Yu. A. Geller<sup>a</sup>, M. M. Vinogradov<sup>a</sup>, E. A. Gorbunova<sup>a</sup>, and V. I. Kuznetsov<sup>a</sup>

<sup>a</sup> National Research University Moscow Power Engineering Institute, Moscow, 111250 Russia

\*e-mail: antanenkova@mail.ru

**Abstract**—The purpose of the review is to find the best currently available correlations for calculating heat transfer and pressure drop in the main heat-transfer equipment items in organic Rankine cycle (ORC) units. The search is limited to the designs of apparatuses, which are the best ones in the opinion of the authors of this paper, for a conventional two-circuit ORC-unit, where thermal oil cools a heat source in the first circuit and transfers heat to refrigerant in the vapor generator (hereinafter referred to as the evaporator). Besides the evaporator, the second circuit of the unit includes a “refrigerant–water” or “refrigerant–air” condenser and a regenerative heat exchanger which heats up liquid refrigerant upstream of the evaporator with the exhaust vapor of the turbine (or expander). The criteria are presented for selecting working fluids for such units depending on the heat source temperature. The working fluids that have found the widest application at each temperature level (such as cyclopentane, benzene, toluene, MM, MDM, R1233zd, R245fa, R601, R601a, RC318, R134a) are listed, and their characteristics and thermodynamic properties are presented at specified condensation (25°C) and boiling (200, 120, and 70°C) points. The analysis of these data, including information on the proposed working fluids, has yielded nominal parameters of ORC-units. Thousands of fundamental and engineering works are devoted to the study of boiling and condensation processes, the interest in which has been growing over the past 10–15 years. The development of new energy conversion technologies and the appearance of new working fluids, materials, and methods of surface treatment has given a second wind. This paper reviews correlations for heat-transfer coefficients and hydraulic resistance factors in apparatuses with refrigerant boiling in round tubes, condensation in tubes and channels and in the shell side (on tube bundles), and heating and cooling of single-phase refrigerant in tubes and channels. The correlations for engineering calculation of the main heat-transfer equipment of ORC-units, which are the most convenient ones in the authors' opinion, are presented.

**Keywords:** organic Rankine cycle, ORC-unit, thermal oil, refrigerant, working fluid selection, boiling in tubes, condensation, shell-and-tube heat exchanger, plate heat exchanger, heat transfer, vapor quality, hydraulic resistance