Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Сибирский федеральный университет»

На правах рукописи

Kop

Карабарин Денис Игоревич

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ УТИЛИЗАЦИИ НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНОЙ ЭНЕРГИИ ТЕПЛОТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Специальность 05.14.04 – Промышленная теплоэнергетика

Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук

Научные руководители:

д-р техн. наук, профессор Михайленко С.А.

д-р техн. наук, профессор Кулагин В.А.

Красноярск 2020

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ5
ГЛАВА 1 СОВРЕМЕННЫЕ СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ
ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОИЗВОДСТВА ЭНЕРГИИ ЗА СЧЕТ УТИЛИЗАЦИИ
ТЕПЛОТЫ
1.1 Описание области исследования11
1.2 Термодинамический эффект от утилизации тепла13
1.3 Обзор научных исследований технологий для утилизации низко
потенциальной тепловой энергии в электрическую16
1.3.1 Органический цикл Ренкина17
1.3.2 Цикл Калины19
1.3.3 Двигатель Стирлинга21
1.3.4 Термоэлектрические генераторы22
1.3.5 Сравнение технологий
1.4 Современные исследования влияния различных параметров на
эффективность ОЦР24
1.5 Примеры внедрения ОЦР для утилизации тепла
1.6 Выводы по главе и постановка задачи исследования
ГЛАВА 2 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ И ОСОБЕННОСТИ
УСТАНОВОК ОРГАНИЧЕСКОГО ЦИКЛА РЕНКИНА 42
2.1 Термодинамические процессы из которых состоит ОЦР43
2.2 Математическая модель элементов ОЦР 45
2.2.1 Испаритель45
2.2.2 Конденсатор47
2.2.3 Регенеративный теплообменник
2.2.4 Турбина/Расширитель 50

2.2.5 Hacoc
2.2.6 Генератор 52
2.2.7. Параметр состояния рабочего тела
2.2.8 Энергетическая оценки эффективности
2.3 Выбор рабочей жидкости для ОЦР54
2.3.1 Математическая модель 54
2.3.2 Порядок выбора рабочей жидкости и температуры испарения
2.4 Выбор типа турбины/расширителя64
2.5 Моделирование процессов в элементах ОЦР и выбор рабочего тела
2.5.1 Моделирование термодинамических процессов в элементах
ОЦР67
2.5.2 Подбор рабочего тела для рассматриваемых установок ОЦР 70
2.6 Выводы по главе 275
ГЛАВА 3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ
ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ОПЫТНО-ПРОМЫШЛЕННОЙ
УСТАНОВКЕ ОРГАНИЧЕСКОГО ЦИКЛА РЕНКИНА НА 4 кВт
3.1 Принцип и особенности работы установки
3.2 Расчет и проектирование установки ОЦР мощностью 4 кВт 77
3.3. Методика экспериментального исследования и используемое
оборудование
3.4. Оценка погрешности измерений
3.5. Анализ результатов экспериментальных исследований
термодинамических процессов
Выводы по главе 3

введение

Актуальность работы обусловлена необходимостью повышения энергоэффективности и ресурсосбережения путем внедрения рациональной утилизации низко-потенциальной, «сбросной» теплоты на примере действующих объектов энергетики и промышленности Красноярского края.

энергетики России в условиях рыночной Развитие экономики сопровождается ужесточением требований к потерям при производстве и потреблении энергии, а также вредным выбросам в окружающую среду. Согласно федеральному закону «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности» от 23.11.2009 № 261-ФЗ (ред. от 03.08.2018) генерирующие предприятия должны принять меры по эффективному и рациональному использованию энергетических ресурсов производственнос учетом ресурсных, технологических, экологических и социальных условий.

Энергосберегающие технологии производства с утилизацией сбросной тепловой энергии широко используются в крупных технологических странах: Китае, США, Японии, Италии, Германии и др. Мировой опыт показывает рентабельность внедрения утилизации для теплоты уходящих газов от ГТУ, биогазовой и геотермальной энергетики. В последние годы набирает популярность использования энергосберегающих технологий на основе органического цикла Ренкина (ОЦР) в России (строительство станции компанией «Лукойл» в Перми, станций компанией «Ultralam» в Тверской обрасти, объекты ПАО «Газпром») с суммарной величиной располагаемой тепловой мощности более 92 ГВт. Развитие и адаптация энергосберегающих технологий к Российским реалиям требует научного обеспечения.

Одним из определяющих факторов эффективного внедрения утилизации на тепло-технологических объектах является нахождение рациональных конструктивных характеристик и компоновочных решений установок

органического цикла Ренкина, обеспечивающих высокую эффективность, надежность эксплуатации и полноту утилизации.

Повышение эффективности получения энергии от низко-потенциальных источников теплоты является актуальной задачей, решение которой позволит не только выполнить требования федерального закона, а также производить энергию без первичных энергоресурсов.

Степень разработанности Исследованию темы. повышения эффективности производства энергии за счет утилизации низкопотенциальной энергии с использованием органического цикла Ренкина на объектах тепло-технологических энергетики, тяжелой легкой И промышленности посвящены работы авторов А.И. Богданова, В.В. Гетмана, А.В. Разношинской, А.И. Рыбалко, О.А. Колюнова, М.В. Лобана, Ю.А. Антипова, А.А. Сухих, А.П. Марченко, В.В. Шуховцева, Е.В. Джураева, М.Б. Сапожникова, Г.В. Кузнецова, Si-Cong Yu., Aneke M., Bianchi M., Quoilin S., Galloni E. И др. Большинство работ посвящено разработке технологии для утилизации теплоты уходящих газов от технологического источника без учета влияния типа расширителя, температуры испарения, конфигурации установки, а также рынка хладагентов в России, влияющего на техническую и экономическую составляющую проекта. Используется ряд технологических решений, позволяющих утилизировать низко-потенциальную теплоту (< 350 °С), среди которых выделяется ОЦР. Проведенный анализ выполненных исследований показал их теоретическую недостаточность в вопросах выбора технологической схемы ОЦР, температуры испарения и рабочего тела для внедрения на тепло-технологических объектах.

Работа выполнена в рамках приоритетного направления развития науки, технологий и техники РФ Пр–577 «Энергосберегающие технологии», критические технологии «Системы жизнеобеспечения и защиты человека», «Энергосбережение».

Объект исследований – энергетические установки на предприятиях промышленной энергетики.

Предмет исследований – характеристики технологии утилизации теплоты на основе ОЦР.

Цель работы – повышение энергетической эффективности теплотехнологических установок путем использования (преобразования) низкопотенциальной «сбросной» теплоты за счет совершенствования технологии на основе органического цикла Ренкина.

Для достижения поставленной цели решены следующие задачи:

1. Проведен анализ развития технологий использования низкопотенциальной энергии промышленных и энергетических объектов;

2. Разработана методика оценки энергетической эффективности утилизации с учетом особенностей технологии ОЦР;

3. Произведено моделирование термодинамических процессов утилизации теплоты уходящих газов на тепло-технологических объектах.

4. Экспериментально исследованы термодинамические процессы в опытно-промышленной установке ОЦР на 4 кВт.

5. Разработаны рекомендации по совершенствованию конструкции установок ОЦР, обеспечивающие надежность и безопасность протекающих термодинамических процессов.

Методология И исследования. Экспериментальные методы опытно-промышленной исследования проводились на установке с применением стандартных сертифицированных средств измерения. Определение термодинамических параметров проводилось с использованием компьютерной разработанной модели термодинамических процессов, построенной на базе лицензионного программного продукта SmoWeb.

Научная новизна и основные положения, выносимые на защиту:

1. Усовершенствована методика определения рабочего тела для технологии ОЦР – предложен критерий, позволяющий определить

минимальную температуру насыщения рабочего тела, необходимую для полной утилизации теплоты.

2. Предложена модель термодинамических процессов в установках ОЦР, система уравнений и краевые условия, учитывающие конфигурацию ОЦР, выбор типа утилизации теплоты, влияние температуры испарения и типа расширителя на эффективность и полноту утилизации. Показано, что модель адекватно отражает результаты экспериментальных исследований.

3. Установлены количественные зависимости влияния термодинамических параметров на эффективность работы системы ОЦР с рабочим телом R142b – определены: зависимость эффективности ОЦР от температур: греющей среды, холодного источника, испарения и конденсации и оптимальная температура испарения с учетом полноты утилизации и эффективности ОЦР.

Значение для теории. Предложена методика определения энергетических и экономических показателей утилизации теплоты на энергетических и промышленных объектах с учетом найденного критерия, позволяющего определить минимальную температуру насыщения рабочего тела, необходимую для полной утилизации теплоты.

Практическая значимость результатов работы заключается в разработке схемы осуществления утилизации (преобразования) низко потенциальной теплоты на тепло-технологических объектах, учитывающие тип утилизации и особенности технологии ОЦР. Для инженерной практики разработана методика оценки технико-экономического эффекта от внедрения установок ОЦР различной конфигурации на предприятиях цветной металлургии и промышленной энергетики. Разработаны режимы работы и рациональная конструкция установки ОЦР, работающей на рабочем теле R142b, позволяющие получить дополнительную энергетическую мощность при утилизации теплоты на тепло-технологических объектах.

Использование полученных результатов. Научные и практические результаты работы используются в Сибирском федеральном университете при подготовке студентов по направлениям: Теплоэнергетика и теплотехника и Техносферная безопасность в бакалаврских и магистерских программах «Энергетика теплотехнологии» и «Промышленная теплоэнергетика» в курсах дисциплин «Основы инженерной деятельности (проектная деятельность)», а также в научно-исследовательской деятельности ПИ СФУ.

Достоверность полученных результатов подтверждается удовлетворительной сходимостью результатов расчета термодинамических параметров в программном продукте SmoWeb с экспериментальными данными в ходе апробации расчётных моделей. Выводы достаточно хорошо коррелируют с результатами, полученными другими исследователями, и не противоречат физическим закономерностям в смежных областях знаний.

Личный вклад автора. Автору принадлежат: формализация обобщение, Положения, поставленных задач. анализ результатов. составляющие новизну, научные и практические результаты диссертации разработаны и получены автором лично. Постановка задач и анализ результатов обсуждались совместно с научным руководителем. В совместных публикациях вклад автора составляет от 50 до 75 %.

Апробация результатов. Результаты диссертационного исследования докладывались и обсуждались на: Международной конференции студентов, аспирантов и молодых ученых «Проспект Свободный» посвященной 70-летию великой победы (Красноярск, 2014–17 гг.); Конкурсе «Лучший проект в сфере энергосбережения, энергоэффективности и возобновляемых источников энергии и биотоплива» в рамках V Международного форума ENES 2016 (Москва, 2016); Региональном туре «GenerationS» (Красноярск, 2016); XI Всероссийской научной конференции молодых ученых «Наука. Технологии. Инновации» (Новосибирск, 2017), IOP Conference Series: Materials Science and Engineering (Красноярск, 2018).

Публикации. По результатам диссертации опубликовано 12 научных работ, из них: три статьи в журналах из Перечня ВАК; три статьи в изданиях, входящих в международные базы данных Scopus и Web of Science; одна статья в сборнике научных трудов; пять статей в материалах научных конференций различного уровня.

Структура и объем работы. Материалы диссертации изложены на 154 страницах основного текста, включающего, 60 рисунков и 12 таблиц. Работа состоит из введения, четырех разделов, основных выводов и рекомендаций, списка литературы из 132 наименований и приложений.

ГЛАВА 1 СОВРЕМЕННЫЕ СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОИЗВОДСТВА ЭНЕРГИИ ЗА СЧЕТ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ

1.1 Описание области исследования

Наибольшее количество общего потребления энергии в развитых странах используется в промышленности. Однако, процент использования энергии в промышленности отличается в разных странах. Как видно из (рис. 1.1), промышленностью потребляется 39% всего национального потребления электроэнергии в России в 2019. Статистика по США и среднем по Европе составляет 30% (ЕІА, 2010). В странах с быстро развивающейся экономикой, таких как Китай, промышленность является крупнейшим потребителем энергии, до 70,8% от национального общего потребления энергии 2005 года, из них 22,8% составляют металлургия. [18]



Рис. 1.1- Распределние потребления электроэнергии в России за 2019 год

На (рис 1.2) представлено потребление энергоресурсов в России в 2019 году. Большинство потребления энергии приходится на ископаемое топливо. Ископаемое топливо является исчерпаемым и единственным источником углекислого газа CO_2 , использование его в качестве основного источника энергии влечет глобального потепления и, в конечном счете, изменение климата. Исчерпаемость и вред окружающей среде заставляют мировых лидеров переходить на альтернативные способы получения энергии, чтобы уменьшить отрицательное воздействие на окружающую среду. Сокращение потребления ископаемого топливо может быть достигнуто либо замещением части выработки энергии альтернативными источниками, либо увеличение энергоэффективности производства энергии за счет утилизации уходящей тепловой энергии.





В данной работе предложены решения по направлениям научнотехнического прогресса в теплоэнергетике:

- создание новых поколений энергооборудования;
- обеспечение необходимого уровня промышленной безопасности энергетического оборудования.

 создание небольших установок по комбинированному производству электрической энергии и тепла (когенерация) с использованием поршневых двигателей, газовых турбин (ТЭЦ малой и средней мощности, мини-ТЭЦ). [89]

1.2 Термодинамический эффект от утилизации тепла

Несмотря на экономические и экологические преимущества утилизации тепла, она также имеет и термодинамический эффект. Термодинамически, утилизация тепла помогает не только улучшить коэффициент использования энергии системы, также минимизировать увеличение HO энтропии. Минимизация увеличения энтропии ____ ЭТО относительно новый термодинамический принцип, основанный на втором законе термодинамики. Согласно второму закону термодинамики, энтропия изолированной системы не может уменьшаться:

$$dS \ge 0 \tag{1.1}$$

Для систем, которые взаимодействуют со средой, увеличение энтропии — это причина необратимости в системе, что порождает потери производительности. Эта необратимость или потеря производительности происходит, когда система увеличивает энтропию среды в результате потери тепла. Необратимость может быть снижена путем уменьшения потерь энергии в системе.

Рассмотрена простая термодинамическая система, где теплота подводится для получения горячей воды на отопление, а неиспользованная часть тепла выбрасывается в окружающую среду (рис. 1.3).



Рис. 1.3- Простая термодинамическая система

Термодинамический коэффициент использования энергии, или термический КПД (η_{t1}) системы вычисляется, как:

$$\eta_{t1} = \frac{Q_{UH}}{Q_{IN}} = \frac{Q_{IN} - Q_{WH}}{Q_{IN}}$$
(1.2)

где Q_{IN} – подводимая теплота при температуре, T_{IN}

 Q_{UH} – полезная теплота для отопления при температуре, T_{UH}

 $Q_{WH}-$ сбросная теплота при температуре, T_{α}

Согласно второму закону термодинамики изменение энтропии в системе определяется, как:

$$dS_1 = (dS)_{CR} + (dS)_{IN} + (dS)_{UH} + (dS)_{WH} \ge 0$$
(1.3)

Выражения энтропии определяются следующим образом:

$$(dS)_{IN} = -\frac{dQ_{IN}}{T_{IN}} \tag{1.4}$$

$$(dS)_{UH} = \frac{dQ_{UH}}{T_{UH}} \tag{1.5}$$

$$(dS)_{WH} = \frac{dQ_{WH}}{T_{\alpha}} \tag{1.6}$$

Подставив их в уравнение 1.3, получим:

$$dS_{1} = (dS)_{CR} - \frac{dQ_{IN}}{T_{IN}} + \frac{dQ_{UH}}{T_{UH}} + \frac{dQ_{WH}}{T_{\alpha}} \ge 0$$
(1.7)

Поделив это выражение на интервал времени, получим:

$$S_{1} = \frac{(dS)_{CR}}{dt} - \frac{Q_{IN}}{T_{IN}} + \frac{Q_{UH}}{T_{UH}} + \frac{Q_{WH}}{T_{\alpha}} \ge 0$$
(1.8)

Изменение энтропии окружающей среды выражается как:

$$\frac{Q_{WH}}{T_{\alpha}} = -\frac{(dS)_{CR}}{dt} + \frac{Q_{IN}}{T_{IN}} - \frac{Q_{UH}}{T_{UH}} + S_1$$
(1.9)

Добавив к рассмотренной системе утилизацию тепла (рис. 1.4) получим:

$$dS_2 = (dS)_{CR} + (dS)_{IN} + (dS)_{UH} + (dS)_{EX} + (dS)_W \ge 0$$
(1.10)



Рис. 1.4 – Простая термодинамическая система с утилизацией

При $(dS)_W = 0$, изменение энтропии системы с утилизацией совпадает с обычной системой (выражение 1.3):

$$dS_{2} = (dS)_{CR} - \frac{dQ_{IN}}{T_{IN}} + \frac{dQ_{UH}}{T_{UH}} + \frac{dQ_{EX}}{T_{\alpha}} \ge 0$$
(1.11)

Изменение энтропии окружающей среды определяется как:

$$\frac{Q_{EX}}{T_{\alpha}} = -\frac{(dS)_{CR}}{dt} + \frac{Q_{IN}}{T_{IN}} - \frac{Q_{UH}}{T_{UH}} + S_2$$
(1.12)

При уменьшении сбрасываемой теплоты от утилизации, ($Q_{EX} < Q_{WH}$), также уменьшается изменение энтропии окружающей среды. Следовательно, добавление утилизации тепла к системе увеличивает термодинамический коэффициент использования энергии (η_t)

$$\eta_{t2} = \frac{Q_{UH} + W}{Q_{IN}}$$
(1.13)

$$\eta_{t2} > \eta_{t1} \tag{1.14}$$

Добавление утилизации теплоты в систему имеет экономические, экологические и термодинамические преимущества перед обычной системой.

1.3 Обзор научных исследований технологий для утилизации низко потенциальной тепловой энергии в электрическую

Уходящая теплота после процесса горения или любого химического, или термического процесса является сбросным теплом, поскольку оно обычно выбрасывается Теплота отработанная В окружающую среду. после промышленного процесса составляет около 20-50% от подведенного тепла. В некоторых случаях восстановление отработанного тепла может повысить энергоэффективность системы примерно на 10-50% [19]. Промышленные процессы, тепловые двигатели и механическое оборудование являются источниками отработанного тепла [20, основными 21]. Технология рекуперации низко потенциального тепла и сбросного тепла не только повышает эффективность системы, но и снижает воздействие на изменение климата, а также снижает стоимость энергии [22-24]. Ключевыми факторами, определяющими возможность использования низко потенциальной тепловой энергии, являются скорость потока, температура, давление, химический состав, допустимая температура и допустимое падение давления источника тепла. Основные источники отработанного тепла и подходящие технологии утилизации [19] приведены в таблице 1.1.

Потенциал	Источник энергии	Температура	Технология восстановления
		уходящих	тепла
		газов (°С)	
Высокий	Никелевая печь	1370–1650	1. Предварительный
(>650 °C)	Стальная электродуговая печь	1370–1650	подогрев воздуха для
	Основная кислородная печь	1200-1250	горения
	Печь для переработки меди	760-820	2. Генерация пара для
	Стальная нагревательная печь	930-1040	технологического нагрева
	Водородные установки	650–980	или для механических /
	Стеклянная плавильная печь	1300-1540	электрических работ
			3. Перенос в средние-низко
			температурные процессы

Таблица – 1.1 Основные источники отработанного тепла и технологии восстановления.

Средний	Котел-утилизатор	230-480	1. Предварительный
(230–650°C)	Выхлоп газовой турбины	370–540	подогрев воздуха
`````	Выхлоп поршневого двигателя	320-590	2. Производство пара /
	Термическая печь	430-650	электроэнергии
	Сушильные и пекарные печи	230-590	3. Органический цикл
	Цементная печь	450-620	Ренкина
	·		4. Подогрев печи
			5. Предварительный
			подогрев питательной воды
			6. Переход к
			низкотемпературным
			процессам
Низкий (30-	Уходящие газы, из газовых	70–230	1. Пространственное
230 °C)	котлов, этиленовых печей и т. д.		отопление
	Охлаждающая вода,		2. Нагревание воды с
	конденсирующая		помощью теплового насоса
	технологический пар от		для увеличения
	выхлопа печей	30–50	температуры
	Печей обжигания	70–250	3. Органический цикл
	Воздушные компрессоры	30–50	Ранкина
	двигатель внутреннего сгорания	70–120	4. Цикл Калины
	Кондиционеры и холодильные	30–40	5. Термоэлектрические
	конденсаторы		генераторы
	Печи для сушки, выпечки	90–230	6.Двигатель Стирлинга
	Жидкости/ твердые вещества		
	горячей обработки	30–230	
	Теплота анодных газов после		
	электролизера	120-180	

Производство электроэнергии из низкотемпературного источника теплоты (ниже 250 °C) имеет техническое и технико-экономическое ограничение и ограниченный выбор низкотемпературных тепловых двигателей, таких как органический цикл Ренкина, цикл Калины, термоэлектрических преобразователей и двигателя Стирлинга [25].

### 1.3.1 Органический цикл Ренкина

Органический цикл Ренкина (ОЦР) представлет собой цикл Ренкина с использованием в качестве рабочего тела не пара, а органического теплоносителя. Эта идея использования органической жидкости впервые была предложена еще в далеком 1823 [26].

Принципиальная схема работы и T-S диаграмма представлена на (рис. 1.5). Низкокипящая органическая рабочая жидкость забирает теплоту от

источника в испарителе, в результате рабочее тело испаряется. Пары рабочей жидкости после испарителя направляются в турбину, являющуюся приводом электрогенератора. Пары при более низком давлении из выпускного отверстия расширителя направляются в конденсатор, где конденсируются. Наконец, жидкое рабочее тело с помощью насоса направляется обратно в испаритель, и процесс снова повторяется.



Рис. 1.5 – Схема органического цикла Ренкина:

1-испаритель; 2-турбина; 3-конденсатор; 4-питательный насос.

Хотя стоимость обычного парового цикла Ренкина ниже, чем у ОЦР [27] способность ОЦР работать при низкой температуре утилизируемого тепла делает его лучшей технологией для использования низко потенциальных температур. Еще одно важное преимущество ОЦР над обычным циклом Ренкина это тип рабочего тела, органические жидкости, имеют более низкую температуру испарения, чем у воды (Рис. 1.6) [28], высокую степень перегрева от источника теплоты, а также после процесса расширения находятся в зоне перегретого пара. При использовании воды в последних ступенях турбины будет состояние влажного насыщенного пара и как следствие будет возникать эрозия на рабочих лопатках.



Рис. 1.6 – Т-ѕ диаграмма воды и некоторых органических рабочих тел

#### 1.3.2 Цикл Калины

Простейшая схема энергоустановки (рис. 1.7) содержит подогреватель раствора (экономайзер) 1, в котором водоаммиачная смесь нагревается до точки кипения, и десорбер 2, где происходит кипение (сначала при более низкой температуре кипит аммиак, а по мере снижения концентрации аммиака в растворе температура кипения повышается). Далее водоаммиачная смесь направляется в сепаратор 3, где происходит отделение фаз, а затем пар подается на турбину 4, являющуюся приводом электрогенератора 5. Слабый (c меньшей концентрацией аммиака) раствор из сепаратора 3 через дроссельный клапан 6 поступает на смешение с отработавшим паром на выхлопе из турбины 4. Далее после конденсации в абсорбере 7 крепкий раствор питательным насосом 8 вновь подается в подогреватель 1.



Рис. 1.7- Схема цикла Калины:

1-экономайзер; 2-десорбер; 3-сепаратор; 4-турбина; 5-электрогенератор 6 дроссельный клапан; 7-адсорбер; 8-питательный насос.

Поскольку температура кипения жидкой смеси меняется, когда испаряется аммиак, разница температур между источником тепла и водоаммиачным раствором может быть уменьшена. В целом, количество утилизируемого тепла в цикле Калины, больше чем в паровых циклах. Инвестиционная стоимость цикла Калины, выше, чем для парового цикла.

Производительность цикла Калины улучшается за счет увеличения разницы давлений при расширении [29], аналогично циклу Ренкина. Для замены дроссельной заслонки и абсорбера в циклической системе Калины используется эжектор. Для определённого давления турбины нужно определить оптимальную концентрацию аммиака, дающую максимальную эффективность цикла [30].

Для системы утилизации тепла с одним источником энергии до 150 ° ОЦР демонстрирует лучшую производительность, чем цикл Калины, [31].

По-прежнему существуют различные проблемы в развитии цикла Калины, одно из них — это повышение производительности цикла ограничено высоким давлением при конденсации. А также поскольку выработка

электроэнергии из геотермальных материалов является единственным успешным применением цикла Калины [32], пока не удается применить цикл Калины при высокой температуре (выше 700 К).

### 1.3.3 Двигатель Стирлинга

Термодинамический цикл Стирлинга показывает теоретический термический КПД, равный циклу Карно, который позволяет эффективно преобразовывать тепловую энергию в механическую [33]. Кроме того, двигатель Стирлинга широко известен своим долгим сроком службы двигателя и низким уровнем шума [34]. Автор [35] исследовал динамическую модель путем численного анализа и определил, что мощность сильно зависит от конструкции двигателя Стирлинга. Свободные поршневые двигатели Стирлинга также изучались в других работах [36,37].

Автор [38] представил анализ осуществимости солнечной башни с двигателем Стирлинга, по сравнению с традиционными энергосистемами, и провел анализ чувствительности. Были представлены условия технически обоснованного экономически обоснованного решения. Расчетные И параметры типичной системы состояли в том, что рабочая жидкость была Не с давлением 20 МПа, а рабочая температура составляла 993,15 К. Эти высокотемпературные солнечные тепловые электростанции на основе двигателя Стирлинга могут стать конкурентным вариантом на рынке электроэнергии, Автор [39] проанализировал математическую модель общего теплового КПД высокотемпературного дифференциального тарельчатого двигателя с перемешиванием на солнечных батареях, что позволило оптимизировать температуру поглотителя около 1100 К, а коэффициент концентрации составлял 1300. Тепловой КПД в оптимизированном варианте составил 34%, что находится недалеко от соответствующей эффективности Карно около 50%.

Автором [40] была представлена оценка двигателей Стирлинга и сверхкритических углекислых турбин, которые используются в гибридных

системах, состоящих из высокотемпературных расплавленных карбонатных топливных элементов. Двигатели Стирлинга доступны в небольшом масштабе. По сравнению с остальными технологиями двигатели Стирлинга эффективно работают при температуре> 650 °C, что делает их мало интересными для утилизации низко потенциальной теплоты.

### 1.3.4 Термоэлектрические генераторы

Термоэлектрические генераторы (ТЭГ) - это устройства, которые преобразуют тепловую энергию в электрическую. Эти устройства работают по эффекту Зеебека, который был обнаружен Томасом Иоганном Зеебеком в 1821 году [42]. Недавно для повышения эффективности этих устройств были добавлены полупроводниковые pn-переходы, которые состоят из новых материалов, таких как BiTe (теллурид висмута), CeFeSb, ZnBe (цинкбериллий), SiGe (кремний-германий), SnTe (теллурид олова) и новые нанокристаллические или нанопроволочные термоэлектрические генераторы, эффективность которых достигает 5-8% [41]. Хотя ТЭГ обладают многими преимуществами, такими как экологически чистое производство энергии, отсутствие звука, отсутствие подвижного компонента и меньшими затратами на обслуживание, однако они экономичны при использовании на высоких температурах (> 200 ° C), и когда необходимо небольшое количество энергии (несколько милливатт). Преимущества ТЕС побудили многих исследователей использовать его в утилизации тепловых отходов автомобилей [41]. Например, Автор [43] изучил два случая регенерации тепла отработавших газов с использованием ТЭГ. Кроме того, Авторы [44] показали, что использование ТЭГ незначительно влияет на производительность двигателя, и оно может улучшить мощность двигателя 0,1-1%. В другом исследовании Авторы [45] показали, что когда выхлопные газы проходят через теплообменник с ТЭГ, кинетическая энергия из газов теряется и вызывает увеличение аэродинамических потерь, что снижает производительность двигателя.

### 1.3.5 Сравнение технологий

Авторами [2] было произведено сравнение технологий преобразования низко потенциальной тепловой энергии в электрическую в зависимости от мощности установки и температуры источника тепла. На (рис. 1.8) представлены зависимости КПД от мощности и мощности от температуры Органического цикла Ренкина (ОЦР), Термоэлектрических генераторов (ТЭГ) и двигателя Стирлинга. Цикл Калины не представлен на этой диаграмме так как его область применения схожа с ОЦР, но в эффективности, доступности и научной проработанности он ему уступает.



Рис. 1.8 – Сравнение технологий преобразующих тепловую энергиюв электрическую

Как показано на рисунке для утилизации низко потенциальной тепловой энергии наиболее подходящей и зрелой является технология органического цикла Ренкина. Областью исследования диссертации является технология преобразования низко потенциальной тепловой энергии в электрическую на основании органического цикла Ренкина (рис. 1.8).

### 1.4 Современные исследования влияния различных параметров на эффективность ОЦР

В литературе представлено много исследований по использованию технологии ОЦР для преобразования сбросной теплоты в электроэнергию. Авторами [46] выполнены исследования по анализу производительности и оптимизации ОЦР для утилизации теплоты от выхлопных газов, они пришли к выводу, что температура и массовый расход уходящих газов влияет на эффективность и мощность установки. Они также пришли к выводу, что мощность установки уменьшается при увеличении температуры окружающей среды.

Авторы [47] занимались исследованием работы микроцикла Ренкина с микро-газовыми турбинами с использованием 16 различных органических рабочих жидкостей, которые были отобраны на основе их термической устойчивости и термодинамических свойствах. Они пришли к выводу, что рабочие жидкости с низкой молекулярной сложностью стремятся к более эффективному охлаждению источника теплоты и, таким образом, восстанавливается больше отработанного тепла из выхлопных газов.

Авторами [48] была произведена работа по параметрической оптимизации и сравнительного изучения ОЦР для низкой степени утилизации тепла, они полагают, что увеличение температуры на входе в турбину не всегда будет производить соответствующее увеличение мощности на выходе турбины, особенно с рабочими жидкостями с положительным наклоном кривой насыщения.

В статье [49] разработана и апробирована модель спирального расширителя в технологии ОЦР. Они предположили, что изменения типа двигателя, на расширитель является более подходящим для ОЦР малой мощности, потому что они характеризуются меньшим расходом, более высоким коэффициентом давления и значительно меньшей скоростью вращения, чем турбомашины.

Исследователи [50] провели интеграцию процесса изучения базовых и модифицированных ОЦР с помощью 16 различных органических жидкостей. Они пришли к выводу, что жидкости с положительной кривой наклона являются наиболее предпочтительны для установки ОРЦ, которая использует источники низкопотенциальной теплоты. Причиной их выбора было то, что они показывают высокий тепловой КПД и их состояние при расширении всегда перегретое, позволяя ввести регенерацию для повышения тепловой эффективности. Они также обнаружили, что КПД системы ОЦР может быть значительно увеличен с помощью регенерации. Они отметили, что из-за присутствия неконденсирующихся компонентов в рабочей жидкости, таких, как воздух, могут возникнуть технические проблемы, связанные с переносом теплоты, оказывающие негативное влияние на термодинамическую эффективность процесса.

Авторами [51] предложена, разработана, изготовлена и испытана система из солнечных коллекторов и органического цикла Ренкина с поршневой турбиной на рабочем теле R245fa. Они обнаружили, что их разработанный комбинированный модуль работал стабильно, а также что производительность вакуумного трубчатого солнечного коллектора больше, чем у плоских коллекторов.

Было отмечено что эффективность системы ОЦР может быть улучшена за счет работы в закритической области; однако, результаты их модели не был подтвержден с помощью эксперимента [52].

Исследователями [53] проводилась работа по утилизации отработанных отходов тепла от газовой турбины МГД генератора для выработки электроэнергии с помощью ОЦР, с использованием R123 в качестве рабочей жидкости. Они пришли к выводу, что эффективность системы увеличивается с приближением температуры на входе в турбину к температуре на выходе из источника тепла.

Авторами [54] проанализированы низко температурный солнечной коллектор и установка генерирующая электроэнергию на основе ОЦР с регенерацией, и обнаружено, что для данной системы, температуры испарения и температуры окружающей среды, эффективность коллектора снизилась, так как повысилась температура регенерации. Они также обнаружили, что оптимальная температура регенерации, при которой достигается максимальная эффективность ОЦР лежит между температурой конденсации и испарения. Они пришли к выводу, что общая эффективность системы регенеративного цикла больше, чем для обычного цикла.

Исследователями [55] было проведено сравнение трех различных рабочих жидкостей (бензола, R11 и R134a), когда они использовались в трех различных ОЦР циклах в качестве нижнего цикла для двигателя внутреннего сгорания (ДВС). Они обнаружили, что жидкости с нижней критической температурой, вызывали увеличение разницы температур выхлопного газа и рабочей жидкости в испарителе и, следовательно, породили необратимость, которая оказала негативное влияние на производительность системы. Они также установили, что производительность бензола была всегда лучше, чем R134a с более низкой критической температурой.

Авторы [56] рассмотрели комбинированную систему, где ОЦР с различными органическими рабочими жидкостями был использованы в качестве надстройки для современной высоко эффективной газовой турбины, как рекуператор газовый турбины. Их комбинированный цикл, основанный на данных коммерческих газовых турбин и ОЦР показал, что ОЦР это интересный и конкурентоспособный вариант в сочетании с высоким КПД газовых турбин и низкой температуры уходящих газов.

Исследователи [57] провели термодинамический анализ 31 рабочей жидкости для ОЦР, используя за основу уравнение состояния. Они обнаружили, что тепловая эффективность жидкости с отрицательным углом наклона значительно возрастает при объединении перегрева с системой

регенерации, а жидкости с положительным углом наклона снижается при перегреве. Они также отметили, что без регенерации, утилизация источника теплоты с большой температурой неэффективна.

Наличие водородных связей в определенных молекулах, таких как вода, аммиак, этанол приводящих к отрицательному углу наклона из-за большой теплоты парообразования считаются неподходящими для систем ОЦР [58]. Они также пришли к выводу, что зависимость термического КПД от рабочих жидкостей — это функция от критической температуры. С их выводом также согласны [55], которые пришли к выводу, что тепловая эффективность рабочей жидкости уменьшается с понижением критической температуры. Они подтвердили, что максимальное значение общей эффективности рекуперации тепла происходит в соответствии с температурой кипения, которая лежит между температурой уходящего тепла и температурой конденсации. Они также обнаружили, что максимальное значение полной рекуперации тепла повышает температуру уходящего тепла; однако она может быть уменьшена при использовании рабочей жидкости с меньшей критической температурой.

Авторы [59] провели исследование с целью изучения пригодности 11 различных органических рабочих жидкостей для системы ОЦР, используемой для извлечения низкопотенциального сбросного тепла от преобразования тепловой энергии океана (ОТЕС) системы. Они подсчитали эффективность системы ОЦР, основанной на предположении, что рабочая жидкость входит в турбину в состоянии насыщенного пара. И обнаружили, что три фактора жидкости, которые оказали существенное влияние на производительность системы ОЦР были: наклон Кривой насыщения, удельная теплоемкость и скрытая теплота парообразования. Они пришли к выводу, что жидкости с отрицательной кривой насыщенных паров в T-s диаграмме, обладали большей эффективностью преобразования энергии, чем жидкости с положительной кривой наклона.

Авторы [60] исследовали производительность низкотемпературных солнечных батарей и систему ОЦР с использованием трех различных зеотропных составляющих органической жидкости тетрафторэтана, R245fa, R152a. Они пришли к выводу, что из-за присущего скачка температур, связанного с зеотропной смесью тетрафторэтана во время фазового перехода, перед испарителем должен присутствовать подогреватель. Они обнаружили, что в отличие от чистых жидкостей, адиабатная зеотропная смесь тетрафторэтана показала низкий КПД цикла Ренкина. Их исследование также показало, что увеличение тепловой эффективности может быть достигнуто путем объединения подогревателя и испарителя.

Исследователи [61] сравнивали эффективность регенеративного ОЦР и простого ОЦР с помощью четырех различных органических жидкостей с положительной кривой наклона. Они обнаружили, что для всех рабочих жидкостей, регенеративный ОЦР оказывается более эффективный, чем простой ОЦР. Их анализ первого и второго закона также показал, что регенеративный ОЦР уменьшает необратимость системы. Он также уменьшает количество тепловой энергии, необходимой для производства той же мощности. Их результаты также подтвердили тот факт, что для жидкости с положительным углом наклона не нужен перегрев, поскольку, перегрев снижает тепловой КПД и увеличивает необратимость системы. Они также обнаружили, что чем выше температура кипения такой органической жидкости, тем выше тепловая эффективность ОЦР.

Авторы [62] сравнивали производительность цикла Брайтона и ОЦР с использованием толуола в качестве рабочей жидкости, где оба этих цикла использовались в качестве нижнего цикла для мало размерной (7,8 МВт) газовой турбины с температурой выхлопных газов 534 °C и большого (на 16,8 МВт) дизельного двигателя с температурой выхлопных газов 400 °C. Они обнаружили, что ОЦР всегда демонстрировал более высокую производительность, чем цикл Брайтона для температур выхлопных газов до

680 °C, в то время как цикл на воздухе доминируют при более высоких температурах. Однако, для когенерации электроэнергии и тепла, электрический КПД как цикла Брайтона, так и ОЦР довольно близко друг к другу.

Исследователи [63] изучали применение многокомпонентных рабочих тел для системы ОЦР, и пришли к выводу, что ОЦР представляет собой эффективное теплопередающее устройство, состоящее из многих энергетических полей, и что его производительность может быть улучшена при использовании многокомпонентной зеотропной смеси тетрафторэтана.

Автор [64] выполнил экспериментальное исследование и моделирование низкотемпературного органического цикла Ренкина для малой когенерации. После испытания всех органических жидкостей, он пришел к выводу, что R123 лучше адаптирован для горячего источника температуре между 100 и 200 °C. Он также пришел к выводу, что для маленьких мощностей лучше всего подходит спиральный расширитель из-за его устойчивой работы при двухфазном потоке.

Авторы [65] представили свои исследования по вопросам повышения преобразовании ИЗ эффективности при низкого (от геотермальных источников) и среднего (из концентрированной солнечной энергии) источников тепла с использованием системы ОЦР при подводе теплоты от двух источников с изобутаном в качестве рабочей жидкости. Результаты их моделирования показали, ЧТО такие системы обладают хорошими экономическими преимущества перед стоимостью возобновляемых источников энергии.

Авторами [66] разработана модель, проверенная на геотермальной электростанции Чена, Аляска, США с использованием IPSEpro инструментов моделирования. Они обнаружили, что изменение температуры в источнике геотермальной энергии, влияет на мощность электростанции, а также на состояние рабочей жидкости на входе в турбину и на выходе из конденсатора.

Они советуют, чтобы система ОЦР предусматривала высокую степень контроля температуры в целях предотвращения кавитации в насосе, а также снижение производительности электростанции.

В ОЦР выбор рабочей жидкости и рабочих условий напрямую влияет на эффективность работы системы. Авторы [92] исследовали рабочую жидкость для рекуперации тепла от двигателя внутреннего сгорания и обнаружили, что R11, R141b, R113 и R123 показали несколько лучшие термодинамические характеристики. Альтернативной рабочей жидкостью для ОЦР могут быть алканы, линейные силоксаны и ароматические соединения [93]. Зеотропные смеси являются перспективными рабочими жидкостями, потому что они могут хорошо сочетаться с источником отработанного тепла [94].

Авторы [95] обнаружили, что различные рабочие жидкости при определенных температурах испарения и конденсации проявляют очень близкую тепловую эффективность, хотя тепловые коэффициенты, незначительно увеличиваются при критической температуре рабочих жидкостей. Они также использовали общую эффективность рекуперации тепла и доступность тепла, чтобы оценить эффективность системы ОЦР вместо традиционных показателей тепловой эффективности.

Автор [96] рекомендовал R134A как лучшую рабочую жидкость для низкотемпературных солнечных систем ОЦР среди 20 исследованных рабочих жидкостей. Авторы [97] указали, что выбор рабочей жидкости зависит от характера источника тепла, уровня температуры и целевой функции. Исследователи [98] определили наилучшую рабочую жидкость среди 31 предварительно выбранных рабочих жидкостей с использованием уравнения состояния Бэкона.

Многие работы были сосредоточены на моделировании и оптимизации систем ОЦР. Моделирование и термодинамический анализ проводились для повышения теплового КПД ОЦР [99]. Экспериментальное и модельное исследование лабораторного блока ОЦР исследовано в работе [100].

Результаты моделирования и экспериментальные данные хорошо согласуются. Автор [101] оптимизировал параметры системы ОЦР через генетический алгоритм. Совокупная оптимизация рабочих параметров, конфигурация теплообменников и конденсаторов была проведена в работе [102]. Авторы [103] рассмотрели влияние ключевых параметров, включая температуру на входе в турбину, давление на входе в турбину и разницу температур на производительность системы.

В ОЦР с солнечной энергией теплоноситель циркулирует, а температура на выходе среды намного выше, чем температура окружающей среды [104]. В ОЦР с дымовыми газами в качестве источника отработанного тепла температура на выходе дымового газа должна быть выше точки росы, чтобы предотвратить коррозию [105].

Полезная мощность ОЦР является функцией от тепловой мощности и эффективности цикла. Исследователи [50] обнаружили, что для источника отработанного тепла, температура которого ниже температуры окружающей среды, добавление регенерации может улучшить термический КПД ОЦР, при уменьшении температуры утилизируемого тепла полезная мощность осталась той же самой. При фиксированной температуре конденсации, чем выше температура испарения, тем выше тепловой КПД. Однако высокая температура испарения может привести к резкому сокращению количества утилизируемого тепла, вызванного вскипанием рабочего тела. Хотя тепловой КПД высок, выходная мощность может быть низкой. Таким образом, только тепловой КПД не может отражать работу ОЦР, приводимого в действие этим типом отработанного тепла. Более целесообразно использовать термическую эффективность И количество тепла, которое было восстановлено одновременно, для оценки производительности системы.

Количество выделяемого тепла зависит от коэффициента теплопередачи между рабочей жидкостью и теплоносителем. Как только появляется точка вскипания между рабочей жидкостью и отработанным теплоносителем,

ограничивается. Авторы [106] количество восстанавливаемого тепла предложили использовать два контура, чтобы избежать точки вскипания, расположенной между термическим маслом и рабочей жидкостью. Авторы [107] исследовали влияние связанной разности температуры вскипания и испарения на производительность ОЦР. Авторы [108] температуры проанализировали эффективность ОЦР на основе положения точки вскипания, но В основном они сосредоточились на точке вскипания для сверхкритического ОЦР. В приведенных выше ссылках было указано, что точка вскипания между отработанным теплоносителем и рабочей жидкостью расположена в начальной точке испарения. Однако точка вскипания может возникать в зоне подогрева и даже быть низкотемпературной системе рекуперации тепла [109].



Рис. 1.9 – Т-S диаграмма для различных типов рабочих жидкостей

Согласно наклону кривой насыщения, в T-S диаграмме, органические рабочие жидкости можно разделить на три типа [110]: сухие, мокрые и изоэнтропические. На рис. 1.9 показана диаграмма T-S трех вышеуказанных

типов рабочей жидкости. Влажные жидкости могут образовывать капли на выходе из турбины [111], наличие капель повреждает лопасти турбины и уменьшает изоэнтропическую эффективность турбины. Минимальная степень сухости на выходе из турбины должна быть не меньше 85% [112]. Для того чтобы при расширении влажная рабочая жидкость обладала достаточной степенью сухости она должна быть перегрета на входе в турбину. Авторы. [61] обнаружили, что, перегрев сухих рабочих жидкостей не увеличивает тепловой КПД цикла, а увеличивает необратимость. Кроме того, из-за уменьшения коэффициента теплопередачи в паровой фазе перегрев приводит к значительно большей площади теплообменника, и стоимость перегрева значительно возрастает [112]. Поэтому, в этом диссертации исследуются системы ОЦР с использованием сухой или изоэнтропической рабочей жидкости без перегрева.

Для системы ОЦР без перегрева температура испарения должна быть критической меньше температуры рабочей жидкости. Критическая температура ограничивает область применения рабочей жидкости. Использование в ОЦР с рабочих жидкостей с низкими критическими температурами приводит к сверхкритическому циклу Ренкина [61], в котором процесс конденсации может вызвать эксплуатационные проблемы [25]. Поэтому критическая температура рабочей жидкости не должна быть ниже 50 С. Поскольку температура конденсации определяется температурой окружающей среды, температура конденсации принимается равной 40 ° С (температура охлаждающей воды с учетом недогрева). Чтобы избежать образования вакуума во время конденсации, давление насыщенного пара рабочей жидкости при 40 ° С должно быть выше атмосферного. Для рабочих жидкостей с критической температурой выше 200 ° С давление насыщенных паров при 40 ° С обычно меньше атмосферного. Такие рабочие жидкости в этой диссертации не рассматриваются. Многие рабочие жидкости обладают эффективностью, одинаковой тепловой хотя незначительно она

увеличиваются с повышением критической температурой рабочих жидкостей [100]. Необходимо также учитывать фактор безопасности. В работе используется неагрессивная, негорючая и нетоксичная рабочая жидкость [25].

Турбины для системы ОЦР могут быть радиальными или осевыми в зависимости от размера установки, массового расхода и отношения давлений. Осевые турбины являются более предпочтительными для большого массового расхода и низкой разности давлений, в то время как радиальные турбины подходят для низкого массового расхода и высокой разности давлений. Однако турбины не подходят для небольших систем ОЦР (менее 150 кВт) в основном из-за высокой скорости вращения и высокой стоимости [117, 118]. Как правило, восстановление низко потенциального тепла с использованием [119-122], ОЦР 1 - 150кВт имеет выходную мощность поэтому объемные предпочтительными являются расширители, основные производители которых представлены в таблице 2.6.

Объемные расширители характеризуются меньшими расходами, более высокими коэффициентами давления и значительно меньшими скоростями вращения по сравнению с расширителями скоростного типа. Они могут работать с двухфазной рабочей жидкостью, которая может появляется в конце процесса расширения в докритическом органическом цикле Ренкина. В объемных расширителях падение давления вызвано увеличением площади камеры расширения вдоль длины потока. Соотношение между камерами расширения в начале и в конце процесса называется встроенное соотношение объема расширителя. Фиксированное встроенное соотношение объема расширителя вызывает увеличение и уменьшение потерь. Изоэнтропическая эффективность расширителя будет ухудшаться, если удельное объемное отношение расширения в цикле меньше, чем объемное соотношение расширителя. Встроенное соотношение объема расширителя в цикле меньше, чем объемное соотношение исполение расширения в цикле меньше, чем объемное соотношение расширителя. Встроенное соотношение объема расширителей находится в диапазоне 2-6. За последние десять лет были проведены всесторонние исследования для оценки эффективности объемного расширителя для

небольших установок по утилизации сбросной теплоты. Большинство объемных расширителей, которые были изучены и исследованы в этих исследованиях, были с модифицированной формой компрессора, которые были реструктурированы для работы в обратном направлении в качестве расширителя.

Рынок объемных расширителей еще не созрел, и доступно лишь несколько коммерческих объемных расширителей, в основном спиральные и винтовые [123,124]. Существует ряд факторов, которые влияют на выбор расширителя для рекуперации низко потенциального сбросного тепла такие как, эффективность, скорость вращения, вид смазки, потери на утечки, потери на трение, диапазон номинальной мощности, производительность, сложность, надежность, стоимость и доступность. Важным является сравнительная оценка выбора и ранжирования объемных расширителей на основе их общей производительности, стоимости, технических ограничений и коммерческой составляющей, на основе экспериментальных данных из доступных публикаций. Эта работа дает представление о выборе подходящего объемного расширителя для утилизации низко потенциального сбросного тепла, основанное на их характеристиках и экономике.

Сравнение расширителей по трем показателям: экономические (стоимость, надежность), коммерческие (диапазон мощностей, уровень развития, сложность) и технические (потери на утечки, потери на трение, условия работы, шум и вибрация) производились в исследовании [125].

Сравнительная оценка показывает, что спиральные и винтовые расширители являются наиболее эффективными вариантами и имеют оценки 70,4 и 73,6 по сто бальной шкале [125]. Они могут выдерживать двухфазное расширение и иметь более низкие потери на утечку и потери на трение по сравнению с лопастным расширителем. Хотя поршневые расширители имеют высокий коэффициент расширения и могут работать при высокой температуре и давлении, что делает их идеальными для применения в цикле  $CO_2$ . Но их

неспособность выдерживать жидкие фазы, точные требования к времени для всасывания и нагнетания и соответствующие механизмы клапанов исключают их применение для низко потенциальной утилизации тепла. Поршневые расширители имеют оценку 59,2 по сто бальной шкале [125]. Лопастной расширитель имеет более высокие потери на утечку и трение, чем остальные объемные расширители, что делает их менее привлекательными среди других доступных объемных расширителей и имеет самый низкий показатель 47,2 по сто бальной шкале [126]. Конструкция лопастных и поршневых расширителей еще не зрелая, и имеется достаточно места в области оптимизации дизайна и утечки и уменьшения потерь на трение. Винтовой и спиральный расширитель являются зрелыми технологиями по сравнению с остальными объемными расширителями и показывают хорошие характеристики для утилизации.

Винтовой и спиральный расширители являются единственными объемными расширителями, которые имеются в продаже и используются в системах ОЦР. Тем не менее, винтовые расширители не подходят для производства электроэнергии менее 25 кВт, так как стоимость винтового расширителя будет очень высокой из-за чувствительности конструкции и изготовления винта [158].

#### 1.5 Примеры внедрения ОЦР для утилизации тепла

Помимо исследований, представленных выше, в реальной жизни также существуют коммерческие рабочие установки ОЦР, предназначенные для утилизации тепла или геотермальной энергетики.

Исследователи [67] и [68] представили доклад о "ORMAT® Energy Converter (OEC)", где вырабатывается электрическая энергия с использованием технологии ОЦР, преобразовывая выбросы тепловой энергии пара от газовых турбин, использующих для работы сжатый природный газ, на станции Нептун по переработке природного газа в городе Центервиль, США. Надстройка, которая использует n-пентан в качестве рабочей жидкости, была
построена в 2004 году и была признана первой в своем роде в США. Мощность такой установки 4,5 МВт. Даная надстройка была построена чтобы завод был автономным, для того чтобы перебои в поставке электроэнергии энергии, которая является единственным источником питания для газового блока обработки, не влияли на газоперерабатывающий завод. Кроме того, она стала новым источником дохода для компании, поскольку излишки произведенной электроэнергии продается на местной энергетической компании.

Автор [69] представил доклад о трех "Recovered Energy Generation" (REG) на электростанции, каждый мощностью 5 МВт разработанные ORMAT на "Alliance Pipeline", управляемые независимым производителем электроэнергии в Западной Канаде, для преобразования выбросов теплоты от существующей газовой турбины в электричество.

Как и канадская компания, есть и другие компании, которые заключили соглашение с ORMAT. В 2006 году дочерняя компания ORMAT заключила 20летнее соглашение о покупке электроэнергии с "Puget Sound Energy" на поставку электроэнергии из REG системы, расположенная недалеко от компрессорной станции "Sumas Northwest Pipeline" [69].

Помимо утилизации тепла от объектов переработки газа, есть и другие ORMAT OEC где доказал, ЧТО является коммерчески процессы, осуществимым и экономически целесообразным. Например, [70] представил доклад о применении ОЕС для преобразования низкотемпературных отходов "Heidelberg Cement" тепла от охладителей воздуха на завода В электроэнергию, который находится в Ленгфурте, Германия. В ORMAT сообщили о встрече не только с "Heidelberg Cement" о особенностях проектирования, но и справились с автоматическими и плавными широкими колебаниями температуры источника тепла и потока [70].

Кроме того, эта технология также была реализована на утилизации тепла от корабельных выхлопов. Например, "Siemens" и "United Arab Shipping Company" заключили соглашение по предоставлению системы регенерации

утилизированного тепла для своего судна [71]. Система утилизации тепла будет использовать технологию цикла Ренкина для преобразовывая отходов тепла от выхлопной трубы корабля в электроэнергию. Подобно система с более высокой эффективностью утилизации может быть достигнута с помощью системы ОЦР.

Технология ОЦР является зрелой в мире производства электроэнергии из геотермальных источников тепла. Автор [72] представил доклад об ОЦР производительностью 200 кВт. на геотермальной электростанции Чена, Аляскf, США, разработанная "United Technologies Corporation". Установка использует R134a в качестве рабочего тела с источником тепла от низкой геотермальной температуры 73 °С. По данным производительности за 3000 ч работы указано, что установка произвела 578,550 квт*ч электроэнергии при коэффициенте использовании 0.95. Это вытесняет 44,5 американских галлонов дизельного топлива, которые нужно было сжечь для производства этого количества энергии без ОЦР.

Есть также некоторые запатентованные работы по использованию системы ОЦР для выработки электроэнергии из отходов тепла. Исследователь [73] запатентовал работы по использованию систем ОЦР для производства электроэнергии с низкой температурой выхлопных газов с использованием хладагента смеси в качестве рабочей жидкости. Автор [74] также имеет патент на использование ОЦР для энергетики в целях повышения энергетической эффективности процесса.

Другие применения, некоторые из которых все еще находятся в экспериментальной фазе, которые используют технологий ОЦР для производства электроэнергии из низкотемпературных источников тепла, включают в себя: экспериментальный завод 100 кВт, известный как "Granex", который был разработан группой исследователей из Университета Ньюкасла, Австралийского приоритетного научно-исследовательского центра для энергии и мощности [75]. Также "Ener-G-Rotors" была разработана 5 кВт

экспериментальная установка для преобразования низко потенциальной тепловой энергии в электрическую [76].

Все установки ОЦР, разработанных для продажи ORMAT и о которых говорилось выше используют двухступенчатую передачу, в которой теплота от источника используется ОЦР не на прямую, при первом прохождении эта теплота передается термальному маслу или воде, которая затем используется для подогрева и испарения рабочей жидкости. Это повышает не только стоимость системы, но и необратимость. В целях устранения этого, "General Electric" в настоящее время разрабатывает варианты изменения системы, чтобы использовать прямое испарение [77], в которой как они предполагают можно снизить затраты на 20%. Также были предположены другие способы повышения эффективности ОЦР. Например, [78] показали, что стоимость ОЦР может быть значительно снижено путем адаптации своего оборудования с оборудованием кондиционирования воздуха. Этот подход в настоящее время используется в "United Technologies Corporation" в тесном сотрудничестве с "Carrier Corporation", под торговой маркой "PureCycleTM200" [79]. примененна Технология была успешно многих коммерческих BO электростанциях с ОЦР в США. Другой подход заключается в том, чтобы использовать двойной источник тепла (при различных температурах) для использования в одном цикле ОЦР. Этот подход обладает большими экономических преимуществами, чем системы ОЦР от одного источника тепла [80]

#### 1.6 Выводы по главе и постановка задачи исследования

Приведен обзор существующих способов утилизации низко потенциального тепла. Проведенный анализ позволил выделить технологию органического цикла Ренкина благодаря ее эффективности, универсальности, проработанности, зрелости. Из всех исследований систем ОЦР для выработки электроэнергии, рассмотренных в настоящей диссертации, можно отметить, что основной принцип работы системы ОЦР тот же. Единственное различие-

это источник тепла, конфигурация, вид рабочего тела, тип турбины, используемой в системе.

Анализ вариантов включения технологии ОЦР на объекты промышленности и энергетики Красноярского края показал, что:

1. Основные источники низкопотенциальной энергии – это уходящие газы преимущественно от трех источников: технологические промышленные установки, котельные, тепловые электрические станции.

2. Способы включения утилизационного цикла в схему утилизации отличаются температурой, до которой можно охладить газы. Помимо традиционной утилизации теплоты уходящих газов до температуры выше точки росы, существует глубокая утилизация, при которой происходит конденсация водяных паров содержащихся в газах.

3. Способы включения установок ОЦР в схему утилизации отличаются наличием теплообменника (регенератора). Так как в процессе расширения рабочее тело находится в состоянии перегретого пара, в схему установки включают теплообменник для передачи этой теплоты жидкой фазе. Данный способ включения называется регенеративным ОЦР

4. Для утилизации теплоты уходящих газов возможно четыре варианта осуществления утилизации:

- глубокая утилизация с ОЦР без регенерации,

- глубокая утилизация с регенеративным ОЦР,

- утилизация с ОЦР без регенерации,

- утилизация с регенеративным ОЦР.

5. Для котельных и тепловых электрических станций помимо утилизации тепла уходящих газов возможно преобразования низкопотеницальной теплофикационной энергии сетевой воды или пара теплофикационного отбора.

На основе проведенного обзора отечественных и зарубежных источников отмечено, что степень влияния параметров источника теплоты,

конфигурация и состав элементов установок ОЦР, а также режимов работы изучена недостаточно, поэтому разработка их рациональных конструкций и промышленное внедрение встречает значительные трудности

В диссертационной работе необходимо решить следующие задачи:

1. Провести анализ развития технологий использования низкопотенциальной энергии промышленных и энергетических объектов;

2. Разработать методику оценки энергетической эффективности утилизации с учетом особенностей технологии ОЦР;

3. Провести моделирование термодинамических процессов утилизации теплоты уходящих газов на теплотехнологических объектах.

4. Провести экспериментальное исследование термодинамических процессов в опытно-промышленной установке ОЦР на 4 кВт.

5. Разработать рекомендации по совершенствованию конструкции установок ОЦР, обеспечивающие надежность и безопасность протекающих термодинамических процессов.

# ГЛАВА 2 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ И ОСОБЕННОСТИ УСТАНОВОК ОРГАНИЧЕСКОГО ЦИКЛА РЕНКИНА

Производство установок, работающих на основании ОЦР начинается с 1980х годов. Наиболее значимые производители и типы их установок представлены в таблице 2.1.

Производит	Область	Температу	Мощн	Рабочее	Тип
ель	внедрения	pa	ость,	тело	расширителя
		источника	кВт		
		тепла			
ORMAT,	Геотермальная,	150-300	200–	Н-пентан и	двухступенчат
США	Утилизация,		70,000	другие	ая осевая
	Солнечная				турбина
Turboden,	Биогазовая	100–300	200–	OMTS,	Двухступенчат
Italy	ТЭЦ,		2000	Solkatherm	ая осевая
	Утилизация,				турбина
	Геотермальная				
Adoratec/Ma	Биогазовая	300	315-	OMTS	
xxtec,	ТЭЦ		1600		
Germany					
Opcon,	Утилизация	<120	350-	Аммоний	Турбина
Sweden			800		Lysholm
GMK,	Биогазовая	120–350	150-		Много
Germany	ТЭЦ,		5000		ступенчатая
	Утилизация,				осевая турбина
	Геотермальная				
Bosch KWK,	Утилизация	120–150	65–	R245fa	
Germany			325		

Таблица 2.1 – Основные производители установок ОЦР

Производи	Область	Температур	Мощно	Рабочее	Тип
тель	внедрения	а источника	сть,	тело	расширителя
		тепла	кВт		
Turboden	Утилизация,	91–149	280	R245fa	Радиальная
PureCycle,	Геотермальная				турбина
US					
GE	Утилизация	>121	125	R245fa	Одноступенчат
CleanCycle					ая радиальная
					турбина
Cryostar,	Утилизация,	100-400	n/a	R245fa,	Радиальная
France	Геотермальная			R134a	турбина
Tri-o-gen,	Утилизация	>350	160	Толуол	Радиальная
Netherlands					турбина
Electrather	Утилизация,	>93	50	R245fa	Спиральный
m, US	Солнечная				рсширитель

Окончание таблицы 2.1 - Основные производители установок ОЦР

Как видно из таблицы 2.1 для разных источников тепла и мощностей различаются используемые типы расширителей и рабочих сред. Данный вопрос наряду с математической моделью представляет наибольшую ценность для проектирования установок, работающих по принципу органического цикла Ренкина.

#### 2.1 Термодинамические процессы из которых состоит ОЦР

ОЦР обычно состоит из четырех основных процессов, представленных на рисунке 2.1.

• Процесс 2-4: Изобарный подвод тепла к рабочей жидкости, находящейся в теплообменнике. Этот процесс делится на две зоны, подогрев до температуры насыщения (2 - 3) и испарение (3 - 4).

- Процесс 4-5: Изоэнтропный процесс расширения без изменения теплоты, потерь на трение и утечки.
- Процесс 5-1: Изобарный процесс отвода теплоты от рабочей жидкости. Этот процесс делится на две зоны, охлаждение пара до температуры насыщения (5-6) и конденсация (6-7).
- Процесс 1-2: Изоэнтропный процесс сжатия без изменения теплоты, потерь на трение и утечки

В реальной системе ОЦР присутствует необратимость которая снижаетКПД цикла по теореме Клаузиса. Необратимость происходит в процессах:

- Расширение: в реальной системе ОЦР процесс расширения • никогда не изоэнтропный, только часть энергии выделяемой при уменьшении давления превращается в полезную, остальная часть теряется в виде тепла в системе. Также потери на трение и утечки приводят уменьшению эффективности турбины. К определяется Эффективность турбины путем сравнения реального теплоперепада с теплоперепадом при изоэнтропийном расширении.
- **Теплообмен:** Теплообмен при испарении и конденсации никогда не идут как в идеальном цикле при постоянном давлении. Потери давления в теплообменниках приводит к увеличению мощности насоса и уменьшению полезной мощности реального ОЦР
- Сжатие в насосе: Электромеханические потери и внутренние утечки приводят к необратимости, которая преобразует часть полезной работы в тепло уменьшая эффективность реального ОЦР



Рис. 2.1 – Т-S диаграмма для реального цикла ОЦР

Для разработки реальной модели ОЦР учитываются все эти потери. В этой работе все потери учтены в КПД каждого элемента.

## 2.2 Математическая модель элементов ОЦР

ОЦР обычно состоит из следующих элементов:

- Испаритель
- Конденсатор
- Регенеративный теплообменник
- Турбина/расширитель
- Hacoc
- Генератор
- Параметр состояния рабочего тела

### 2.2.1 Испаритель

Функцией испарителя является подогрев и испарение органической рабочей жидкости (wf) используя низко потенциальную тепловую энергию (wh). Он передает теплоту от горячей жидкости (wh) более холодной жидкости (wf) через поверхность.



Рис. 2.2 – Испаритель

Математическая модель испарителя представляет собой следующие уравнения:

• Уравнения массового баланса

$$\dot{m}_{wf_{in}} = \dot{m}_{wf_{out}}$$
$$\dot{m}_{wh_{in}} = \dot{m}_{wh_{out}}$$

• Уравнения потери давления

$$P_{wf_in} - \Delta P_{wfs} = P_{wf_out}$$
$$P_{wh_in} - \Delta P_{whs} = P_{wh_out}$$

• Уравнения энергетического баланса

$$\dot{m}_{wf_in} \cdot (h_{wf_in} - h_{wf_out}) + Q_{eva} = 0$$
$$\dot{m}_{wh_in} \cdot (h_{wh_in} - h_{wh_out}) - Q_{eva} = 0$$

• Задаваемые параметры

 $\Delta P_{wfs}$  – потеря давления рабочего тела в теплообменнике, Па;  $\Delta P_{whs}$  – потеря давления греющей среды в теплообменнике, Па;  $\dot{m}_{wh_in}$  – расход греющей среды,  $\frac{\kappa r}{c}$ ;

 $h_{wh_in}$  — энтальпия греющей среды на входе,  $\frac{\kappa \#}{\kappa r}$ ;  $h_{wh_out}$  — энтальпия греющей среды на выходе,  $\frac{\kappa \#}{\kappa r}$ ;



•

 $Q_{eva}$ - тепловая мощность теплообменника, кВт;  $\dot{m}_{wf_in}$  - расход рабочего тела,  $\frac{\kappa r}{c}$ ;





Рис. 2.3 – Конденсатор

• Уравнения массового баланса

$$\dot{m}_{wf_in} = \dot{m}_{wf_out}$$
$$\dot{m}_{cf_in} = \dot{m}_{cf_out}$$

Уравнения потери давления

$$P_{wf_in} - \Delta P_{wfs} = P_{wf_out}$$
$$P_{cf_in} - \Delta P_{whs} = P_{cf_out}$$

• Уравнения энергетического баланса

$$\dot{m}_{wf_in} \cdot \left( h_{wf_in} - h_{wf_out} \right) - Q_{kond} = 0$$

$$\dot{m}_{cf_in} \cdot \left( h_{cf_in} - h_{cf_out} \right) + Q_{kond} = 0$$

• Задаваемые параметры

 $\dot{m}_{wf_in}$  – расход рабочего тела,  $\frac{\kappa r}{c}$ ;

 $\Delta P_{wfs}$  – потеря давления рабочего тела в теплообменнике, Па;  $\Delta P_{cfs}$  – потеря давления охлаждающей жидкости в теплообменнике, Па;

$$h_{cf_in}$$
 – энтальпия охлаждающей жидкости на входе,  $\frac{\kappa \not \# \#}{\kappa r}$ ;  
 $h_{cf_out}$  – энтальпия охлаждающей жидкости на выходе,  $\frac{\kappa \not \# \#}{\kappa r}$ ;  
 $h_{wf_in}$  – энтальпия рабочего тела на входе,  $\frac{\kappa \not \# \#}{\kappa r}$ ;  
 $h_{wf_out}$  – энтальпия рабочего тела на выходе,  $\frac{\kappa \not \# \#}{\kappa r}$ .

• Моделируемые параметры

*Q_{kond}*- тепловая мощность теплообменника, кВт;

 $\dot{m}_{cf_in}$  – расход охлаждающей жидкости,  $\frac{\kappa \Gamma}{c}$ .

2.2.3 Регенеративный теплообменник



Рис. 2.4 – Регенеративный теплообменник

• Уравнения массового баланса

$$\dot{m}_{wf_in} = \dot{m}_{wf_out}$$
  
 $\dot{m}_{wf_in} = \dot{m}_{wf_out}$ 

• Уравнения потери давления

$$P_{wf_in} - \Delta P_{wfs} = P_{wf_out}$$
$$P_{wf_in} - \Delta P_{whs} = P_{wf_out}$$

• Уравнения энергетического баланса

$$\dot{m}_{wf_in} \cdot (h_{wf_in} - h_{wf_out}) - Q_{rek} = 0$$
$$\dot{m}_{cf_in} \cdot (h_{wf_in} - h_{wf_out}) + Q_{rek} = 0$$

• Задаваемые параметры

 $\Delta P_{wfs}$  – потеря давления рабочего тела в теплообменнике, Па;  $\Delta P_{wfs}$  – потеря давления рабочего тела в теплообменнике, Па;  $\dot{m}_{wf_in}$  – расход рабочего тела,  $\frac{\kappa r}{c}$ ;

 $h_{wf_in}$  – энтальпия греющего рабочего тела на входе,  $\frac{\kappa \Delta \pi}{\kappa r}$ ;  $h_{wf_out}$  – энтальпия греющего рабочего тела на выходе,  $\frac{\kappa \Delta \pi}{\kappa r}$ ;  $h_{wf_in}$  – энтальпия нагреваемого рабочего тела на входе,  $\frac{\kappa \Delta \pi}{\kappa r}$ ;

• Моделируемые параметры

*Q_{rek}*- тепловая мощность теплообменника, кВт;

 $h_{wf_out}$  – энтальпия нагреваемого рабочего тела на выходе,  $\frac{\kappa \Delta \pi}{\kappa r}$ .

### 2.2.4 Турбина/Расширитель

 $\dot{m}_{wf_in}$ 



Рис. 2.5 – Турбина/Расширитель

Существует четыре варианта моделирование процессов в турбине:

- Моделирование задавая механическую эффективность и изоэнтропийную эффективность проточной части;
- Моделирование зная зависимость изоэнтропийной эффективности от расхода рабочего тела;
- Моделирование зная зависимость изоэнтропийной
   эффективности от разницы давлений
- Моделирование зная зависимость изоэнтропийной эффективности от скорости вращения

Из существующих четырех способов самым простым является первый, три остальных способа требуют характеристики, полученные на конкретном расширителе и служат для оценки эффективности при частичных нагрузках. Для моделирование термодинамических процессов в расширителе был принят первый способ, ввиду своей простоты и наличия данных других исследователей.

• Уравнения массового баланса

$$\dot{m}_{wf_in} = \dot{m}_{wf_out}$$

• Уравнения энергетического баланса

$$h_{wf_out} = (h_{wf_in} - \Delta h_s \eta_{oi})$$
$$(h_{wf_in} - h_{wf_out}) \cdot \dot{m}_{wf_in} \cdot \eta_{M} = N_{M}$$

• Задаваемые параметры

 $\eta_{\rm M}$  – механический КПД;

 $\eta_{oi}$  –внутренний относительный КПД расширителя;

 $\Delta h_s$  – располагаемый теплоперепад,  $\frac{\kappa \Delta \pi}{\kappa r}$ ;

 $h_{wf_in}$  —энтальпия рабочего тела на входе в турбины (на выходе из испарителя),  $\frac{\kappa Д \pi}{\kappa r}$ .

• Моделируемые параметры

*N*_м- механическая мощность расширителя, кВт.





Рис. 2.6 – Насос

• Уравнения массового баланса

$$\dot{m}_{wf_{in}} = \dot{m}_{wf_{out}}$$

• Уравнения энергетического баланса

$$h_{wf_out} = h_{wf_{in}} - \frac{\Delta h_s}{\eta_{\rm H}}$$
$$(h_{wf_{in}} - h_{wf_{out}}) \cdot \dot{m}_{wf_{in}} / \eta_{\rm H} = N_{\rm H}$$

• Задаваемые параметры

•

 $\eta_{\rm H}$  – КПД насоса;  $\Delta h_s$  –располагаемый теплоперепад,  $\frac{\kappa \Lambda m}{\kappa r}$ ;  $\Delta h_s$  – располагаемый теплоперепад  $h_{wf_in}$  –энтальпия рабочего тела на входе,  $\frac{\kappa \Lambda m}{\kappa r}$ . Моделируемые параметры  $h_{wf_out}$  –энтальпия рабочего тела на выходе,  $\frac{\kappa \Lambda m}{\kappa r}$ .

*N*_н- Мощность насоса, кВт.





Рис. 2.7 – Генератор

• Уравнения энергетического баланса

 $N_{\rm M}\cdot\eta_{\rm M}\cdot\eta_{\rm \Gamma}=N_{\rm P}$ 

• Задаваемые параметры

*η*_г –электрический КПД генератора;

 $\eta_{\rm M}$ -механический КПД.

• Моделируемые параметры

 $N_{9}$ – электрическая мощность, кВт.

## 2.2.7. Параметр состояния рабочего тела

В моделировании цикла важно знать состояние рабочего тела. С помощью него можно контролировать эрозию лопаток турбины и кавитацию в насосе



Рис. 2.8 – Параметр состояния тела

• Уравнения массового баланса

$$\dot{m}_{wf_in} = \dot{m}_{wf_out}$$

• Уравнения баланса давления

$$P_{wf_in} = P_{wf_out}$$

• Уравнения энергетического баланса

$$h_{wf_in} = h_{wf_out}$$
$$x = \frac{h_{wf_in} - h}{h`` - h`}$$

• Моделируемые параметры

*х*– степень сухости

Зная степень сухости можно отпределить состояние рабочего тела:

• x<0 рабочее тело находится в состоянии жидкости

- x=0 рабочее тело находится в состоянии кипящей жидкости (начало процесса испарения)
- 0<х <1 рабочее тело находится в состоянии влажного насыщенного пара (h`)
- x=1 рабочее тело находится в состоянии сухого насыщенного пара (h``
- x>1 рабочее тело находится в состоянии перегретого пара

#### 2.2.8 Энергетическая оценки эффективности

Количественна оценка эффективности цикла носит название коэффициента полезного действия. Существуют два основных способа расчета коэффициента полезного действия цикла:

• Энергетический

$$\eta_{th} = \frac{N_{out}}{Q_{in}} = \frac{N_{\mathfrak{I}} - N_{\mathfrak{H}}}{Q_{eva}} \tag{2.1}$$

#### 2.3 Выбор рабочей жидкости для ОЦР

#### 2.3.1 Математическая модель

Температура испарения (насыщения) рабочего тела находится между температурой источника тепла и температурой окружающей среды и влияет на количество утилизируемой теплоты. Значение температуры испарения влияет на тип утилизации. При значении температуры испарения ниже предельной происходит полное поглощение теплоты источника. На рисунке 2.10 показаны Т-Н диаграммы положения кривой насыщения для двух типов утилизации.

При значении температуры насыщения выше предельной происходит не полное поглощение теплоты источника, и температура выхода источника теплоты становится выше.



Рис. 2.9 – Схемы расположения кривой насыщения при различных видах утилизации: а - полная утилизация; б – не полная утилизация;в – полная глубокая утилизация; г – не полная глубокая утилизация

Положение точки начала кипения определяется относительным положением линии рабочей жидкости И ЛИНИИ источника теплоты (теплоносителя). На положение и форму линии источника теплоты влияют температура на входе и выходе, и теплоемкость источника теплоты. Температура рабочей жидкости на входе, температура испарения и отношение удельный теплоты подогрева к скрытой теплоте парообразования влияют на форму линии рабочей жидкости. Тепловая мощность источника теплоты не оказывает влияния на положение точки начала кипения, в то время как на это

положение влияет сумма других факторов. Влияние этих факторов включено в математическую модель, описанную ниже.

Если температура насыщения находится выше предельной, то без учета повышения температуры рабочей жидкости после сжатия в насосе, температура греющей среды на выходе выше, чем сумма температуры на входе рабочей жидкости и недогрева:

$$t_{\text{MBMX}} > t_{\text{PBX}} + \theta \tag{2.2}$$

Как показано на рис. 2.9, теплота, поглощаемая рабочей жидкостью для испарения из состояния насыщенной жидкости до сухого насыщенного пара, равна теплоте, отдаваемой греющей средой, от температуры на входе до температуры насыщения. Таким образом, отношение расхода греющей среды к расходу рабочего тела вычисляется по формуле:

$$\dot{\mathbf{M}} = \frac{c_p \cdot (t_{\mathrm{MBX}} - (t_s + \theta))}{r}.$$
(2.3)

где  $\dot{M}$  – отношение расхода греющей среды к расходу рабочего тела, кг/кг;  $c_p$  – теплоемкость греющей среды, кДж/(кг * К);  $t_{\rm MBX}$  – температура греющей среды (источника) на входе,°С;  $t_s$  – температура насыщения рабочего тела,°С;  $\theta$  – недогрев между рабочими телами 8-12,°С; г– скрытая теплота парообразования рабочего тела, кДж/кг.

Теплота, необходимая для предварительного нагрева рабочей жидкости до температуры испарения, равна произведению отношения расходов ( $\dot{M}$ ) и удельной теплоты нагрева до температуры насыщения ( $\Delta h$ ):

$$q_1 = \frac{c_p \cdot \Delta h \cdot (t_{\text{MBX}} - (t_s + \theta))}{r}.$$
(2.4)

где q₁ – теплота нагрева рабочей жидкости до насыщения, кДж/кг;

*∆h*-удельная теплота нагрева рабочей жидкости до насыщения,

кДж/кг.

Поскольку минимальная температура греющей среды на выходе является суммой температуры на входе рабочего тела и недогрева  $(t_{PBX} + \theta)$ , максимальная теплота, поглощаемая от греющей среды при нагреве рабочего тела до температуры испарения, определяется как:

$$q_2 = c_p \cdot \left( (t_s + \theta) - (t_{\text{PBX}} + \theta) \right). \tag{2.5}$$

где  $q_2$  – теплота отдаваемая греющей средой для нагрева,

рабочего тела до температуры насыщения, кДж/кг;

 $t_{\rm PBX}$  — температура рабочего тела на входе, °С;

Из первого неравенства (2.2) и рис. 2.9 (б) видно, что теплота, необходимая для нагрева рабочей жидкости до температуры испарения, меньше располагаемой теплоты источника. Таким образом видно неравенство:

$$q_1 < q_2. \tag{2.6}$$

Объединив неравенство 2.6 с уравнениями 2.4 и 2.5 получено следующее выражение:

$$\frac{\Delta h \cdot (t_{\text{MBX}} - (t_s + \theta))}{r} - (t_s - t_{\text{PBX}}) < 0.$$
(2.7)

Количество восстанавливаемой (утилизируемой теплоты) равно произведению отношения расходов на сумму удельной теплоты подогрева до температуры насыщения и скрытой теплоты парообразования. Количество поглощаемой теплоты и электрическая мощность определяются формулами:

$$q_{\rm yT} = \dot{\rm M} \cdot (\Delta h + r) = \frac{C_p \cdot (\Delta h + r) \cdot (t_{\rm MBX} - (t_s + \theta))}{r}; \qquad (2.8)$$

$$\frac{P}{D} = q_{\rm yT} \cdot \eta_t. \tag{2.9}$$

где q_{ут} – удельное количество восстанавливаемой теплоты при утилизации, кДж/кг;

#### Р-Мощность, кВт;

D – Расход рабочего тела, кг/с;

 $\eta_t$ - термический КПД цикла Ренкина.

Скрытая теплота парообразования (r) и удельная теплота подогрева до температуры насыщения ( $\Delta h$ ) находятся с помощью программы SmoWeb. Данная программа является калькулятором термодинамических параметров рабочих тел, работающим на базе данных Coolproop. Скрытая теплота парообразования считается как разница энтальпий при постоянном давлении с изменением степени сухости от 0 до 1. Удельная теплота подогрева считается как разница энтальпии после насоса.

Аналогичным образом, если уменьшить температуру насыщения ниже предельной, располагаемая теплота источника полностью поглощается, а температура греющей среды на выходе достигает минимального значения  $(t_{\text{ИВЫХ}} = t_{\text{PBX}} + \theta)$ . Как видно на рис. 2.9 (а) удельный расход рабочего тела равен отношению количества выделяемой теплоты (полностью восстановленной в этом случае) к сумме скрытой теплоты парообразования и удельной теплоты подогрева. В этом случае отношение расхода греющей среды к расходу рабочей жидкости рассчитывается следующим образом:

$$\dot{\mathsf{M}} = \frac{c_p \cdot (t_{\mathsf{MBX}} - (t_{\mathsf{PBX}} + \theta))}{\Delta h + r}.$$
(2.10)

Теплота, необходимая для предварительного нагрева рабочей жидкости до температуры испарения, определяется как:

$$q_1 = \frac{C_p \cdot \Delta h \cdot (t_{\text{MBX}} - (t_{\text{PBX}} + \theta))}{\Delta h + r}.$$
(2.11)

На основании рис. 2.9 (а) теплота выделяемая источником в интервале температур  $(t_s + \theta)$  и  $(t_{PBX} + \theta)$  равна:

$$q_2 = c_p \cdot \left( (t_s + \theta) - (t_{\text{PBX}} + \theta) \right)$$
(2.12)

Как показано на рис. 2.9 (а), теплота, необходимая для предварительного нагрева рабочей жидкости до температуры испарения  $(q_1)$ , больше, чем располагаемая теплота греющей среды  $(q_2)$ , в интервале температур  $(t_{исп} + \theta)$  и  $(t_{PBX} + \theta)$ . Объединив выражения 2.11 и 2.12, с данным утверждением получим:

$$\frac{\Delta h \cdot C_p \cdot \left( t_{\text{MBX}} - (t_s + \theta) \right) - r \cdot C_p \cdot (t_s - t_{\text{PBX}})}{(\Delta h + r)} > 0.$$
(2.13)

В этом случае удельная поглощаемая теплота достигает максимум, который можно вычислить:

$$q = c_p \cdot \left( t_{\text{MBX}} - (t_{\text{PBX}} + \theta) \right). \tag{2.15}$$

Видно, что в неравенствах 2.8 и 2.14 для теплоты отсутствует коэффициент теплопередачи, это значит, что он не оказывает влияния на положение точки начала кипения. Температура на входе источника теплоты, температура испарения, недогрев и отношение скрытой теплоты парообразования к удельной теплоте подогрева определяют положение точки насыщения. Поскольку знак алгебраического выражения в левой части неравенства 2.13 указывает положение вскипания, алгебраическое выражение данного утверждения записывается через определитель (ОПР), упрощенный вид которого записывается как:

$$O\Pi P = \frac{\frac{\Delta h \cdot C_p \cdot \left(t_{\text{MBX}} - \left(t_{\text{исп}} + \Delta\right)\right)}{r} - C_p \cdot \left(t_{\text{исп}} - t_{\text{PBX}}\right)}{\Delta h + r}$$
(2.16)

Аналогично происходит и при глубокой утилизации (рис. 2.9 в,г), однако в таком случае на значения положение кривой насыщения оказывает влияние скрытой теплоты конденсации водяных паров в уходящих газах  $(r_{\text{конд}})$ , значения  $q_1$ ,  $q_2$  и ОПР находятся как :

$$q_1 = \frac{\Delta h \cdot (c_p (t_{\text{MBX}} - (t_{\text{PBX}} + \theta)) + r_{\text{конд}})}{\Delta h + r}; \qquad (2.16)$$

$$q_2 = c_p \cdot \left( (t_s + \theta) - (t_{PBX} + \theta) \right); \tag{2.17}$$

$$O\Pi P = \frac{\Delta h \cdot c_p \cdot \left( t_{\text{MBX}} - \left( t_{\text{MC\Pi}} + \theta \right) \right)}{r} - c_p \cdot \left( t_{\text{MC\Pi}} - t_{\text{PBX}} \right)$$
(2.18)  
$$\Delta h + r$$

Когда значение *ОПР* больше 0, температура насыщения достигает максимума, при котором восстанавливается вся теплота. Когда значение *ОПР* меньше 0, температура кипения меньше, чем требуемая для полного восстановления. Подставляя определение *ОПР* в уравнение для утилизируемой теплоты 2.8, получим:

$$q_{\rm yT} = C_p \cdot (0\Pi P + t_{\rm MBX} - (t_{\rm PBX} + \Delta))$$
(2.19)

Когда значение *ОПР* равно 0, температура равняется предельной. Наклон линии греющей среды и линии рабочей жидкости равны. На практике этот случай бывает редко.

Когда значение *ОПР* отрицательно, утилизируемая теплота становится меньше максимально возможной. Чем больше значение *ОПР*, тем больше тепла восстанавливается. Выражение *ОПР* точно определяет температуру испарения, и также являться показателем количества восстанавливаемого тепла.

Поскольку при удельных температурах испарения и конденсации термическая эффективность различных рабочих жидкостей весьма схожая, рабочая жидкость, которая восстанавливает больше теплоты, производит большую мощность. При определенной температуре испарения, если имеются рабочие жидкости, значения *ОПР* которых положительные, в качестве оптимальной рабочей жидкости выбирается рабочая жидкость с наивысшим тепловым КПД. Тепловая эффективность незначительно увеличивается с

критической температурой рабочих жидкостей. Положительное значение ОПР указывает, что температура кипения меньше предельной, и отработанная теплота может быть полностью восстановлена. Выбирая рабочую жидкость с максимальной эффективностью, мы получим максимальную выходную мощность. Если значения ОПР для всех предварительно выбранных рабочих жидкостей меньше 0, то температура кипения больше предельной для всех рабочих жидкостей, а теплота не может быть полностью восстановлена. Это означает, что рабочая жидкость с максимальным значением ОПР должна рабочая выбираться как оптимальная жидкость при определенной температуре испарения.

*ОПР* – это всеобъемлющий показатель производительности системы с учетом всех важных параметров *ОЦР*. Он одновременно учитывает характеристики рабочего тела и условия работы. На основе *ОПР* предлагается новый метод выбора рабочей жидкости и условий работы одновременно.

#### 2.3.2 Порядок выбора рабочей жидкости и температуры испарения

1. Расчет максимально возможного количества восстановленного тепла и задание начальной температуры испарения.

Самая высокая возможная температура испарения - это температура на входе отработанного тепла минус недогрев (считается 10 °C). Эта температура является теоретическим ограничением, которое может быть достигнуто только тогда, когда скрытая теплота парообразования рабочей жидкости равна 0. Когда температура испарения близка к максимально возможной температуре испарения, а значение *ОПР* очень маленькое. В результате рабочие жидкости, с температурами испарения вблизи предельной температуры испарения, не находятся в наиболее эффективном положении.

- 2. Шаг 2: Рассчитывается значения ОПР для всех рабочих жидкостей, выбирается рабочая жидкость с максимальным значением ОПР в качестве оптимальной рабочей жидкости 1. Поскольку начальная температура испарения устанавливается на 5 ° С ниже максимально возможной температуры испарения, значения ОПР для всех рабочих жидкостей меньше 0. Отрицательные значения ОПР означают, что точка кипения выше предельной для всех рабочих жидкостей. Отработанная теплота не может быть полностью восстановлена. Рабочая жидкость с максимальным значением ОПР может восстановить наибольшее количество отработанного тепла среди всех рабочих жидкостей. Соответственно, рабочая жидкость с максимальным значением ОПР выбирается оптимальной при данной температуре испарения.
- 3. Шаг 3: Уменьшать температуру испарения и рассчитать значения ОПР для всех рабочих жидкостей при новой температуре испарения. Если значения ОПР для всех рабочих жидкостей все еще отрицательные, перейти к шагу 4. Если есть рабочие жидкости с положительными значениями ОПР, перейти к шагу 5.

Поскольку значения ОПР для всех рабочих жидкостей на шаге 2 отрицательны, отработанная теплота полностью не восстанавливается. Чтобы увеличить количество отработанного тепла, необходимо уменьшить температуру испарения. Величина снижения температуры зависит от значения ОПР на шаге 2. Если максимальное значение ОПР среди всех рабочих жидкостей намного меньше 0, что указывает на то, что используемое утилизируемая теплота намного меньше максимально возможной, требуется уменьшить температуру испарения. Если

максимальное значение *ОПР* среди всех рабочих жидкостей близко к 0, это указывает на то, что отработанная теплота почти полностью восстановлено, температуру испарения следует немного уменьшить.

4. Шаг 4: Выбрать рабочую жидкость с максимальным ОПР в качестве оптимальной рабочей жидкости 2. Сравните выходную мощность оптимальных рабочих жидкостей 1 и 2. Жидкость с более высокой выходной мощностью будет новой оптимальной 1. Вернуться к шагу 3.

Необходимо использовать компромисс между термической эффективностью и количеством выделяемого тепла. В большинстве случаев снижение температуры испарения может привести к значительному увеличению количества выделяемого тепла и относительно низкому снижению теплового КПД. Если значение *ОПР* рабочей жидкости 2 намного больше, чем значение *ОПР* рабочей жидкости 1, выходная мощность рабочей жидкости 2 всегда будет больше, чем у рабочей жидкости 1, что отрицает необходимость сравнения выходной мощности.

5. Шаг 5: Среди рабочих жидкостей с положительными значениями ОПР выбирается та, которая имеет наивысшую термическую эффективность как оптимальная 2. Сравнивается выходная мощность оптимальных жидкостей 1 и 2, та, которая имеет более высокую выходную мощность является оптимальной рабочей жидкостью. Также эта температура испарения является оптимальной. Процесс выбора завершается. Положительные значения ОПР означают, что температура кипения меньше предельной, а отработанная теплота может быть восстановлена. Воспринятое полностью тепло достигло максимально возможного количества, и термический КПД уменьшается при более низких температурах испарения. Поэтому нет необходимости рассчитывать рабочие жидкости при более низких температурах испарения. Именно по этой причине рабочие жидкости рассчитываются от более высокой температуры испарения до более низкой температуры. После появления положительных значений ОПР процедура выбора завершается. Поскольку рабочие жидкости с положительными значениями ОПР могут восстанавливать такое же максимальное отработанного количество тепла, рабочая жидкость с максимальной тепловой эффективностью обозначается как оптимальная 2. Сравнивая выходную мощность оптимальных жидкостей 1 и 2, та, которая имеет более высокую выходную мощность, является конечной оптимальной рабочей жидкостью.

#### 2.4 Выбор типа турбины/расширителя

Выбор и определение размеров турбины/расширителя является одним из важнейших факторов, которые сильно влияют на стоимость и эффективность установок ОЦР. Расширители для установок ОЦР делятся на: расширители на основе изменения скорости (турбины) и расширители на основе изменения объема (объемные расширители). Объемные расширители имеют специфическое встроенное объемное соотношение, и делятся на:

- лопастные расширители
- поршневые расширители
- винтовые расширители
- спиральные расширители.

Турбины для системы ОЦР могут быть радиальными или осевыми в зависимости от размера установки, массового расхода и отношения давлений. Осевые турбины являются более предпочтительными для большого массового расхода и низкой разности давлений, в то время как радиальные турбины

подходят для низкого массового расхода и высокой разности давлений. Однако турбины не подходят для небольших систем ОЦР (менее 150 кВт) в основном из-за высокой скорости вращения и высокой стоимости. Как правило, восстановление низко потенциального тепла с использованием ОЦР имеет выходную мощность 1-150 кВт, поэтому предпочтительными являются объемные расширители, основные производители которых представлены в таблице 2.6.

Производители	Тип расширителя	Мощность, кВт.
Electra Therm,USA	Винтовые	50
Barber-Nichols,USA	Осевые	15-100
Gmk,Germany	Осевые	50-100
Freepower, England	Осевые	60-100
Durr-cyplan,Germany	Турбогенератор	70
Ener-G-Rotors, USA	Винтовые	40-60
Eranspacenergy, USA	Осевые	100
Infinityturbine, USA	Винтовые	10-100
Aqylon, France	Осевые	100
E-rational, Belgium	Винтовые	50-100
Enerbasque,Spain	неизвестно	20-100

Таблица 2.6 – Производители ОЦР малой мощности

Объемные расширители характеризуются меньшими расходами, более высокими коэффициентами давления и значительно меньшими скоростями вращения по сравнению с расширителями скоростного типа.. Виды объёмных расширителей представлены на рис. 2.10.



Рис. 2.10 - Типы объемных расширителей: а-лопастной; b-винтовой; c-поршневой; d-спиральный.

Для выбора расширительных машин используются безразмерные параметры, удельная скорость и удельный диаметр [123]. Удельная скорость и удельный диаметр расширителя считаются как:

$$N_{s} = N \cdot \sqrt{\frac{V}{(H)^{3/2}}}$$

$$D_{s} = \frac{D \cdot (H)^{1/4}}{\sqrt{V}}$$
(2.20)
(2.21)

Где N – скорость, об/мин;

D – диаметр, фут;

V - объемный расход, фут³/сек;

Н – теплоперепад на расширителе, кДж / кг.

Расширители с аналогичной геометрией будут иметь одинаковую эффективность при одинаковой скорости, независимо от разницы в типе или числа Рейнольдса. Для известных условий эксплуатации можно определить

удельный диаметр и удельную скорость, и можно выбрать соответствующий расширитель.

Винтовой и спиральный расширители являются единственными объемными расширителями, которые имеются в продаже и используются в системах ОЦР. Тем не менее, винтовые расширители не подходят для производства электроэнергии менее 25 кВт, так как стоимость винтового расширителя будет очень высокой из-за чувствительности конструкции и изготовления винта. Поэтому спиральный расширитель является наиболее подходящим объемным расширителем в диапазоне 1-25 кВт из-за простой структуры, способности работать в двухфазном расширении, низкой стоимости и относительно высокой изоэнтропической эффективности. Хотя поршневые расширители обеспечивают большую степень расширения и высокую изоэнтропическую эффективность, но имеют очень сложную структуру, не могут работать при расширении с влажным паром, подвергаться колебаниям потока (вибрации) во время работы и требуют балансировки.

## 2.5 Моделирование процессов в элементах ОЦР и выбор рабочего тела 2.5.1 Моделирование термодинамических процессов в элементах ОЦР

В основе моделирования термодинамических процессов рабочих тел, основанное на базе "CoolProp", лежат уравнения энергии Гельмгольца. Это наиболее удобная форма уравнения состояния, поскольку все термодинамические свойства получаются из частных производных уравнения энергии Гельмгольца. Основное преимущество данных уравнений — это расчет параметров справедливых для всех состояний рабочего тела.

Частные производные уравнения энергии Гельмгольца выводят с помощью безразмерных величин б и т:

$$\delta = \frac{\rho}{\rho_{\rm c}} \tag{2.22}$$

$$\tau = \frac{T_c}{T} \tag{2.23}$$

Индексу "с" соответствуют параметры в критической точке для чистых жидкостей или максимальная температура насыщения для не чистых жидкостей.

Безразмерная энергия Гельмгольца задается с помощью:

$$\alpha = \alpha^{\mu} + \alpha^{P} \tag{2.24}$$

где  $\alpha^{\mu}$  –доля идеального газа в энергии Гельмгольца а  $\alpha^{p}$  –доля неидеального совпадения в энергии Гельмгольца. Точная форма энергетических частей Гельмгольца зависит от жидкости, но относительно простым примером является азот, который имеет идеальную газовую энергию Гельмгольца:

$$\begin{aligned} \alpha^{\mu} &= \ln\delta + a_{1} \cdot \ln\tau + a_{2} + a_{3} \cdot \tau + a_{4} \cdot \tau^{-1} + a_{5} \cdot \tau^{-2} + a_{6} \cdot \tau^{-3} + a_{7} \quad (2.25) \\ &\cdot \ln \left( 1 - e^{-a_{8} \cdot \tau} \right) \\ \alpha^{P} &= \sum_{k=1}^{6} N_{k} \cdot \delta^{ik} \cdot \tau^{jk} + \sum_{k=7}^{32} N_{k} \cdot \delta^{ik} \cdot \tau^{jk} e^{\left( -\delta^{jk} \right)} \\ &+ \sum_{k=33}^{36} N_{k} \cdot \delta^{ik} \cdot \tau^{jk} e^{\left( -\varphi_{k} \cdot (\delta - 1)^{2} - \beta_{k} \cdot (\tau - \gamma_{k})^{2} \right)} \end{aligned}$$

$$(2.26)$$

В этих уравнениях все слагаемые, кроме δ и τ являются корреляционными параметрами.

Другие термодинамические параметры определяются с помощью аналитических производных от членов уравнения энергии Гельмгольца. Давление, удельная внутренняя энергия, удельная энтальпия и удельная энтропия определяются как:

$$P = \rho \cdot R \cdot T \cdot [1 + \delta \cdot (\frac{\partial \alpha^{\gamma}}{\partial \delta})_{\tau}]$$
(2.27)

$$\frac{U}{R \cdot T} = \tau \cdot \left[ \left( \frac{\partial \alpha^0}{\partial \tau} \right)_{\delta} + \left( \frac{\partial \alpha^{\gamma}}{\partial \tau} \right)_{\delta} \right]$$
(2.28)

$$\frac{h}{R \cdot T} = \tau \cdot \left[ \left( \frac{\partial \alpha^0}{\partial \tau} \right)_{\delta} + \left( \frac{\partial \alpha^{\gamma}}{\partial \tau} \right)_{\delta} \right] + 1 + \delta \cdot \left( \frac{\partial \alpha^{\gamma}}{\partial \delta} \right)_{\tau}$$
(2.29)

$$\frac{S}{R \cdot T} = \tau \cdot \left[ \left( \frac{\partial \alpha^0}{\partial \tau} \right)_{\delta} + \left( \frac{\partial \alpha^{\gamma}}{\partial \tau} \right)_{\delta} \right] - \alpha^0 - \alpha^{\gamma}$$
(2.30)

Удельные изохорная и изобарная теплоемкости определяются как:

$$\frac{C_U}{R} = \tau^2 \cdot \left[ \left( \frac{\partial^2 \alpha^0}{\partial \tau^2} \right)_{\delta} + \left( \frac{\partial^2 \alpha^{\gamma}}{\partial \tau^2} \right)_{\delta} \right]$$
(2.31)

$$\frac{C_P}{R} = \frac{C_U}{R} + \frac{\left[1 + \delta \cdot \left(\frac{\partial \alpha^{\gamma}}{\partial \delta}\right)_{\tau} - \delta \cdot \tau \cdot \left(\frac{\partial^2 \alpha^{\gamma}}{\partial \delta \partial \tau}\right)\right]^2}{\left[1 + 2\delta \cdot \left(\frac{\partial \alpha^{\gamma}}{\partial \delta}\right)_{\tau} - \delta^2 \cdot \left(\frac{\partial^2 \alpha^{\gamma}}{\partial \delta^2}\right)\right]}$$
(2.32)

Решение данных выражений было осуществлено с помощью моделирование термодинамических процессов, протекающих в элементах ОЦР двумя способами:

- Через прикладной пакет SmoWeb [90] (рис. 2.11)
- Через калькулятора свойств рабочих жидкостей написанный самостоятельно на базе CoolProp [91](рис. 2.12)

Как показали расчеты погрешность в определении моделируемых параметров между этими двумя способами составляет меньше десятой процента. Поэтому для моделирования термодинамических процессов ОЦР была использована программа SmoWeb позволяющая сразу моделировать ОЦР с регенерацией и без.

States					es & Transport		
818.15	к	•		heat capacity (cp)	2.67692	kJ/kg-K	-
140	bar	-		heat capacity (cv)	1.89274	kJ/kg-K	-
40.7366	kg/m**3	-		gamma = cp/cv	1.41431	-	-
3.44757e+6	J/kg	-		Prandtl number	0.982753	-	-
6.54849	kJ/kg-K	-		thermal conductivity	0.0848978	W/m-K	-
-1	-	-		dynamic viscosity	3.11678e-5	Pa-s	-
3103.9	kJ/kg	-		(dp/dT) _v	22249.4	-	-
			)	(dp/dv) _T	-5.16482e+8	-	-
	States 818.15 140 40.7366 3.44757e+6 6.54849 -1 3103.9	States       K         818.15       K         140       bar         40.7366       kg/m**3         3.44757e+6       J/kg         6.54849       kJ/kg-K         -1       -         3103.9       kJ/kg	States         818.15       K         140       bar         40.7366       kg/m**3         3.44757e+6       J/kg         6.54849       kJ/kg-K         -1       -         3103.9       kJ/kg	States         818.15       K         140       bar         40.7366       kg/m**3         3.44757e+6       J/kg         6.54849       kJ/kg-K         -1       -         3103.9       kJ/kg	States       Derivative         818.15       K          140       bar          40.7366       kg/m**3       gamma = cp/cv         3.44757e+6       J/kg       Prandtl number         6.54849       kJ/kg       thermal conductivity         -1       -          3103.9       kJ/kg       (dp/dT)v         (dp/dv)T	States       Derivatives & Transport         818.15       K< ▼         140       bar         140       bar         40.7366       kg/m**3 ▼         3.44757e+6       J/kg ▼         6.54849       kJ/kg-K ▼         -1       -         3103.9       kJ/kg ▼         Kuber       (dp/dT)v         (dp/dV)T       -5.16482e+8	States       Derivatives & Transport         818.15       K< ▼         140       bar         40.7366       kg/m**3 ▼         3.44757e+6       J/kg ▼         6.54849       kJ/kg-K ▼         -1       -         3103.9       kJ/kg ▼         (dp/dT) _v 22249.4         (dp/dV) _T -5.16482e+8

Рис. 2.11 – Калькулятор свойств программы SmoWeb

Информация о веществе					Калькулятор свойств			
	Выбранное вещество	)		Выбранное в	вещество: Water			
	Water			Первый параметр — Второй параметр				
				Давление (Р)	Темпера	тура (Т)		
n	олучить информацию о ве	ществе		14 MПа	545	(°C		
	Результат				Посчитать			
	Критическая точка				Результат			
Давление	22064000.0		J	Парление	1400000 0	Па		
Температура	647.096			Тологотор	017.15			
Плотность	322.0	кг/м^3	]	Гемпература	817.15			
				Энтальпия	3444893.617	Дж/кг		
				Энтропия	6545.2123	Дж/(кг•К)		
Мин. давление	611.6548	Па	]	Удельный объем	0.0245	м^3/кг		
Макс. давление	100000000.0	Па	]	Плотность	40.8083	кг/м^3		
Мин.температура	273.16	К П	]	Степень сухости	-1.0			
Макс.температура	2000.0	К	]	Состояние вещества	supercritical_gas			
				Теплопроводность	0.0848	Вт/(м•К)		
Молариза масса				Динамическая вязкость	3.11263e-05	Па•с		
				Скорость звука	662.8948	M/C		
0WP20	Нет значения			Число Прандтля	0.9835			
GWP100	Нет значения		· 🖻					

Рис. 2.12 – Калькулятор свойств рабочих жидкостей

## 2.5.2 Подбор рабочего тела для рассматриваемых установок ОЦР

Учитывая свойства рабочих жидкостей, представленных в разделе 2.3 при анализе органических рабочих тел для использования в качестве рабочего тела, были выбраны 12 рабочих жидкостей. Свойства этих рабочих жидкостей полученные в SmoWeb представлены в таблице 2.2.

Рабочая	Критическая	Критическое	Давление насыщение
жидкость	температура, °С	давление, бар	при температуре 40 °C
R134a	101,06	40,59	10,17
R227EA	101,75	29,25	7,02
R142b	137,11	40,55	5,22
R600a	134,667	36,29	5,31
R12	111,97	41,361	9,58
R141b	204,35	42,12	1,329

Таблица 2.2 – Анализируемые рабочие жидкости и их свойства

R152a	113,26	45,20	9,096
R245fa	154,01	36,51	1,7

В данном исследовании были приняты следующие объекты исследования:

- Теплота уходящих анодных газов на Алюминиевом заводе

- Теплота уходящих газов и горячая вода на котельных

- Теплота уходящих газов и горячая вода (пар) на ТЭЦ

Расчет оптимальной рабочей жидкости и температуры испарения был произведен по предложенной методике с подводом тепловой энергии в виде горячей воды с температурным графиком 120/70 °C.

Так как температура источника тепла принимается равной 120 °C, то расчет производится от температуры испарения 105 °C, как видно из таблицы 2.3 при этой температуре доля усвоения тепла %  $Q_{max}$  у всех рабочих тел низкая так как их температура кипения выше предельной. Расчеты теплоты принимались на расход рабочего тела 1 кг/с.

Согласно принятой методике выбора тел следует понизить температуру испарения. При расчете на температуру испарения 90 °C, таблица 2.5 видно, что температура кипения рабочего тела R142b ниже предельной, о чем свидетельствует положительный ОПР. Следовательно, далее по шагу 5 следует рассчитать с какой именно температуры ОПР становится положителен, так как при уменьшении температуры уменьшая термический КПД ОЦР.

Марка рабочего тела	<i>Т</i> _{исп} ,°С	$\Delta h, \frac{\kappa \mathcal{L} \mathscr{K}}{\kappa \Gamma}$	r, <mark>кДж</mark> кг	ОПР	$q_{ m yt}$ ,кВт/кг	Р, кВт/кг	Q _{мах} , %
R134a	105						
R227EA	105						
R142b	105	116,44	106,58	-1,174	37,3	3,731	12,71
R141b	105	177,94	87,14	-1,007	30,2	3,016	10,33
R290	105						
R600a	105	184,37	203,10	-0,667	40,1	4,009	13,67
R12	105	32,13	92,59	-1,850	52,6	5,257	17,93
R152	105	243,88	168,3	-0,965	48,1	4,807	16,39
R245fa	105	116,44	106,58	-1,151	36,2	3,617	12,34

Таблица 2.3 – расчет параметров утилизации принятых рабочих тел при температуре испарения 105 °C

Таблица 2.4 – расчет параметров утилизации принятых рабочих тел при температуре испарения 90 °C

Марка рабочего тела	<i>Т</i> _{исп} ,°С	$\Delta h$ , $\frac{\kappa Д \pi}{\kappa \Gamma}$	r, <mark>кДж</mark> кг	ОПР	$q_{ m yt},$ к $ m Bt/$ кг	Р, кВт/кг	Q _{мах} , %
R134a	90	82,48	86,51	-0,8	163,7	16,4	55,81
R227EA	90	53,34	69,61	-1,2	148,0	14,8	50,46
R142b	90	191,25	61,13	0,2	293,3	31,4	100
R141b	90	144,66	73,03	-0,2	249,8	25,0	85,16
R290	90						
Propane)		132,76	176,56	-0,5	146,8	14,7	50,05
R600a	90	233,33	138,25	-0,2	225,2	22,5	76,76
R12	90	181,44	69,68	0,1	293,3	29,3	100
R152	90	164,28	106,20	-0,3	213,4	21,3	72,75
R245fa	90	180,2	61,13	0,2	293,3	30,8	100
Расчет рабочих жидкостей при температуре 90 °С, показал что три фреона R12,R142b и R245fa имеют схожую эффективность. Определение наиболее эффективного рабочего тела производится увеличением температуры насыщения до значений ОПР меньше ноля, а также сравнением рабочих жидкостей по экологическим и энергетическим характеристикам. Результаты расчета рабочих тел представлены в таблицах 2.5-2.8

Таблица 2.5 – расчет параметров утилизации фреона R142b при температурах испарения 90-95 °C

<i>Т</i> _{исп} , °С	$\Delta h, \frac{\kappa Д \pi}{\kappa \Gamma}$	r, <mark>кДж</mark> кг	ОПР	$q_{ m yt}$ ,кВт/кг	Р, кВт/кг	<i>Q</i> _{мах} , %
90	191,2	61,133	0,21	293,3	31,4	100
91	190,6	62,409	0,12	293,3	31,4	100
92	189,9	63,687	0,03	293,3	31,4	100
93	189,3	64,968	-0,06	278,84	29,8	95,07
94	188,7	66,252	-0,14	258,01	27,6	87,96
95	188,0	67,538	-0,22	237,88	25,4	81,10

Таблица 2.6 – расчет параметров утилизации фреона R12 при температурах испарения 90-95 °C

<i>Т</i> _{исп} , °С	$\Delta h, \frac{\kappa Д \pi}{\kappa \Gamma}$	r, <mark>кДж</mark> кг	ОПР	$q_{ m yt}$ ,к $ m Bt/kf$	Р, кВт/кг	Q _{мах} , %
90	181,4	69,7	0,035	293,3	29,3	100
91	180,9	71,1	0,01	293,3	29,3	100
92	180,2	72,6	-0,006	262,7	28,7	89,57
93	179,6	74,1	-0,02	244,0	26,7	83,19
94	179,1	75,5	-0,04	226,0	24,7	77,05
95	178,4	77,0	-0,06	208,5	22,8	71,08

<i>Т</i> _{исп} , °С	$\Delta h, \frac{\kappa Д \pi}{\kappa \Gamma}$	r, <mark>кДж</mark> кг	ОПР	$q_{ m yt}$ ,к $ m Bt/kf$	Р, кВт/кг	<i>Q</i> _{мах} , %
90	180,2	61,1	0,2	293,3	30,8	100
91	179,6	62,4	0,1	293,3	30,8	100
92	179,0	63,7	-0,02	287,4	27,6	97,98
93	178,4	65,0	-0,1	266,8	25,6	90,96
94	177,8	66,2	-0,2	247,0	23,7	84,21
95	177,2	67,5	-0,3	227,7	21,9	77,64

Таблица 2.7 – расчет параметров утилизации фреона R245fa при температурах испарения 90-95 °C

Таблица 2.8 – Экологические и энергетические характеристики рабочих жидкостей с наилучшими показателями

Показатель	R142b	R12	R245fa
Химическая формула	Дифторэнтан	CF2Cl2	Гидрофторуглерод
	C2F2CLH3		HFC
Озоноразрушающий	0,065	0,9	0,082
потенциал (ODP)			
Потенциал глобального	2000	8500	1300
потепления (GWP)			
Класс опасности	3	4	3
Температура	590	330	567
самовоспламенения, °С			
Предельная температура	92	91	91
насыщения, °С			
Удельная мощность при	31,412	29,3	30,802
предельной температуре			
насыщения, кВт/кг			

Как видно из таблиц самым эффектвиным телом для рассматриваемых источников теплоты, является фреон R142b. В случае, когда установка внедряется на предприятие с классом опасности 2. Выбор рабочего тела в таких случаях вопрос технико-экономического обоснования.

#### 2.6 Выводы по главе 2

1. Представлена математическая модель расчета термодинамических процессов в элементах установок ОЦР. Осуществлено сравнение двух программ по расчету свойств органических жидкостей, программа SmoWeb принята для дальнейшего моделирования установок ОЦР на источниках низко потенциальной теплоты.

2. Предложен критерий выбора рабочего тела для установок ОЦР применяющихся для утилизации на тепло-технологических объектах. Показана зависимость этого критерия от типа рабочего тела, скрытой теплоты преобразования и удельной теплоты подогрева.

# ГЛАВА З ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ОПЫТНО-ПРОМЫШЛЕННОЙ УСТАНОВКЕ ОРГАНИЧЕСКОГО ЦИКЛА РЕНКИНА НА 4 кВт

#### 3.1 Принцип и особенности работы установки

Установка, работающая на органическом цикле Ренкина, должна обеспечивать надежное производство электрической энергии, контролировать основные параметры, иметь запас рабочего тела на пуск и останов установки. Схема установки, соответствующая данным требованиям представлена на рис. 3.2. Заполнение рабочим теплом установки производится в ресивер, также он служит запасом рабочего тела при останове. Сепаратор добавляется в установку для удаления жидкой фазы из паров фреона после испарителя, при этом увеличивается срок службы расширителя. Цикл испаритель – сепараторресивер-питательный насос является пусковым, как только температура фреона становится равной расчетной он поступает на расширитель. Для контроля параметров и переключением между режимами установки была разработана схема КИПиА рис.3.1.



Рис. 3.1– Схема КИПиА установки ОЦР 4 кВт. Точки 1-4 на рисунке соотвествует точкам на p-h диаграмме фреона R142b (Рис. 3.3)



Рис. 3.2- Технологическая схема установки ОЦР 4 кВт:

1 – источник тепловой энергии; 2 – испаритель; 3 – подающий насос;

4 – сепаратор; 5 – турбина; 6 – электрогенератор; 7 – конденсатор;

8 – градирня; 9 – циркуляционный насос; 10 – ресивер; 11 –

питательный насос.

#### 3.2 Расчет и проектирование установки ОЦР мощностью 4 кВт

Параметры низкопотенциального источника тепла, необходимые для расчетов, приведены в таблице 3.1

Тепловая мощность котла, кВт	Температура воды на входе, °С	Температура воды на выходе, °С °С	Температура охлаждающей воды на входе, °С
40	95	70	26

Таблица 3.1 – параметры низкопотенциального источника тепла

При помощи программного пакета, был произведен расчет и найдено оптимальное рабочее тело фреон R142b, с помощью методики раздела 2.3 температура испарения 92 °C, как показывалось в разделе 2.4 тип расширителя спиральный.

Термический КПД установки ОЦР определяется как:

$$\eta_{\text{оцр}} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_2} \tag{3.1}$$

где  $h_3$ - энтальпия насыщенного пара после испарителя, кДж/кг;

*h*₄ – энтальпия пара после расширителя, кДж/кг;

*h*₂ – энтальпия жидкости на входе в испаритель, кДж/кг;

Энтальпия насыщенного пара, кДж/кг, определяется по температуре испарения рабочего тела и степени сухости 1.

Энтальпия пара после расширителя, кДж/кг, определяется по формуле:

$$h_4 = h_3 - (h_3 - h_{4ad}) \cdot \eta_{oi} \tag{3.2}$$

где *h*_{4ад} – энтальпия пара на выходе ОЦР турбины при теоретическом процессе расширения;

η_{oi} = 0,8 – изоэнтропическая эффективность спирального расширителя (принимается из [130]);

При теоретическом расширении энтальпия находится как функция от давления конденсации при изоэнтропийном процессе расширения:

$$h_{4ad} = f(s_3, P_{\text{конd}}). \tag{3.3}$$

Где *Р*_{конд} – давление рабочего тела в конденсаторе.

Энтальпия жидкости на входе в испаритель, кДж/кг, определяется как функция от степени сухости при давлении конденсации:

$$h_2 = f(P_3, x = 0). (3.4)$$

Мощность ОЦР установке находится по формуле, МВт:

$$N_{\text{оцр}} = Q_{\text{исп}} \cdot \eta_{\text{оцр}} \tag{3.5}$$

где  $Q_{\text{исп}}$  – мощность теплового потока в испарителе ОЦР контура, кВт;

Значения термодинамических параметров рабочего тела данной установки в рабочем режиме приведены в таблице 3.2 Р-Н диаграмма цикла работы данной установки представлена на рис.3.3.

Точка	1	2	3	4
Давление, МПа	0,523	1,3	1,3	0,523
Температура, °С	35	35,4	90	57,21
Энтальпия, кДж/кг	245,43	246,15	479,47	460,65
Плотность, кг/м ³	1085,62	1087,75	479,47	460,65

Таблица 3.2 – Параметры рабочего тела в ОЦР контуре



Рис. 3.3 – Р-Н диаграмма цикла установки ОЦР на 4 кВт.

По полученным данным был произведен расчет и подбор оборудования для установки. Технические параметры представлены в таблице 3.3, а модель установки выполненная в "Solidworks" на рис. 3.4, опытно-промышленная установка представлена на рис. 3.5 и 3.6.

Параметр	Значение
Температура источника тепла, °С	95
Мощность установки, кВт	4,0
КПД установки, %	10,006
Габариты, мм	2000 x 800 x 1500
Macca	150 кг

Таблица 3.3 – Основные параметры установки



Рис. 3.4 - Модель установки ОЦР на 4 кВт



Рис. 3.5 – Опытно-промышленная установка ОЦР на 4 кВт.



Рис. 3.6 – Опытно-промышленная установка ОЦР на 4 кВт

## 3.3. Методика экспериментального исследования и используемое оборудование

Для оценки термодинамических параметров установка ОЦР подключалась к источнику тепловой энергии – твердотопливный котел "Прометей 40" с помощью термошлангов.



Рис. 3.7-котел Прометей – 40

Для определения энтальпий рабочего тела согласно схемы КИПиА установки (рис. 3.1) на трубопроводах между элементами установлены показывающие манометры и термометры, а также в ресивере для контроля запаса воды установлен датчик уровня, соединенный через преобразователь интерфейса с контроллером СПК-200.



Рис. 3.8 – Используемые для исследования измерители: а-манометр; б-термометр; в-датчик уровня.

Для отвода тепла из цикла ОЦР используется градирня ГРД-4Н, а для передачи тепла рабочему телу и охлаждающей воды используются пластинчатые теплообменники РИДАН. Для подачи рабочего тела и воды используются насосы Grundfoss и Pedrollo, а в качестве ресивера используется гидроаккумулятор рис. 3.9.



Рис. 3.9– Используемое для исследования оборудование: а-градирня; б-теплообменники; в-насосы; г – ресивер.

#### 3.4. Оценка погрешности измерений

Измерение температуры проводилось показывающими термометрами ТБП-100, погрешность которых для исследуемых диапазонов температур составляет 2-3°С (по паспорту).

Измерение давления осуществлялось показывающими манометрами TM-110T.00, погрешность которого составляет ± 100 кПа. Уровень в ресивере мерился с помощью датчика ПДУ 1.1.200/3 подключенного через преобразователь интерфейса к контроллеру СПК-200, погрешность которого составляет ± 2 мм.

Алгоритм расчёта случайных погрешностей разработан в соответствии с математическим аппаратом теории ошибок [86, 88]. Для оценки влияния случайных погрешностей на результаты экспериментов выполнялись неоднократные измерения температуры (эксперименты повторялись) в каждой регистрируемой точке термосифона. За наиболее вероятное значение величины х принималось среднее арифметическое значение результатов измерений:

$$\bar{x} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^{N} x_i \tag{3.6}$$

Среднеквадратическое отклонение (СКО) результатов измерения рассчитывалось по формуле [86]

$$S_{\bar{x}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{N} (x_i - \bar{x})^2}{(N-1)}}$$
(3.7)

где *N* – число экспериментов.

Так как случайные погрешности являются следствием неконтролируемых малозначимых процессов [86, 88], то точно определить интервал изменения измеряемой величины, как правило, затруднительно. Этот интервал можно установить лишь с некоторой доверительной вероятностью  $P_3$ . Для оценки погрешностей результатов измерений в экспериментах принята доверительная вероятность  $P_3$ . = 0,95. При такой вероятности можно считать, что истинное значение величины x не отличается от величины среднего арифметического значения больше, чем на  $\pm \Delta x$ . Значение коэффициента Стьюдента выбиралось из таблиц [86].

Доверительный интервал случайной погрешности измерений:

$$\Delta x_{\rm c,n} = \tau_{\alpha}(n) \cdot S_{\bar{x}} \tag{3.8}$$

Абсолютная погрешность измерений с учетом случайной и инструментальной погрешностей [86, 88]:

$$\Delta x = \sqrt{(\frac{2}{3}\Delta x_{\rm CHCT})^2 + (\Delta x_{\rm CJ})^2}$$
(3.9)

Множитель 2/3 учитывает доверительные вероятности определения случайной и инструментальной погрешностей. Случайная погрешность рассчитывалась для доверительной вероятности *P*₃=0,95, а величина

инструментальной погрешности прибора нормировалась для доверительной вероятности *P*_э=1.

Относительная погрешность измерений:

$$\varepsilon = \frac{\Delta x}{\bar{x}} \cdot 100\% \tag{3.10}$$

Конечный результат измерений:

$$\mathbf{x} = \bar{\mathbf{x}} \pm \Delta \mathbf{x} \tag{3.11}$$

# 3.5. Анализ результатов экспериментальных исследований термодинамических процессов

На рисунке 3.10 приведены зависимости эффективности ОЦР, использующей в качестве рабочего тела фреон R142b от температуры греющей среды при различных нагрузках установки.

Анализ зависимостей показал, что зависимость КПД от нагрузки линейная причем при нагрузке менее 50% угол наклона уменьшается, а при нагрузке менее 30 % установка перестает работать. Это объясняется принципом работы турбины (расширителя) диапазон нагрузки работы которого 30-120 %.(Рис. 3.11)

Установлено что количество утилизируемого установкой теплоты зависит от температуры испарения рабочего тела. Для фреона R142b минимальная температура при которой осуществляется полная утилизация составляет 92 °C. (Рис. 3.12)

На рисунках 3.13 и 3.14 представлено сравнение экспериментальных показателей энергетической эффективности с теоретическими. Видно, что относительная погрешность, найденная с помощью методики оценки ошибок измерений, между результатами моделирования *теоретических* показателей эффективности и экспериментальными, определёнными с помощью показаний измерительных приборов на установке ОЦР находится в пределах допустимой и составляет 5%



Рис. 3.10 – Зависимость эффективности ОЦР от температуры греющей среды и нагрузки:

1 – нагрузка 100 %; 2 – нагрузка 80%; 3 – нагрузка 60%; 4 – нагрузка 40 %.



Рис. 3.11 – Влияние нагрузки на КПД расширителя при температуре испарения 85-92 °C



Рис. 3.12– Влияние температуры испарения фреона R142b на долю восстановления теплоты



Рис. 3.13 – Выбор оптимальной температуры испарения фреона R142b: 1 – зависимость доли преобразования теплоты от температуры испарения; 2 – зависимость относительного КПД ОЦР от температуры испарения.



Рис. 3.14- Зависимость эффективности ОЦР от температуры источника теплоты: 1-теоретичские значения ; 2- экспериментальные значения



Рис. 3.15- Зависимость эффективности ОЦР от температуры охлаждающей воды: 1-теоретичские значения ; 2- экспериментальные значения.

#### Выводы по главе 3

1. Показано, что модель предложенная в главе 2 адекватно отражает результаты экспериментальных исследований.

2. Установлены количественные зависимости влияния температур на эффективность работы системы ОЦР, заключающиеся в следующем:

определена зависимость эффективности ОЦР от температуры
 греющей среды, температуры холодного источника, температуры испарения
 и температуры конденсации;

 определена зависимость эффективности расширителя от нагрузки установки;

- определена максимальная температура испарения, для фреона R142b, при которой достигается полная утилизация теплоты, которая составляет 92 °C.

3. Предложено включить в установку ОЦР ресивер и сепаратор, позволяющие увеличить надежность работы установки, а также увеличить запас рабочего тела в установке на период пуска и останова;

4. Разработаны режимы работы и рациональная конструкция установки ОЦР, работающей на рабочем теле R142b, позволяющие получить дополнительную энергетическую мощность при утилизации на теплотехнологических объектах;

## ГЛАВА 4 ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ВНЕДРЕНИЯ УТИЛИЗАЦИИ НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНОЙ ТЕПЛОТЫ НА ТЕПЛОТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ОБЪЕКТАХ

### 4.1 Варианты внедрения установок ОЦР на теплотехнологические объекты

Как отмечается в 1.4 основные источники низко потенциальной энергии это уходящие газы, преимущественно от трех источников: промышленность, котельные, тепловые электрические станции.

Особенностями внедрения утилизации тепла на производстве — это способ включения утилизационного цикла в схему (прямая утилизация или утилизация с промежуточным контуром), тип утилизации (глубокая утилизация или утилизация с охлаждение источника низкопотенциальной теплоты до температуры выше температуры точки росы) и конструкция органического цикла Ренкина (регенеративный или традиционный цикл).

На рисунке 4.1 представлены варианты включения утилизации на теплотехнологические объекты



a)



Рис. 4.1- Схема включения утилизации с технологией ОЦР на теплотехнологиечкие объекты:

а- включение утилизации с промежуточным греющим водяным контуром;
 б – прямое включение утилизации

1-технологическая схема объекта внедрения утилизации; 2-рекуператор; 3 - дымосос; 4 - дымовая труба; 5 - сетевой насос; 6 - испаритель; 7-турбина; 8генератор; 9 - конденсатор; 10-пиательный насос; 11-цикруляционный насос; 12-градирня.

Авторами [81] предложена установка на выходе из котла газовоздушного теплообменника, для нагрева воздуха. Этот воздух в свою очередь греет воду для теплоснабжения или собственных нужд. Данный способ позволяет уменьшить температуру уходящих газов до десяти – пятнадцати градусов выше температуры точки россы.

Авторами [82,83] предложена установка на выходе из котла газоводяного теплообменника для глубокой утилизации. Данный способ позволяет уменьшить температуру уходящих газов до точки росы или ниже и позволяет конденсировать из уходящих газов водяные пары. Такой способ называется глубокой утилизацией.

Так как многие органические жидкости имеют положительную кривую наклона, то после расширения в турбине они находятся в состоянии перегретого пара. Чтобы полезно использовать данный перегрев в схему вводят теплообменник, называемый регенератор, который позволяет передать эту теплоту конденсированному рабочему телу. Такой цикл называется регенеративный.

Далее представлены комбинации вариантов включения утилизации и установок ОЦР для утилизации или преобразования низкопотенциальной энергии на рассматриваемых теплотехнологических объектах.

Вариант прямого включения утилизации не рассматривался из-за возрастающих эксплуатационных и ремонтных затрат:

- возрастают затраты на стоимость испарителя устанавливаемого в шахту котла (из-за наличия твердых частиц в уходящих газах и требований к герметичности) на 15 % по сравнению с промежуточным контуром;
- возрастают затраты на регулирование температуры насыщения рабочего тела (т.к. температура греющих газов и давление после технологического производства меняется во время эксплуатации, следовательно, меняется и ОПР) на 8 % по сравнению с промежуточным контуром;

Наличие промежуточного водяного контура позволяет распределять утилизируемую теплоту на электрическую и тепловую мощность, в зависимости от нужд теплотехнологического объекта. Техникоэкономическое сравнение этих вариантов показывают примерно одинаковый эффект, но учитывая преимущества и недостатки вариант с промежуточным контуром является более рациональным.

Расчет технико-экономических показателей производился согласно методике (см. Приложение А. Методика оценки технико-экономического эффекта утилизации низкопотенциального тепла).

#### 4.2 Промышленность

Производственный цикл многих промышленных предприятий характеризуется образованием большого количества твердых, жидких и газообразных отходов. Алюминиевая промышленность является одной из

наиболее динамично развивающихся отраслей отечественной экономики. В ее развитии прослеживается характерная тенденция, обусловленная увеличением объёмов производства и единичной мощности электролизеров.

Многочисленные исследования показывают, что существует довольно много промышленных производств с неиспользуемыми запасами тепловой энергии. Например, очень энергоемким является производство алюминия на заводах. КрАЗ является огромным источником сбросного тепла. Удельный расход электроэнергии на производство алюминия в среднем составляет 15,6 МВт·ч/т или 56,2 ГДж/т. При годовом объеме производства алюминия равном 1 млн тонн общий объем потребляемой электроэнергии составляет 56,2 млн ГДж или 13,4 млн Гкал. Тепловые выбросы от электролиза составляют около 60%, т.е. не менее 8 млн Гкал в год. Большая часть из них приходится на анодные газы и продукты их горения, удаляемые от каждого электролизного корпуса в количестве около 80 тыс. нм³/ч с температурой 130 °C.[85]

Схема электролизера КрАЗа представлена на рисунке 4.2. Газы после электролизера 2 проходят последовательно две стадии очистки сухая 3 и мокрая 4 и удаляются в дымовую трубу 6 с помощью дымососа 5



Рис. 4.2- Схема электролизера КрАЗа: 1-технологическая схема электролизера КрАЗа; 2-электролизер; 3 – сухая очистка; 4 – мокрая очистка; 5 - дымосос; 6 – дымовая труба.

Четыре различных варианта включения установки ОЦР для утилизации тепла уходящих анодных газов:

- Глубокая утилизация с ОЦР без регенерации (рис. 4.3)
- Глубокая утилизация с регенеративным ОЦР (рис. 4.4)
- Утилизация с ОЦР без регенерации (рис. 4.5)
- Утилизация с регенеративным ОЦР (рис. 4.6)



Рис. 4.3- Схема глубокой утилизации с простым ОЦР:

1-технологическая схема электролизера КрАЗа; 2-рекуператор; 3-вытяжной вентилятор; 4-дымовая труба; 5-сетевой насос; 6-испаритель; 7-турбина; 8-генератор; 9-конденсатор; 10-пиательный насос; 11-цикруляционный насос; 12-градирня.



Рис. 4.4- Схема глубокой утилизации с регенеративным ОЦР:

1- технологическая схема электролизера КрАЗа; 2-рекуператор; 3-вытяжной вентилятор; 4-дымовая труба; 5-сетевой насос; 6-испаритель; 7-турбина; 8-генератор; 9-конденсатор; 10-пиательный насос; 11-цикруляционный насос; 12-градирня; 13-регенеративный теплообменник.



Рис. 4.5- Схема утилизации с регенеративным ОЦР:

 технологическая схема электролизера КрАЗа; 2-рекуператор; 3-вытяжной вентилятор; 4-дымовая труба; 5-сетевой насос; 6 Испаритель; 7-Турбина;
 8-генератор; 9-конденсатор; 10-пиательный насос; 11-цикруляционный насос;
 12-градирня; 14-воздухо-водяной подогреватель.



Рис. 4.6 - Схема утилизации с регенеративным ОЦР:

1- технологическая схема электролизера КрАЗа; 2-рекуператор; 3-вытяжной вентилятор; 4-дымовая труба; 5-сетевой насос; 6-испаритель; 7-турбина; 8-генератор; 9-конденсатор; 10-пиательный насос; 11-цикруляционный насос; 12-градирня; 13-регенеративный теплообменник; 14-воздухо-водяной подогреватель.

Анодные газы после технологичской схемы электролизера 1 направляются в рекуператор 2 в котором при глубокой утилизации отдают теплоту воде, или воздуху который передает свою теплоту воде в воздуховодяном подогревателе 14. Далее анодные газы вытяжным вентилятором удаляются в атмосферу через дымовую трубу 4. Горячая вода при этом либо направляется на теплоснабжение либо подается в испаритель 6 контура ОЦР, где отдает свою теплоту фреону. Перегретый фреон после испарителя 6 направляется в турбину 7 где расширяется совершая полезную механическую работу преобразующуюся в электрическую на электрогенераторе 8. После расширения фреон либо сразу либо после охлаждения в регенеративном теплообменнике 13 напавляется в конденсатор 9 где охлаждается и конденсируется. После конденсации фреон питательным насосом 5 подается либо сразу либо после подогрева в теплообменнике 13 подается в испраритель. Теплота образующаяся при конденсации отводится охлаждающей водой в градирню 12. Циркуляцию охлаждающей воды обеспечивает циркуляционный насос 11. Нагретый воздух после воздухо водяного теплообменника 14 можно использовать в схеме предприятия для сгорания, сушки и т.д.

Глубокая утилизация позволяет снять больше тепла с уходящих газов за счет конденсации водяных паров, однако при этом в уходящих газах содержатся так же оксиды серы которые при конденсации вступают в реакцию с водой образуя серную кислоту, что приводит к сернокислотной коррозии. Решить проблему позволяет данную использовование стеклянного рекуператора. Данного недостатка лишена газо-воздушной схема С утилизацией.

Добавление регенеративного теплообменника увеличивает стоимость установки, однако позволяет повысить КПД ОЦР за счет уменьшения потерь теплоты в конденсаторе. Эффективность внедренеия регенеративного теплообменника зависит от используемого фреона и эффективности турбины.

Количество тепла, утилизируемое от анодных газов в процессе электролиза определяется как произведение объёмной теплоемкости, объёмного расхода и температурного перепада охлаждения, кВт:

$$\mathbf{Q} = \mathbf{C} \cdot \mathbf{Q} \cdot \Delta T \tag{4.1}$$

Расчеты технико-экономического эффекта всех вариантов утилизации при тарифе на электрическую энергию для производственных предприятий 7,5 руб/(кВт·ч) представлены в таблице (см. Приложение Б. Расчеты техникоэкономического эффекта утилизации теплоты анодных газов, Таблица Б. 1).

Наиболее предпочтительным оказался вариант с глубокой утилизаций и без регенерации, с доходом 4,593 млн. руб./год, экономией топлива 427,1 т.у.т./год и сроком окупаемости 3 года;

#### 4.3 Котельные

Не секрет что в настоящее время тариф на тепловую и электрическую энергию в районах крайнего севера достигает более 30 руб./кВт*ч [87]. Это объясняется существующим способом генерации, и отсутствием местной добычи твердого топлива и как следствием доставкой его на большие расстояния. Одним из вариантов снижения тарифов является переход на автономные угольные котельные для крупных поселков и развитие ВИЭ.

В структуре потребления тепловой энергии севера явно доминируют здания. На них, а также на потери тепловой энергии, связанные с обеспечением тепловой энергией зданий, приходится до трех четвертей всего потребления тепла. В отдельных населенных пунктах с изолированными системами энергоснабжения эта доля может достигать 85 %. Удельный расход

тепловой энергии на отопление жилого фонда равен 0,25–0,90 Гкал/м2 в год при среднем по России значении 0,18 Гкал/м2 в год.

Численность населения во многих поселках Крайнего Севера не растет, поэтому жилищное строительство в основном носит замещающий характер. Повышенные требования к строительству новых зданий могут дать только очень ограниченный эффект, и упор необходимо делать на капитальный ремонт имеющегося фонда зданий.

Установленных приборов учета тепла у потребителей довольно мало или нет вовсе. Поэтому как показатели выработки тепловой энергии, так и показатели его потребления – это преимущественно расчетные величины, а расчеты за тепловую энергию все еще ведутся по нормативам, а не по реальному потреблению.

В программах по повышению эффективности теплоснабжения реализуются проекты по модернизации котельных, перекладке тепловых сетей с пред изолированными трубами, по установке ИТП в многоквартирных домах и зданиях социальной сферы, по утеплению жилых домов, оснащению подомовыми и квартирными приборами учета. Важной мерой является оптимизация жилого фонда (вывод из эксплуатации частично заселенных жилых домов с переселением людей, с подготовкой и проведением капремонта жилплощади для переселения в эксплуатируемых домах).

Повышение энергоэффективности в северных условиях – часто задача не снижения потребления, а ликвидации его дефицита. За счет мер по повышению эффективности использования энергии и снижения потерь можно полностью покрыть дефицит поставки энергии конечным потребителям.

Высокая энергоемкость сдерживает развитие экономики территорий Крайнего Севера и возможности формирования собственных налоговых поступлений. Политика повышения энергоэффективности в северных регионах реализовывалась вяло и принесла довольно ограниченные плоды, а

дополнительная потребность в энергии во многих регионах определялась не только ростом ВРП, но и повышением его энергоемкости.

Существует четыре различных варианта включения установки ОЦР для утилизации тепла уходящих газов от котла и два варианта включения установки ОЦР преобразующей низко потенциальную тепловую энергии от горячей воды (пара) в электрическую:

- Глубокая утилизация с ОЦР без регенерации (рис. 4.7)
- Глубокая утилизация с регенеративным ОЦР (рис. 4.8)
- Утилизация с ОЦР без регенерации (рис. 4.9)
- Утилизация с регенеративным ОЦР (рис. 4.10)
- ОЦР сетевой водой (рис. 4.11)
- Регенеративный ОЦР с сетевой водой (рис. 4.12)



Рис. 4.7- Схема глубокой утилизации с ОЦР без регенерации:

1-котел; 2-рекуператор; 3-турбина; 4-электрогенератор; 5-питательтный насос; 6-конденсатор; 7-градирня; 8-цикруляционный насос; 9-сетевой насос; 11-дымосос; 12-дымовая труба; 13-испаритель; 14-насос цикруляции воды.



Рис. 4.8- Схема глубокой утилизации с регенеративным ОЦР: 1-котел; 2-рекуператор; 3-турбина; 4-электрогенератор; 5-питательтный насос; 6-конденсатор; 7-градирня; 8-цикруляционный насос; 9-сетевой насос; 10-регенеративный теплообменник; 11-дымосос; 12-дымовая труба; 13-испаритель; 14-насос цикруляции воды.



Рис. 4.9- Схема утилизации с ОЦР без регенерации 1-котел; 2-рекуператор; 3-турбина; 4-электрогенератор; 5-питательтный насос; 6-конденсатор; 7-градирня; 8-цикруляционный насос; 9-сетевой насос; 11-дымосос; 12-дымовая труба; 13-испаритель; 14-насос цикруляции воды; 15-воздухо-водяной подогреватель; 16-вентилятор циркуляции

воздуха.



Рис. 4.10- Схема утилизации с регенеративным ОЦР: 1-котел; 2-рекуператор; 3-турбина; 4-электрогенератор; 5-питательтный насос; 6-конденсатор; 7-градирня; 8-цикруляционный насос; 9-сетевой насос; 10-регенеративный теплообменник; 11-дымосос; 12-дымовая труба;

13-испаритель; 14-насос цикруляции воды; 15-воздухо-водяной подогреватель; 16-вентилятор циркуляции воздуха.



Рис. 4.11- Схема ОЦР с сетевой водой

1-котел; 2-рекуператор; 3-турбина; 4-электрогенератор; 5-питательтный насос; 6-конденсатор; 7-градирня; 8-цикруляционный насос; 9-сетевой насос.



Рис. 4.12- Схема регенеративного ОЦР с сетевой водой 1-котел; 2-рекуператор; 3-турбина; 4-электрогенератор; 5-питательтный насос; 6-конденсатор; 7-градирня; 8-цикруляционный насос; 9-сетевой насос; 10-регенеративный теплообменник.

Уходящие газы от котла 1 направляются в рекуператор 2 в котором при глубокой утилизации отдают теплоту воде, или воздуху который передает свою теплоту воде в воздухо-водяном подогревателе 15. Далее уходящие газы дымососом 11 удаляются в атмосферу через дымовую трубу 12. Горячая вода при этом либо направляется на теплоснабжение либо подается в испаритель 13 контура ОЦР, где отдает свою теплоту фреону. Перегретый фреон после испарителя 13 направляется в турбину 3 где расширяется совершая полезную преобразующуюся механическую работу В электрическую на электрогенераторе 4. После расширения фреон либо сразу либо после охлаждения в регенеративном теплообменнике 10 напавляется в конденсатор 6 где охлаждается и конденсируется. После конденсации фреон питательным насосом 5 подается либо сразу либо после подогрева в теплообменнике 10 подается в испраритель. Теплота образующаяся при конденсации отводится охлаждающей водой в градирню 7, где передается окружающему воздуху. Циркуляцию охлаждающей воды обеспечивает циркуляционный насос 8.

Нагретый воздух после воздухо водяного теплообменника 15 подается обратно в котел вентилятором 16 где нагревается и снова отдает теплоту воде.

Глубокая утилизация позволяет снять больше тепла с уходящих газов за счет конденсации водяных паров, однако при этом в уходящих газах содержатся так же оксиды серы которые при конденсации вступают в реакцию с водой образуя серную кислоту, что приводит к сернокислотной коррозии. Решить данную проблему позволяет использовование стеклянного рекуператора. Данного недостатка лишена схема с газо-воздушной утилизацией.

Добавление регенеративного теплообменника увеличивает стоимость установки, однако позволяет повысить КПД ОЦР за счет уменьшения потерь теплоты в конденсаторе. Эффективность внедренеия регенеративного теплообменника зависит от используемого фреона и эффективности турбины.

Включение ОЦР использующего в качестве источника тепла сетевую воду позволяет производить электрическую энергию из тепловой. При таком включении увеличивается средняя нагрузка котлов и как следствие КПД котлов, также при таком включении не требуется заменять дымосос как при способах утилизации.

Количество тепла, утилизируемое от уходящих газов, образующихся после сжигания Бурого угля марки ЗБР Переяславского месторождения, определяется как произведение расхода топлива в котле на разницу энтальпий газов при температурах утилизации рассчитанных по методике [128], кВт:

$$Q=B \cdot (H_{\Gamma_{BX}} - H_{\Gamma_{BbIX}})$$
(4.2)

Расчеты технико-экономического эффекта были произведены на две котельные:

 Котельная СЦТ-3 п. Шапкино состоящая из одного котла КВр-1,28 и трех КВа-1,2 с максимальной теплопроизводительностью 4,8 Гкал/ч, а номинальной 3,14 Гкал/ч. Варианты утилизации (см. Приложение Б. Расчеты технико-экономического эффекта утилизации теплоты уходящих газов от котельной п. Шапкино (Енисейск-15) СЦТ-3, Таблица Б. 2) и варианты преобразования тепловой энергии воды в электрическую (см. Приложение Б. Расчеты технико-экономического эффекта преобразования тепла горячей воды в электроэнергию от котельной п. Шапкино (Енисейск-15) СЦТ-3, Таблица Б. 3) были произведены для тарифа на электроэнергию 44,71 руб/(кВт·ч) [129]. Основные техникоэкономические показатели представлены в таблице 4.2

Котельная СЦТ-22 д. Подтесово состоящая из двух котлов ДКВР-• 20/13 КУ 25/14 c И ДВУХ КОТЛОВ максимальной тепло производительностью 37,92 Гкал/ч, а номинальной 17,125 Гкал/ч. Варианты утилизации (см. Приложение Б. Расчеты техникоэкономического эффекта утилизации теплоты уходящих газов от котельной д. Подтесово СЦТ-22, Таблица Б. 4) и варианты преобразования тепловой энергии воды в электрическую (см. Приложение Б. Расчеты технико-экономического эффекта преобразования тепла горячей воды в электроэнергию от котельной д. Подтесово СЦТ-22, Таблица Б. 5) были произведены для тарифа на электроэнергию 44,71 руб/(кВт·ч) [278]. Основные технико- экономические показатели представлены в таблице 4.3

Наиболее предпочтительными вариантами оказались:

-для утилизации теплоты уходящих газов или преобразования теплоты горячей воды на СЦТ-3 конфигурация с глубокой утилизации и ОЦР без регенерации с доходом 4,593 млн. руб./год, экономией топлива 82,4 т.у.т./год и сроком окупаемости 2 года и преобразование избыточной тепловой энергии сетевой воды с ОЦР без регенерации, с доходом 32,917 млн. руб./год и сроком окупаемости 1 год; -для утилизации теплоты уходящих газов или преобразования теплоты горячей воды на СЦТ-22 конфигурация с глубокой утилизации и ОЦР без регенерации с доходом 30,97 млн. руб./год, экономией топлива 334,3 т.у.т./год и сроком окупаемости 2 года и преобразование избыточной тепловой энергии сетевой воды с ОЦР без регенерации, с доходом 400,1 млн. руб./год и сроком окупаемости 1 год;

Это объясняется тем что к затратам относятся только затраты на топлива для получения этой энергии, так как она является разницей между установленной теплопроизводительностью и номинальной.

#### 4.4 Тепловые электрические станции

Быстрый рост потребностей в электроэнергии в XXI веке, кризисное состояние окружающей среды, технологические проблемы, которые надо решать для удовлетворения этих потребностей, исходя из современных критериев резкого повышения энергоэффективности, снижения затрат и минимизации влияния на окружающую среду, требуют существенного расширения научных исследований и разработок в теплоэнергетике. Научноисследовательские, конструкторские и проектные работы в теплоэнергетике должны быть нацелены на создание высокоэффективных и экологически безопасных ТЭС с использованием прогрессивных технологий И энергетического оборудования, обеспечивающих решение следующих задач: энергоснабжения повышение эффективности путем увеличения его надежности И снижения затрат на производство электроэнергии; максимальное сокращение вредных выбросов ТЭС в окружающую среду; увеличение производительности и улучшение условий труда; снижение затрат на ремонтно-восстановительные работы.

Существует четыре различных варианта включения установки ОЦР для утилизации тепла уходящих газов от котла и четыре варианта включения установки ОЦР преобразующей низко потенциальную тепловую энергии от горячей воды (пара) в электрическую:

- Глубокая утилизация с ОЦР без регенерации (рис. 4.13)
- Глубокая утилизация с регенеративным ОЦР (рис. 4.14)
- Утилизация с ОЦР без регенерации (рис. 4.15)
- Утилизация с регенеративным ОЦР (рис. 4.16)
- ОЦР на сетевой воде без регенерации (рис. 4.17)
- Регенеративный ОЦР на сетевой воде (рис. 4.18)
- ОЦР на теплофикационном отборе пара (рис. 4.19)
- Регенеративный ОЦР на теплофикационном отборе пара (рис. 4.20)



Рис. 4.13- Схема с глубокой тилизации с ОЦР без регенерации: 1-котел; 2-рекуператор; 3-турбина; 4-электрогенератор; 5-питательтный насос; 6-конденсатор; 7-градирня; 8-цикруляционный насос; 9-сетевой насос; 11-дымосос; 12-дымовая труба; 13-испаритель.



Рис. 4.14- Схема с глубокой тилизации с регенеративным ОЦР: 1-котел; 2-рекуператор; 3-турбина; 4-электрогенератор; 5-питательтный насос; 6-конденсатор; 7-градирня; 8-цикруляционный насос; 9-сетевой насос; 10-регенеративный теплообменник; 11-дымосос; 12-дымовая труба; 13-испаритель.



Рис. 4.15 - Схема утилизации с ОЦР без регенерации:

1-котел; 2-рекуператор; 3-турбина; 4-электрогенератор; 5-питательтный насос; 6-конденсатор; 7-градирня; 8-цикруляционный насос; 9-сетевой насос; 11-дымосос; 12-дымовая труба; 13-испаритель;14-воздухо-водяной подогреватель; 15-вентилятор циркуляции воздуха.



Рис.4.16 - Схема утилизации с регенеративным ОЦР 1-котел; 2-рекуператор; 3-турбина; 4-электрогенератор; 5-питательтный насос; 6-конденсатор; 7-градирня; 8-цикруляционный насос; 9-сетевой насос; 10-регенеративный теплообменник; 11-дымосос; 12-дымовая труба;

13-испаритель; 14-воздухо-водяной подогреватель; 15-вентилятор циркуляции воздуха.



Рисунок 4.17 - Схема ОЦР на сетевой воде без регенерации

1-котел; 2-турбина; 3-электрогенератор; 4-конденсатор; 5-верхний сетевой подогреватель; 6-нижний сетевой подогреватель; 7-сетевой насос; 8-испаритель; 9-турбина ОЦР; 10- электрогенератор ОЦР; 11-конденсатор; 12-питательный насос ОЦР; 13-градирня; 14-циркуляционный насос.


Рис. 4.18 - Схема ОЦР на сетевой воде с регенерацией 1-котел; 2-турбина; 3-электрогенератор; 4-конденсатор; 5-верхний сетевой подогреватель; 6-нижний сетевой подогреватель; 7-сетевой насос; 8испаритель; 9-турбина ОЦР; 10- электрогенератор ОЦР; 11-конденсатор; 12питательный насос ОЦР; 13-градирня; 14-циркуляционный насос; 15-



Рис. 4.19- Схема ОЦР на теплофикационном отборе пара 1-котел; 2-турбина; 3-электрогенератор; 4-конденсатор; 5-перегреватель; 6испаритель; 9-турбина ОЦР; 10- электрогенератор ОЦР; 11-конденсатор; 12питательный насос ОЦР; 13-градирня; 14-циркуляционный насос.



Рис. 4.20- Схема регенеративный ОЦР на теплофикационном отборе пара 1-котел; 2-турбина; 3-электрогенератор; 4-конденсатор; 5-перегреватель; 6испаритель; 9-турбина ОЦР; 10- электрогенератор ОЦР; 11-конденсатор; 12питательный насос ОЦР; 13-градирня; 14-циркуляционный насос; 15регенеративный подогреватель.

При утилизации уходящие газы от котла 1 направляются в рекуператор 2 в котором при глубокой утилизации отдают теплоту воде, или воздуху который передает свою теплоту воде в воздухо-водяном подогревателе 14. Далее уходящие газы дымососом 11 удаляются в атмосферу через дымовую трубу 12. Горячая вода при этом либо направляется на теплоснабжение либо подается в испаритель 13 контура ОЦР, где отдает свою теплоту фреону. Перегретый фреон после испарителя 13 направляется в турбину 3 где расширяется совершая полезную механическую работу преобразующуюся в электрическую на электрогенераторе 4. После расширения фреон либо сразу либо после охлаждения в регенеративном теплообменнике 10 напавляется в конденсатор 6 где охлаждается и конденсируется. После конденсации фреон питательным насосом 5 подается либо сразу либо после подогрева в теплообменнике 10 подается в испраритель. Теплота образующееся при конденсации отводится охлаждающей водой в градирню 7, где передается окружающему воздуху. Циркуляцию охлаждающей воды обеспечивает циркуляционный насос 8. Нагретый воздух после воздухо водяного теплообменника 14 подается обратно в котел вентилятором 15 где нагревается и снова отдает теплоту воде.

При теплофикации теплота к ОЦР подводится либо с сетевой водой в испаритель 8 либо напрямую паром теплофикационных отборов в испаритель 6 и перегреватель 5 где происходит нагрев, испарение и перегреф фреона. где расширяется совершая полезную механическую работу преобразующуюся в электрическую на электрогенераторе 4. После расширения фреон либо сразу либо после охлаждения в регенеративном теплообменнике 15 напавляется в конденсатор 11 где охлаждается и конденсируется. После конденсации фреон питательным насосом 12 подается либо сразу либо после подогрева в теплообменнике 15 подается в испраритель. Тепловая энергия выделяющаяяся при конденсации отводится охлаждающей водой в градирню 13, где передается окружающему воздуху. Циркуляцию охлаждающей воды обеспечивает циркуляционный насос 14.

Глубокая утилизация позволяет снять больше тепла с уходящих газов за счет конденсации водяных паров, однако при этом в уходящих газах содержатся так же оксиды серы которые при конденсации вступают в реакцию с водой образуя серную кислоту, что приводит к сернокислотной коррозии. Решить данную проблему позволяет использовование стеклянного рекуператора. Данного недостатка лишена схема с газо-воздушной утилизацией.

Добавление регенеративного теплообменника увеличивает стоимость установки, однако позволяет повысить КПД ОЦР за счет уменьшения потерь теплоты в конденсаторе. Эффективность внедренеия регенеративного теплообменника зависит от используемого фреона и эффективности турбины.

Включение ОЦР использующего в качестве источника тепла сетевую воду позволяет производить электрическую энергию из тепловой. При таком включении увеличивается коэффициент использования теплофикационных турбин, и как следствие снижается себестоимость производства электрической энергии улучшается надежность работы. Подвод к ОЦР в качестве источника теплоты теплофикационного отбора пара позволит увеличить степень перегрева фреона и КПД, но повлечет увеличение капитальных затрат на отдельные теплообменники и систему регулирования распределения пара между сетевыми подогревателями и ОЦР.

Количество тепла, утилизируемое от уходящих газов, образующихся после сжигания Бурого угля, считается аналогично котельным.

Расчеты технико-экономического эффекта блока для одного Красноярской ТЭЦ-2 утилизации теплоты уходящих газов (см. Приложение Б. Расчеты технико-экономического эффекта утилизации теплоты уходящих газов от котла БКЗ-420-140-ПТ1, Таблица Б. 6) и преобразования тепловой энергии теплофикационного отбора турбины Т-110/120-130 в электрическую Б. (см. Приложение Расчеты технико-экономического эффекта преобразования тепла от воды(пара) теплофикационного отбора турбины, Таблица Б. 7) при тарифе на электрическую энергию 2,77 руб.(кВт·ч).

Наиболее предпочтительным для утилизации теплоты уходящих газов от котла БКЗ-420-140-ПТ1 на Красноярской ТЭЦ-2, конфигурация с утилизацией и ОЦР без регенерации с доходом 5,572 млн.руб./год, экономией топлива 2372 т.у.т./год и сроком окупаемости 6 лет

Преобразовывать тепло теплофикационного отбора оказалось нерентабельным при существующем тарифе на электроэнергию. Преобразовывать такую теплоту выгодно при одновременном повышении мощности турбины и надстройки установок ОЦР турбины типа ПТ и Р.

Наиболее предпочтительным оказался вариант с глубокой утилизаций и без регенерации, с доходом 4,593 млн. руб./год, экономией топлива 427,1 т.у.т./год и сроком окупаемости 3 года;

### 4.5 Проектирование узла утилизации на Красноярской ТЭЦ-2

Проектировании наиболее предпочтительного варианта состоит из двух частей: проектирование узла утилизации и проектирование ОЦР. Проектирование ОЦР рассмотрено в главах 2 и 3.

В качестве прототипа теплообменника узла утилизации был взят конденсационный теплоутилизатор дымовых газов поверхностного типа, трубчатый, [131], схематичное изображение которого, представлено на Рис. 4.21.



Рис. 4.21 – Схема КТУ

Дымовые газы движутся внутри трубного пучка 9, заполняющих объем резервуара 3, где в межтрубном пространстве движется нагреваемая среда, подаваемая по четырем параллельным потокам через патрубок 4 и удаляемая через патрубок 6. Корпус теплоутилизатора 1, помимо резервуара 3, включает два рукава 7 и 8, разделенных по высоте на секции (одинарные 10 и двойные 11) для организации многоходового движения газов. Конденсат, выделяющийся из дымовых газов, собирается и удаляется по трубкам в баки сбора конденсата 17 и 18.

Результаты проектирования утилизатора, выполненные согласно [132], представлены на рис. 4.22-4.24





Рис. 4.22 – 3D Модель утилизатора

- 1-Корпус;
- 2-Основание;
- 3 Крышка;
- 4 Патрубок подвода воды;
- 5 Одинарная секция;
- 6-Двойная секция;
- 7 Перепускная шахта;
- 8 Патрубок отвода воды;
- 9 Трубный пучок;
- 10 Опорная балка;
- 11 Бак сбора конденсата;
- 12 Труба для отвода конденсата.



Рис. 4.23 – Чертёж основного вида утилизатора









#### 4.6 Выводы по главе 4

Разработана методика оценки технико-экономического эффекта от внедрения установок ОЦР различной конфигурации на предприятия цветной металлургии и энергетики;

Технико-экономический анализ показал, что наиболее перспективным способом включения утилизации являются:

-для утилизации теплоты анодных газов на КрАЗе конфигурация с глубокой утилизаций и без регенерации, с доходом 4,593 млн. руб./год, экономией топлива 427,1 т.у.т./год и сроком окупаемости 3 года;

-для утилизации теплоты уходящих газов или преобразования теплоты горячей воды на СЦТ-3 конфигурация с глубокой утилизации и ОЦР без регенерации с доходом 4,593 млн. руб./год, экономией топлива 82,4 т.у.т./год и сроком окупаемости 2 года и преобразование избыточной тепловой энергии сетевой воды с ОЦР без регенерации, с доходом 32,917 млн. руб./год и сроком окупаемости 1 год;

-для утилизации теплоты уходящих газов или преобразования теплоты горячей воды на СЦТ-22 конфигурация с глубокой утилизации и ОЦР без регенерации с доходом 30,97 млн. руб./год, экономией топлива 334,3 т.у.т./год и сроком окупаемости 2 года и преобразование избыточной тепловой энергии сетевой воды с ОЦР без регенерации, с доходом 400,1 млн. руб./год и сроком окупаемости 1 год;

- для утилизации теплоты уходящих газов от котла БКЗ-420-140-ПТ1 на Красноярской ТЭЦ-2, конфигурация с утилизацией и ОЦР без регенерации с доходом 5,572 млн.руб./год, экономией топлива 2372 т.у.т./год и сроком окупаемости 6 лет

Внедрении утилизации экономически целесообразно на всех рассмотренных объектах Красноярского края. Причем самой эффективной технологией в большинстве случаев является глубокая утилизация с регенерацией, а самыми эффективным объектами внедрения являются

котельные севера края. Это объясняется существующим запасом мощности и большими тарифами на энергию. Внедрение утилизации на объектах энергетики и промышленности ведет к экономии природных ресурсов и снижению воздействия на экологию.

#### ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

Диссертационная работа посвящена разработке научно-методических основ проектирования системы утилизации низко-потенциального тепла на основе ОЦР. Выполненное исследование развивает методы моделирования процессов и объектов теплотехники на примере установок ОЦР с целью решений повышения энергоэффективности поиска оптимальных производства на исследуемых объектах. Полученные в работе данные способствуют развитию и реализации энергосберегающих технологий при низко-потенциальной теплоты. Энергоэффективность утилизации рассматриваемых объектов достигается за счет утилизации теплоты уходящих газов и повышения экономичности производства за счет дополнительной мощности при номинальной нагрузке. К числу основных результатов работы можно отнести следующее:

1. Усовершенствована методика определения рабочего тела для технологии ОЦР – предложен критерий, позволяющий определить минимальную температуру насыщения рабочего тела, необходимую для полной утилизации теплоты, учитывающая конструктивные и режимные особенности энергетических установок, что обеспечивает адекватную оценку показателей энергетической эффективности технологии ОЦР на теплотехнологических объектах.

2. Разработана модель термодинамических процессов в установках ОЦР, система уравнений и краевые условия, учитывающие конфигурацию ОЦР, выбор типа утилизации теплоты, влияние температуры испарения и типа расширителя на эффективность и полноту утилизации. Показано, что модель адекватно отражает результаты экспериментальных исследований.

3. Установлены количественные зависимости влияния термодинамических параметров на эффективность работы системы ОЦР с рабочим телом R142b, заключающиеся в следующем:

- определена зависимость эффективности ОЦР от температуры греющей среды, температуры холодного источника, температуры испарения и температуры конденсации;

- определена оптимальная температура испарения с учетом полноты утилизации и эффективности ОЦР.

4. Разработаны режимы работы и рациональная конструкция установки ОЦР, работающей на рабочем теле R142b, с включением в ее состав ресивера и сепаратора, позволяющие получить дополнительную энергетическую мощность при утилизации на тепло-технологических объектах и увеличить надежность работы установки и запас рабочего тела на период пуска и останова;

5. Разработана методика оценки технико-экономического эффекта от внедрения установок ОЦР различной конфигурации на предприятия цветной металлургии и энергетики. Технико-экономический анализ показал, что наиболее перспективным способом включения утилизации являются:

- для утилизации теплоты анодных газов на КрАЗе конфигурация с глубокой утилизацией и ОЦР без регенерации, с доходом 4,593 млн. руб./год, экономией топлива 427,1 т.у.т./год и сроком окупаемости 3 года;

- для утилизации теплоты уходящих газов или преобразования теплоты горячей воды на СЦТ-3 конфигурация с глубокой утилизаций и ОЦР без регенерации с доходом 4,593 млн. руб./год, экономией топлива 82,4 т.у.т./год и сроком окупаемости 2 года и преобразование избыточной тепловой энергии сетевой воды с ОЦР без регенерации, с доходом 32,917 млн. руб./год и сроком окупаемости 1 год;

- для утилизации теплоты уходящих газов или преобразования теплоты горячей воды на СЦТ-22 конфигурация с глубокой утилизацией и ОЦР без регенерации с доходом 30,97 млн. руб./год, экономией топлива 334,3 т.у.т./год и сроком окупаемости 2 года и преобразование избыточной тепловой энергии

сетевой воды с ОЦР без регенерации, с доходом 400,1 млн. руб./год и сроком окупаемости 1 год;

- для утилизации теплоты уходящих газов от котла БКЗ-420-140-ПТ1 на Красноярской ТЭЦ-2, конфигурация с утилизацией и ОЦР без регенерации с доходом 5,572 млн.руб./год, экономией топлива 2372 т.у.т./год и сроком окупаемости 6 лет

#### Список литературы

1. Yu. S.C. A brief review study of various thermodynamic cycles for high temperature power generation systems / S.C. Yu, L. Chen, Y. Zhao, H.X. Li, X.R. Zhang // Energy Conversion and Management – 2015. –V. 94– P.68-83.

2. Bianchi M. Bottoming cycles for electric energy generation: Parametric investigation of available and innovative solutions for the exploitation of low and medium temperature heat sources / M. Bianchi, A. De Pascale // Applied Energy – 2011. - V.88 - P.1500-1509.

 Quoilin S. Experimental study and modeling of an Organic Rankine Cycle using scroll expander / S. Quoilin, V. Lemort, J. Lebrun // Applied Energy – 2010.
 – V.87 – P.1260-1268.

Galloni. E. Design and experimental analysis of a mini ORC (organic Rankine cycle) power plant based on R245fa working fluid / E. Galloni, G. Fontana, S. Staccone // Energy – 2015. – V.90– P.768-775.

5. Богданов А.И. Повышение мощностных, экономических и экологических показателей силовых установок за счет утилизации теплоты отработавших газов: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02 / Богданов А.И. - Челябинск, 1999. - 184 с.

6. Гетман В.В. Разработка и оптимизация параметров системы утилизации теплоты отходящих газов от энергетических установок с впрыском воды в газовый тракт: дис. ... канд. техн. наук: 01.04.14 / Гетман В.В. – Казань, 2001. –196 с.

7. Разношинская А.В. Повышение эффективности утилизации теплоты и нейтрализации отработавших газов поршневых ДВС путем демпфирования колебаний их температуры: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02 / Разношинская А.В. - Челябинск, 2005. - 164 с.

8. Рыбалко А.И. Расчетно-экспериментальное исследование процессов в двигателе Стирлинга, предназначенном для утилизации бросовой: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02 / Рыбалко А.И. - Новосибирск, 2011. - 192 с

9. Колюнов О.А. Система двухступенчатой утилизации энергии вытяжного воздуха с использованием обращенной тепловой машины: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.03 / Колюнов О.А. - Санкт-Петербург, 2004. - 144 с.

10. Лобан М.В. Повышение эффективности тепловых двигателей утилизацией тепла отработавших газов с применением теплонасосной установки: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02 / Лобан М.В. - Москва, 2004. - 151 с

11. Антипов Ю.А. Утилизация вторичных энергоресурсов газовых двигателей и газотурбинных установок с использованием тепловых насосов: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02 / Антипов Ю.А. - Москва, 2005. - 164 с

12. Сухих А.А. Исследование термодинамических свойств и теплотехнических характеристик фторорганических рабочих веществ: дис. ... д-ра. техн. наук: 01.04.14 / Сухих А.А. - Москва, 2012. - 386 с.

13. Марченко А.П. Выбор определяющих параметров комбинированного дизеля с системой вторичного использования теплоты: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02 / Марченко А.П. - Харьков, 1984. - 260 с.

14. Шуховцев В.В. Повышение эффективности утилизационных Стирлингэлектрических установок путем совершенствования системы подвода теплоты: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02 / Шуховцев В.В. - Челябинск, 2006.
- 169 с

15. Джураева Е.В. Исследование схем использования детандергенераторных агрегатов в энергетике и системах газоснабжения: дис. ... канд. техн. наук: 05.14.01 / Джураева Е.В. - Москва, 2005. - 155 с.

16. Сапожников М.Б. Разработка и исследование элементов тепловой электрической станции модульного типа на низкокипящем рабочем теле: дис. ... канд. техн. наук: 05.14.01 / Сапожников М.Б. - Москва, 2005. - 155 с.

17. Aneke M., Power generation from waste heat in a food processing application
/ M. Aneke, B. Agnew, C. Underwood, H. Wu, S. Masheiti. // Applied Thermal Engineering – 2012. – V.36 – P.171–180.

18. Liao H. What induced China's energy intensity to fluctuate / H. Liao, Y. Fan,
Y. M. Wei // Energy Policy – 2007. – V.35 – P.4640 – 4649.

19. Incorporated B. Waste heat recovery: technology and opportunities in U.S. industry. U.S. Department of Energy. Industrial Technologies - 2008.

20. Bonilla J. Technological recovery potential of waste heat in the industry of the Basque country / J. Bonilla, J.M. Blanco, L. Lopez, J.M. Sala // Applied Thermal Engineering – 1997. – V.17 – P.283–288.

Latour S. Waste heat recovery potential in selected industries. / S. Latour, J. Menningmann, B. Blanney // USA: Environmental Protection Agency (EPA) - 1982.
 Tchanche B.F. Low-grade heat conversion in to power using organic Rankine cycles – a review of various applications / B.F. Tchanche, G. Lambrinos, A. Frangoudakis, G. Papadakis // Renewable and Sustainable Energy Reviews – 2011. – V.15 – P.3963–3979.

23. Imran M. Economic assessment of greenhouse gas reduction through low-grade waste heat recovery using organic Rankine cycle(ORC) / M. Imran, B.S. Park,
H.J. Kim, D.H. Lee, M. Usman // Journal Of Mechanical Science And Technology -2015. – V.29 –P.835–843.

24. Imran M. Multi-objective optimization of evaporator of organic Rankine cycle (ORC) for low temperature geothermal heat source / M. Imran, M. Usman, B.S. Park, H.J. Kim, D.H. Lee // Applied Thermal Engineering – 2015. – V.80 – P.1–9.
25. Chen H. A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat / H. Chen, D.Y. Goswami, E.K. Stefanakos //

Renewable and Sustainable Energy Reviews – 2010. – V.14 – P.3059–3067.
26. Leibowitz H. Cost effective small scale ORC systems for power recovery from low grade heat sources / H. Leibowitz, I. Smith, N. Stosic// Proceedings of

2006 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition - Chicago, Illinois, USA

27. Hettiarachchi H.D.M. Optimum design criteria for an organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources / H. D. M. Hettiarachchi, M. Golubovic, W. M. Worek, Y. Ikegami // Energy – 2006. – V.32 – P. 1698-1706.

Tchanche B.F. 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 and Sustainable Energy Reviews – 2011– V.15– P. 3963-3979. http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2011.07.024

Li X.G. A Kalina cycle with ejector / X.G.Li, Q.L. Zhang, X.J. Li // Energy –
 2013– V.54– P.212–219.

30. Singh OK, Kaushik SC. Energy and exergy analysis and optimization of Kalina cycle coupled with a coal fired steam power plant / O.K. Singh, S.C. Kaushik // Applied Thermal Engineering – 2013. – V.51 – P.787–800.

31. Modi A. Performance analysis of a Kalina cycle for a central receiver solar thermal power plant with direct steam generation / A. Modi, F. Haglind // Applied Thermal Engineering -2014. -V.65 - P.201-208.

32. Zhang X.X. A review of research on the Kalina cycle / X.X. Zhang, M.G. He,
Y. Zhang // Renewable and Sustainable Energy Reviews – 2012–V.16– P. 5309-5318.

33. Moran M.J., Shapiro H.N., Boettner D.D., Bailey M.D. Fundamentals of engineering thermodynamics. 7th ed. New York: John Wiley & Sons – 2011.

34. Thombarea D.G. Technological development in the Stirling cycle engines /
D.G. Thombarea, S.K. Verma // Renewable and Sustainable Energy Reviews –
2008–V.12– P. 1-38.

35. Karabulut H. Dynamic analysis of a free piston Stirling engine working with closed and open thermodynamic cycles // Renewable and Sustainable Energy Reviews -2011-V.36 - P. 1704-1709.

36. Rogdakis E.D. A thermodynamic study for the optimization of stable operation of free piston Stirling engines / E.D. Rogdakis, N.A. Bormpilas, I.K. Koniakos // Energy Convers Manage –2004–V.45:575– P. 93.

37. Riofrio J.A. Control based design of free piston Stirling engines. / J.A. Riofrio,
K. Al-Dakkan, M.E. Hofacker, E.J. Barth. // In: 2008 American control conference,
Westin Seattle Hotel – Seattle, Washington, USA, June 11–13 –No.WeC09.4 –2008.
– P. 1533–158.

38. Tsoutsos T. Technical and economical evaluation of solar thermal power generation / T. Tsoutsos, V. Gekas, K. Marketaki // Renewable and Sustainable Energy Reviews – 2003–V.28 – P. 873-886.

39. Li Y.Q. Optimization of solar-powered Stirling heat engine with finite-time thermodynamics / Y.Q. Li, Y.L. He, W.W. Wang // Renewable and Sustainable Energy Reviews – 2011–V.36 – P. 421-427.

40. M. de Escalona J.M. Performance analysis of hybrid systems incorporating high temperature fuel cells and closed cycle heat engines at part-load operation / J.M. M. de Escalona, D. Sarnchez, R. Chacartegui, T. Sarnchez // International Journal of Hydrogen Energy – 2013–V.38 – P. 570-578.

41. Saidur R. Technologies to recover exhaust heat from internal combustion engines / R. Saidur, M. Rezaei, W.K. Muzammil, M.H. Hassan, S.Paria, M. Hasanuzzaman. // Renewable and Sustainable Energy Reviews – 2012–V.16 – P. 5649-5659.

42. Riffat S.B. Thermoelectrics: a review of present and potential applications /
S.B. Riffat, X Ma // Applied Thermal Engineering – 2003. – V.23 – P.913–935.

43. Karri M.A. Exhaust energy conversion by thermoelectric generator :two case studies / M.A. Karri, E.F. Thacher, B.T. Helenbrook // Energy Conversion and Management – 2011. – V.52 – P.1596–1611.

44. Zhang X. An automobile thermoelectric–photo voltaic hybrid energy system using maximum power point tracking / X. Zhang, K.T. Chau //. Energy Conversion and Management – 2011. – V.52 – P.641–647.

45. Yu C, Chau KT. Thermoelectric automotive waste heat energy recovery using maximum power point tracking / C. Yu, K.T. Chau // Energy Conversion and Management – 2009. – V.50 – P.1506–1512.

46. Wei D. Performance analysis and optimization of organic Rankine cycle (ORC) / D. Wei, X. Lu, Z. Lu, J. Gu // Energy Conversion and Management – 2006.
- V.48 – P. 1113-1119.

47. Invernizzi C. Bottoming micro-Rankine cycles for micro-gas turbines. / C.
Invernizz, P. Iora, P. Silva // Applied Thermal Engineering – 2007. – V.27 – P. 100-110.

48. Dai Y. Parametric Optimization and Comparative Study of Organic Rankine
Cycle (ORC) for Low Grade Waste Heat Recovery. / C. Invernizzi, P. Iora, P. Silva
// Applied Thermal Engineering – 2007. – V.27 – P. 100-110.

49. Lemort V. Testing and modeling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle. / V. Lemort, S. Quoilin, C. Cuevas, J. Lebrum // Applied Thermal Engineering – 2009. – V.29 – P. 3094-3102.

Desai, N. B. Process integration of organic Rankine cycle. / N. Lemort, B. Desai, S. Bandyopadhyay // Energy – 2009. – V.34 – P. 1674-1686.

51. Wang X. D. Performance evaluation of a low-temperature solar Rankine cycle system utilizing R245fa. / X. D. Wang, L. Zhao., J. L. Wang, W. Z. Zhang, X. Z. Zhao// Solar Energy – 2010. – V.84 – P. 353-364.

52. SCHUSTER A. Efficiency optimization potential in supercritical Organic Rankine Cycles. /A. Schuster, S. Karellas, R. Aumann // Energy – 2010. – V.35 – P. 1033-1039.

53. YARI M. Utilization of waste heat from GTMHR for power generation in organic Rankine cycles. / M. Yari, S.M.S. Mahmodi // Applied Thermal Engineering – 2010. – V.30 – P. 366-375.

54. Gang P. Analysis of Low Temperature Solar Thermal Electric Generation Using Regenerative Organic Rankine Cycle. / P. Gang, L. Jing, J. Jie // Applied Thermal Engineering – 2010. – V.30 – P. 998-1004.

55. Vaja I. Internal Combustion Engine (ICE) bottoming with Organic Rankine Cycles (ORCs). / I. Vaja, A. Gambarotta // Energy – 2010. – V.35 – P. 1084- 1093.

56. Chacartegui R. Alternative ORC bottoming cycles FOR combined cycle power plants. / R. Chacartegui, D. Sanchez, J. M. Munoz, T. Sanchez // Applied Energy – 2009. – V.86 – P. 2162-2170.

57. Saleh B. Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles. / B.
Saleh, G. Koglbauer, M. Wendland, J. Fischer // Energy – 2007. – V.32 – P. 1210-1221.

58. Liu B.-T. Effect of Working Fluids on Organic Rankine Cycle for Waste Heat Recovery. / B.-T. Liu, K.-H. Chien, C.-C. Wang // Energy – 2002. – V.29 – P. 1207-1217.

59. Hung T. C. A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources / T. C. Hung, S. K. Wang, C. H. Kuo, B. S. Pei, K. F. Tsai // Energy – 2010. – V.35 – P. 1403-1411.

60. Wang X. D. Analysis of zeotropic mixtures used in low temperature solar Rankine cycles for power generation. / X. D. Wang, L. Zhao // Solar Energy – 2009. – V.83 – P. 605-613.

 Mago P. J. An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids. / P. J. Mago, L. M. Chamra, K. Srinivasn, C. Somayaji // Applied Thermal Engineering – 2008. – V.28 – P. 998-1007.

62. Kaikko J. Comparison between air bottoming cycle and organic Rankine cycle as bottoming cycles / J. Kaikko, L. Hunyadi, A. Reunanen // Proceedings of Second International Heat Powered Cycles Conference – HPC'01 – P. 195.

63. Angelino G. Multicomponent Working Fluids for Organic Rankine Cycles (ORCs). / G. Angelino, D. Colonna, P. Paliano // Energy – 1998. – V.23 – P. 449-463.

64. Quoilin S. Experimental study and modeling of a low temperature Rankine cycle for small-scale cogeneration. //Aerospace and Mechanical Engineering Department. University of Liege. Liege. Belgium – 2007.

65. Doty D. F. A Dual-Source Organic Rankine Cycle (DORC) for Improved Efficiency in Conversion of Dual Low- and Mid-Grade Heat Sources. / D. F. Doty,

S. Shevgoor // Proceedings of the ASME 2009 3rd International Conference of Energy Sustainability. San Francisco. California. USA. – 2009.

66. Aneke M. Performance analysis of the Chena binary geothermal power plant.). / M. Aneke, B. Agnew, C. Underwood // Applied Thermal Engineering – 2011. – V.31 – P. 1825-1832.

67. Alford J. Cajun Converter, Don't Ya Know. IN GIBSON, T. (Ed.) Progressive Engineer Feature. Progressive Engineer. – 2005.

Nasir P., Jones S., Buchanan T., Posner D. Turning Recovered Heat to Power.
Hart Pipeline and Gas Technology: A Hart Energy Publication. Houston. Texas,
USA. Hart Energy Publishing – 2004.

69. Mettler D. (2006) Recycling Heat Energy into Electricity. enerG. ORMAT Inc, USA. – 2006.

70. Legmann H. & Citrin D. (2004) Low Grade Heat Recovery. ORMAT International, Inc, USA. – 2004.

71. SIEMENS-AG Siemens delivers booster propulsions and waste heat recovery energy management systems for United Arab Shipping Company's nine new-building container ships. – 2009.

72. Holdmann G. 400kW Geothermal Power Plant at Chena Hot Springs, Alaska. Final Project Report Prepared for the Alaska Energy Authority. 4 February 2007. Alaska, Chena Power Company.

73. Sami S. M. Power Generation using an Organic Rankine Cycle Drive with Refrigerant Mixtures and Low Waste Heat Exhaust as a Heat Source. United States Patent No 20100126172. USA.

74. Juchymenko V. Supplementary Thermal Energy Transfer in Thermal Energy Recovery Systems. United States Patent No: 20090320477. USA.

75. Hamilton B. New Revolution in Electricity Generation. University of Newcastle. Australia. – 2009.

76. Lozanova S. How to make electricity from wasted energy. Clean Technica.12th March, 2009 ed.,

URL: www.cleantechnica.com.

Дата обращения (18.01.2020)

77. Guillen D. P. Modification and Optimization of the Organic Rankine Cycle. In research, G. G. (Ed.) Industrial Technology Program Munich, Germany.

78. Brasz, J. J. Power production from a moderate-temperature geothermal resources. / J. J. Brasz, B. P. Bierman, G. Holdman // GRC Annual Meeting. Reno, USA. – 2005.

79. Brasz J. J. The Environmental Impact of Working Fluids for Organic Rankine Bottoming Cycles. / J. J. Brasz, G. J. Zyhowski // 2005 IASME/WSEAS International Conference on Energy, Environment, Ecosystems and Sustainable Development. Greece. – 2005.

80. Aneke M. Approximate Analysis of the Economic Advantage of a Dual Source ORC System Over two Single ORC Systems in the Conversion of Dual low and Mid Grade Heat Sources. / M. Aneke, B. Agnew, C. Underwood // Journal of EUEC - 2011. -V.5 - P.17.

81. Пат. на модель № 2436011 Российская Федерация, МПК F22B 1/18 Устройство утилизации тепла дымовых газов и способ его работы / В.И. Беспалов, В.В. Беспалов - №2012100874 – Электронный ресурс URL: http://www1.fips.ru/wps/portal/IPS_Ru#1516522773961

Дата обращения (21.01.2020)

82. Пат. на модель № 2607118 Российская Федерация, МПК F22B 33/18 Способ и система глубокой утилизации тепла продуктов сгорания котлов электростанций / Е.Д. Шадек - № 2015105043 - Электронный ресурс URL: http://www1.fips.ru/wps/portal/IPS_Ru#1516522225571

Дата обращения (21.01.2020)

83. Шадек Е.Д. Конденсационный теплообменник-утилизатор - модернизация котельных установок/ Е. Шадек, Б. Маршак, И. Крыкин, В. Горшков // Промышленные и отопительные котельные и мини-ТЭЦ – 2014. – №.5 – С.10-34

84. Куликов Б.П. Переработка отходов алюминиевого производства / Б.П. Куликов, С.П. Истомин. – Красноярск: Изд-во "Классик Центр", 2004. -480 с. 85. Андреева М.С.. Утилизация сбросного тепла алюминиевого завода для подогрева питательной воды котельной КраМЗа //М.С.. Андреева, Ю.И. Сторожев// Сборник материалов Х Юбилейной Всероссийской научно-технической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых с международным участием, посвященной 80-летию образования Красноясркого края [Электронный ресурс] № заказа 1644/отв. ред. О.А.Краев - Красноярск: Сиб. федер. ун-т. - 2014

 Шенк, Х. Теория инженерного эксперимента / Х. Шенк. – Москва: Мир, 1972. – 381 с

87. Башмаков И. А. Повышение эффективности энергоснабжения в северных регионах России / Энергосбережение – 2017. – №2.

88. Зайдель, А.Н. Элементарные оценки ошибок измерений / А.Н. Зайдель.
– Академия Наук СССР. Ленинград: – Наука, 1968. – 96 с

89. Плачков И.В. Энергетика. История, настоящее и будущее / И.В. Плачков, С.Г. Плачкова, Н.И. Дунаевская, В.С. Подгуренко, Б.А. Шиляев, Ю.А. Ландау, И.Я. Сигал, Г.Д. Данилко // Электронный ресурс URL: <u>http://energetika.in.ua/ru/books/book-5/part-5/section-1/1-1</u>

Дата обращения (18.01.2019)

90. Прикладная программа для моделирования процессов ОЦР SmoWeb Электронный pecypc URL: <u>http://platform.sysmoltd.com</u> Дата обращения (18.01.2020)

91. База данный свойств 122 рабочих жидкостей CoolProp
Электронный ресурс URL: <u>http://www.coolprop.org</u>
Дата обращения (18.01.2020)

92. Wang E. Study of working fluid selection of organic Rankine cycle (ORC) for engine waste heat recovery / E. Wang, H. Zhang, B. Fan, M. Ouyang, Y. Zhao, Q. Mu // Energy– 2011. – V.36 – P. 3406-3418. 93. Lai N.A. Working fluids for high-temperature organic Rankine cycles / N.A.
Lai, M. Wendland, J. Fischer// Energy–2011. – V.36 – P. 199-211.

94. Yang K. Study of zeotropic mixtures of ORC (organic Rankine cycle) under engine various operating conditions / K. Yang, H. Zhang, Z. Wang, J. Zhang, F. Yang, E. Wang // Energy–2013. – V.58 – P. 494-510.

95. Liu B-T. Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery / B.T. Liu, K.H. Chien, C.C. Wang // Energy– 2004. – V.29 – P. 1207-1217.

96. Tchanche B.F. Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle / B.F. Tchanche, G. Papadakis, G. Lambrinos, A. Frangoudakis // Applied Thermal Engineering– 2009. – V.29 – P. 246-276.

97. Lakew A.A. Working fluids for low-temperature heat source / A.A. Lakew,
O. Bolland // Applied Thermal Engineering- 2010. - V.30 - P. 126-128.

 Saleh B. Working fluids for low temperature organic Rankine cycles / B.
 Saleh, G. Koglbauer, M. Wendland, J. Fischer // Energy – 2007. – V.32 – P. 1210-1221.

99. Yu G. Simulation and thermodynamic analysis of a bottoming Organic Rankine Cycle (ORC) of diesel engine (DE)./ G. Yu, G. Shu, H. Tian, H. Wei, L. Liu // Energy – 2013. – V.51 – P. 281-290.

100. Jung H-C. An experimental and modelling study of a 1kW organic Rankine cycle unit with mixture working fluid. / H-C. Jung, L. Taylor, S. Krumdieck // Energy – 2015. – V.81 – P. 601-614. <a href="http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2015.01.003">http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2015.01.003</a>.

101. Xi H. Parametric optimization of regenerative organic

Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery using genetic algorithm / H. Xi, M-J. Li, C. Xu, Y-L. He // Energy – 2013. – V.58 – P. 473-482.

102. Walraven D. Economic system optimization of aircooled organic Rankine cycles powered by low-temperature geothermal heat sources./ D. Walraven, B. Laenen, W. D'Haeseleer.// Energy – 2015. – V.80 – P.104-113.

103. Wang J. Thermodynamic analysis and optimization of an (organic Rankine cycle) ORC using low grade heat source./ J. Wang, Z. Yan, M. Wang, S. Ma, Y. Dai// Energy – 2013. – V.49 – P. 356-365.

104. Rayegan R. A procedure to select working fluids for Solar Organic Rankine Cycles (ORCs). / R. Rayegan, YX. Tao // Renewable Energy – 2011. – V.36 – P. 659-670.

105. Zhou N. Experimental study on Organic Rankine Cycle for waste heat recovery from low-temperature flue gas./ N. Zhou, X. Wang, Z. Chen, Z. Wang. // Energy – 2013. – V.55 – P. 216-225.

106. Drescher U. Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants./ U. Drescher, D. Brüggemann.// Applied Thermal Engineering – 2007. – V.27 – P. 223-228.

107. Li Y-R. Influence of coupled pinch point temperature difference and evaporation temperature on performance of organic Rankine cycle. / Y-R. Li, J-N. Wang, M-T. Du.// Energy – 2012. – V.42 – P. 503-509.

108. Guo C, Du X, Yang L, Yang Y. Performance analysis of organic Rankine cycle based on location of heat transfer pinch point in evaporator./ C. Guo, X. Du, L. Yang, Y. Yang.// Applied Thermal Engineering – 2014. – V.62 – P.176-186.

109. Yu H, Feng X. Pinch position between heat carrier and working fluid in organic rankine cycle for waste heat recovery. / H. Yu, X. Feng.// Chemical engineering transaction -2014. - V.39 - P. 61-66.

110. Powell RL. CFC phase-out: have we met the challenge? / J Fluor Chem – 2002. – V.114 – P. 237-250.

111. Chen H. The conversion of low-grade heat into power using supercritical rankine cycles [Ph.D thesis]./ University of South Florida – 2010. –P. 33.

112. Hung T. A review of organic Rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat./ T. Hung, T. Shai, S. Wang.// Energy – 1997. – V.22 – P. 661-667.
113. Bao J. A review of working fluid and expander selections for organic Rankine

cycle./ J. Bao, L. Zhao.// Renewable Sustainable Energy Reviews

-2013. - V.24 - P. 325-342

114. Xu J. Effect of the critical temperature of organic fluids on supercritical pressure Organic Rankine Cycles. / J. Xu, C. Liu // Energy – 2013. – V.63 – P. 109-122

115. Klemes J, editor. Handbook of process integration. 1st ed. Cambridge, UK:Woodhead Publishing. – Elsevier. – 2013

116. Бойко Е.А. Состояние и направление развития топливо-энергетического комплекса Красноярского края / Е.А. Бойко, А.В. Бобров, П.В. Шишмарев, С.Р. Янов // – 2017. –Издательство СФУ

117. Quoilin S. Sustainable energy conversion through the use of organic Rankine cycles for waste heat recovery and solar applications [Ph.D thesis].University of Liège–2011.

118. Wu Z. Experimental testing and numerical simulation of scroll expander in a small scale organic Rankine cycle system./ Z. Wu, D. Pan, N. Gao, T. Zhu T, F. Xie //Applied Thermal Engineering.–2015. –V.87 –P.529-537.

119. Chang J.C. Experimental study on low-temperature organic Rankine cycle utilizing scroll type expander./ J.C. Chang, T.C. Hung, Y.L. He, W. Zhang //Applied Energy. –2015. –V.155 –P.150-159.

120. Chang J.C. Experimental study and CFD approach for scroll type expander used in low-temperature organic Rankine cycle./ J.C. Chang, C.W. Chang, T.C. Hung, J.R. Lin, K.C. Huang //Applied Thermal Engineering.2014. –V.73(2) – P.1444-1452.

121. Yun E. Experimental investigation of an organic Rankine cycle with multiple expanders used in parallel. / E. Yun, D. Kim, S.T. Yoon, K.C. Kim. // Applied Energy. – 2015. –V.145 –P.246-254.

122. Muhammad U. Design and experimental investigation of a 1 kW organic Rankine cycle system using R245fa as working fluid for low-grade waste heat recovery from steam. / U. Muhammad, I. Muhammad, L.D. Hyun, P. B. Sik // Energy Conversion and Management.–2015. –V.103 –P.1089-1100.

123. Nichols K.E. How to select turbomachinery for your application. Arvada Barber Nichols Eng. Company.

124. Earl L.J. Handbook of turbomachinery. CRC Press.-2003.ъ

125. Muhammad I. Volumetric expanders for low grade heat and waste heat recovery applications / I. Muhammad, U. Muhammad, S.P Byung ,H.L. Dong //Renewable and Sustainable Energy Reviews .–2016. –V.57 –P.1090-1109

126. Электронный калькулятор стоимости теплообменников

URL: http://www.matche.com/equipcost/Exchanger.html

Дата обращения (27.01.2020)

127. Сайт "ИНФИНИТИ ТУРБАЙН УКРАИНА"

URL: <u>http://cccenergo.com/-_orc_турбины-вопросы_и_ответы</u>

Дата обращения (27.01.2020)

128. Бойко Е.А. Котельные установки и парогенераторы (Тепловой расчет парового котла) / Е.А.Бойко, И.С.Деринг, Т.Ю. Охорзина // Учебное пособие.– 2005.– Красноярск

129. Приказ № 614-П Об установлении тарифов на электрическую энергию, отпускаемую обществом с ограниченной ответственностью «Энергия» (с. Хатанга, ИНН 2411024040) от 19.12.2017

130. Gao P. Simulation and experiments on an ORC system with different scroll expanders based on energy and exergy analysis./ P. Gao, L. Jiang, LW. Wang, RZ. Wang, FP. Song. // Applied Thermal Engineering –2015. –V.75 –P.880-888.

131. Пат. 2555919 Российская Федерация МПК. Теплоутилизатор для глубокой утилизация тепла дымовых газов поверхностного типа и способ его работы / Горфин О.С., Зюзин Б.Ф. ; заявитель и патентообладатель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Тверской государственный технический университет». – №9402507/04 ; заявл. 08.04.2014 ; опубл. 10.07.2015, Бюл. № 19 – 10 с.

132. Саваельев Н.И. Расчет и проектирование кожухотрубчатых теплообменных аппаратов: учеб. пособие / Н.И. Савельев, П.М. Лукин// Учебное пособие. – 2010. – Чебоксары

# Приложение А. Методика оценки технико-экономического эффекта утилизации низкопотенциального тепла

Технико-экономическая оценка модернизации предполагает расчет коммерческой эффективности инвестиций, направляемых на данные цели, которая определяется на основе анализа хозрасчетных показателей предприятий.

Для оценки коммерческой эффективности рассчитываются показатели, устанавливающие соотношения финансовых затрат и результатов, обусловленных реализацией инвестиций инвестиционного проекта: чистый доход, срок окупаемости, рентабельность, внутренняя норма доходности.

Показатели эффективности могут определяться разными методами. Статические методы не учитывают изменения движения капитала в течение времени осуществления проекта, методы дисконтирования позволяют учесть неравноценность одинаковых сумм поступлений и платежей, относящихся к разным периодам времени осуществления проекта.

Первый в системе показателей коммерческой эффективности – чистый доход, который определяется как превышение интегральных результатов над интегральными затратами.

С учетом разграничения общей суммы затрат, стоимостной оценкой результата является, во-первых, прирост прибыли, достигаемый при внедрении на практике тех или иных мероприятий, а во-вторых, «амортизационные отчисления», являющиеся не статьей расхода, а наравне с прибылью – внутренним источником финансирования:

$$D_{j} = AMO_{j} + \Pi\Pi P_{j}$$

где  $D_{i}$  - доход в j-м году расчетного периода;

АМО_j - амортизационные отчисления в j-м году; ППР_i - прирост прибыли предприятия в том же году. В качестве основного подхода к расчету результата от внедрения мероприятий в энергетике предлагается использовать расчленение полного (интегрального) результата на отдельные составляющие. Так, прирост прибыли предприятия наблюдается как вследствие увеличения выручки от реализации продукции основного производства, продукции вспомогательного производства, оказания прочих видов услуг, так и вследствие экономии текущих затрат по производству продукции.

Величина чистого дохода определяется по формуле:

ЧД = 
$$\sum_{j=1}^{n_2} D_j - \sum_{t=1}^{n_1} K_t$$

где  $D_j$  - доход в периоде j;

 $n_2$  - продолжительность периода отдачи от инвестиций;

 $K_{\rm t}$  - инвестиционные расходы в периоде *t*;

*n*₁ - продолжительность процесса инвестиций.

Оценка планируемых затрат и результатов осуществляется в пределах расчетного периода, включающего продолжительность процесса инвестиций и продолжительность периода отдачи от инвестиций.

Перечисленные показатели эффективности наряду со стратегическими методами могут рассчитываться и методами дисконтирования, позволяющие определить, насколько будущие поступления оправдают сегодняшние затраты. В этом случае соизмерение разновременных показателей осуществляется путем приведения (дисконтирования) их к ценности в начальном периоде.

Для приведения разновременных затрат и результатов используется ставка сравнения (Е), равная приемлемой для инвестора норме дохода на капитал. Ставка сравнения определяет темп снижения ценности денежных ресурсов с течением времени.

Приведение к базисному году затрат и результатов, имеющих место в tм году реализация проекта, производится путем умножения на коэффициент дисконтирования a(t), определяемый для постоянной ставки сравнения E как:

$$a(t) = \frac{1}{\left(1+E\right)^{t}}$$

где *t* - номер года (*t* - 0,1,2...*T*);

Рассмотренные выше показатели определяются по следующим формулам.

Чистый дисконтированный доход:

ЧДД = 
$$\sum_{j=1}^{n_2} D_j \cdot a^{(j+n_1)} - \sum_{j=1}^{n_1} K_t \cdot a^t$$

где  $D_{i}$  - доход в периоде j;

 $n_2$  - продолжительность периода отдачи от инвестиций;

а - коэффициент дисконтирования по ставке сравнения;

 $K_{\rm t}$  - первоначальные затраты;

 $n_1$  - продолжительность процесса инвестиций.

Наиболее распространенным условием проекта является небольшой период существования первоначальных затрат. В этом случае допустимо считать осуществление инвестиций разовой суммой, тогда формула расчета чистого дисконтированного дохода имеет вид:

ЧДД = 
$$\sum_{j=1}^{n_2} \frac{D_j}{(1+E)^j} - K$$

Срок окупаемости - это период (измеряемый в месяцах, кварталах или годах), начиная с которого первоначальные затраты покрываются суммарными результатами. Другими словами, это интервал времени, в течение которого общий объём капитальных затрат остаётся большим суммы амортизационных отчислений и прироста прибыли предприятия. Соотношение между доходами и расходами по реализации проекта определяется показателем чистого дисконтированного дохода (ЧДД). Если ЧДД больше нуля, то все затраты по проекту окупаются доходами, т.е. данный проект инвестиций можно рекомендовать к практической реализации.

### Оценка стоимости основного оборудования

Оценка стоимости основного оборудования делится на:

- Оценка стоимости теплообменника утилизации (Газовоздушного стального или газоводяного стеклянного)
- Оценка стоимости подогревателя (Воздухо-водяного стального ,в схемах с утилизацией теплоты газов до температуры выше точки росы)
- Оценка стоимости установки ОЦР с винтовым расширителем

Оценка стоимости теплообменников принималась из онлайн калькулятора стоимости теплообменников с курсом доллара актуальным на 2014 год [126].

Оценка стоимости модуля ОЦР принималась из прайса компании "инфинити турбайн Украина" [127]. Оценка удельных капиталовложений была проведена с помощью регрессивного анализа стоимости, \$/кВт :

 $K_{\text{OLIP}} = 1338 \cdot P + 15474,18$ 

# Приложение Б. Оценка технико-экономического эффекта

Таблица 1. – Расчеты технико-экономического эффекта утилизации теплоты анодных газов на КрАЗе.

Показатель	Утилизации с	Утилизация с	Глубокая	Глубокая
	ОЦР без	регенеративным	утилизация с	утилизация с
	регенерации	ОЦР	ОЦР без	регенеративным
			регенерации	ОЦР
Температура	130	130	130	130
газов, °С				
Температура	100	100	80	80
охлажденных				
газов, °С				
Утилизируемая	933,33	933,33	1555,56	1555,56
теплота, кВт				
КПД ОЦР	0,100006	0,103573	0,100006	0,103573
Мощность ОЦР,	89,6427	92,8401	152,536	157,78
кВт				
Расход R142b,	3,53962	3,66585	6,019	6,234
кг/с				
Стоимость ОЦР,	135425	139704	219583	226600
\$				
Тип	Трубчатый,	Трубчатый,	Трубчатый,	Трубчатый,
теплообменника	стальной	стальной	стеклянный	стеклянный
утилизатора,				
материал				
Площадь	5233 (56315)	5233 (56315)	4538(48827)	4538(48827)
утилизатора,				
м ² (фут ² )				
Цена	72300	72300	140200	140200
утилизатора, \$				
Тип	Трубчатый,	Трубчатый,		
теплообменника	стальной	стальной		

подогревателя,				
материал				
Площадь	2722,7(29,296)	2722,7 (29,296)		
подогревателя,				
м ² (фут ² )				
Цена	39800	39800		
подогревателя, \$				
Капитала	7,425	7,554	10,793	11,004
вложения, млн.				
руб.				
Издержки на	0,742	0,755	1,079	1,100
амортизацию,				
млн.руб/год				
Затраты на	0,742	0,755	1,079	1,100
ремонт,				
млн.рубю/год				
Затраты на оплату	2,4	2,4	2,4	2,4
труда,				
млн.руб/год				
Эксп. Издержки,	3,885	3,910	4,558	4,600
млн.руб/год				
Себестоимость	5,41	5,26	4,59	4,86
производства				
энергии,				
руб/(кВт·ч)				
Доход по отпуску	1,493	1,659	4,593	4,600
эл. эн. Млн.				
руб/год				
Срок	5	4	3	3
окупаемости, лет				
Экономия, т.	251	260	427,1	441,8
у.т./год				

Таблица 2. – Расчеты технико-экономического эффекта утилизации теплоты уходящих газов от котельной п. Шапкино (Енисейск-15) СЦТ-3.

Показатель	Утилизации с	Утилизация с	Глубокая	Глубокая
	ОЦР без	регенеративным	утилизация с	утилизация с
	регенерации	ОЦР	ОЦР без	регенеративным
			регенерации	ОЦР
Температура	200	200	200	200
газов, °С				
Температура	120	120	80	80
охлажденных				
газов, °С				
Утилизируемая	300	300	345	345
теплота, кВт				
КПД ОЦР	0,100006	0,103573	0,100006	0,103573
Мощность ОЦР,	28,8137	29,8415	33,1358	34,3177
кВт				
Расход R142b,	1,137	1,178	1,335	1,382
кг/с				
Стоимость ОЦР,	54029	55405	59813,2	61394,7
\$				
Тип	Трубчатый,	Трубчатый,	Трубчатый,	Трубчатый,
теплообменника	стальной	стальной	стеклянный	стеклянный
утилизатора,				
материал				
Площадь	891,6(9593,5)	891,6(9593,5)	627,91(6756,31)	627,91(6756,31)
утилизатора,				
м ² (фут ² )				
Цена	48100	48100	168700	168700
утилизатора, \$				
Тип	Трубчатый,	Трубчатый,		
теплообменника	стальной	стальной		
подогревателя,				
материал				

Площадь	440,2(4736,4)	440,2(4736,4)		
подогревателя,				
м ² (фут ² )				
Цена	20000	20000		
подогревателя, \$				
Капитала	3,664	3,805	6,855	6,902
вложения, млн.				
руб.				
Издержки на	0,366	0,370	0,685	0,690
амортизацию,				
млн.руб/год				
Затраты на	0,366	0,370	0,685	0,690
ремонт,				
млн.рубю/год				
Затраты на	4,8	4,8	4,8	4,8
оплату труда,				
млн.руб/год				
Эксп. Издержки,	5,532	5,532	6,171	6,180
млн.руб/год				
Себестоимость	27,029	26,137	26,21	25,351
производства				
энергии,				
руб/(кВт·ч)				
Доход по отпуску	3,619	3,737	4,353	4,719
эл. эн. млн.				
руб/год				
Срок	2	2	2	2
окупаемости, лет				
Экономия, т.	71,642	74,198	82,388	85,327
у.т./год				

Таблица 3. – Расчеты технико-экономического эффекта преобразования тепловой энергии горячей воды в электрическую п. Шапкино (Енисейск-15) СЦТ-3.

Показатель	Преобразование с	Преобразование с
	ОЦР без регенерации	регенеративным ОЦР
Температура воды вход, °С	120	120
Температура воды выход, °С	70	70
Избыточная тепловая мощность,	1929	1929
кВт		
КПД ОЦР	0,100006	0,103573
Мощность ОЦР, кВт	189,053	195,796
Расход R142b, кг/с	7,465	7,731
Стоимость ОЦР, \$	268446	277469
Капитала вложения, млн. руб.	8,053	8,324
Издержки на амортизацию,	0,805	0,832
млн.руб/год		
Затраты на ремонт, млн.рубю/год	0,805	0,832
Затраты на оплату труда,	4,8	4,8
млн.руб/год		
Затраты на получение тепловой	20,718	20,718
энергии, млн. руб./год		
Эксп. Издержки, млн.руб/год	27,129	27,183
Себестоимость производства	20,19	19,54
энергии, руб/(кВт·ч)		
Доход по отпуску эл. эн. млн.	32,917	35,005
руб/год		
Срок окупаемости, лет	1	1
Таблица 4. – Расчеты технико-экономического эффекта утилизации теплоты уходящих газов от котельной д. Подтесосво СЦТ-22.

Показатель	Утилизации с	Утилизация с	Глубокая	Глубокая	
	ОЦР без	регенеративным	утилизация с	утилизация с	
	регенерации	ОЦР ОЦР без		регенеративным	
			регенерации	ОЦР	
Температура	160	160	160	160	
газов, °С					
Температура	120	120	80	80	
охлажденных					
газов, °С					
Утилизируемая	1150	1150	1400	1400	
теплота, кВт					
КПД ОЦР	0,100006	0,103573	0,100006	0,103573	
Мощность ОЦР,	110,453	114,392	134,464	139,26	
кВт					
Расход R142b,	4,450	4,609	5,418	5,611	
кг/с					
Стоимость ОЦР,	163271	168542	195400	201818	
\$					
Тип	Трубчатый,	Трубчатый,	Трубчатый,	Трубчатый,	
теплообменника	стальной	стальной	стеклянный	стеклянный	
утилизатора,					
материал					
Площадь	4664,92(50194,5)	4664,92(50194,5)	3294,8(35461)	3294,8(35461)	
утилизатора,					
м ² (фут ² )					
Цена	483000	483000	960700	960700	
утилизатора, \$					
Тип	Трубчатый,	Трубчатый,			
теплообменника	стальной	стальной			
подогревателя,					
материал					

Площадь	2426,8(26111)	2426,8(26111)		
подогревателя,				
м ² (фут ² )				
Цена	264400	264400		
подогревателя, \$				
Капитала	27,320	27,478	34,683	35,451
вложения, млн.				
руб.				
Издержки на	2,732	2,747	3,468	3,545
амортизацию,				
млн.руб/год				
Затраты на	2,732	2,747	3,468	3,545
ремонт,				
млн.рубю/год				
Затраты на	9,6	9,6	9,6	9,6
оплату труда,				
млн.руб/год				
Эксп. Издержки,	15,064	15,096	11,736	11,775
млн.руб/год				
Себестоимость	19,20	18,57	12,28	11,90
производства				
энергии,				
руб/(кВт·ч)				
Доход по	20,018	21,237	30,972	32,456
отпуску эл. эн.				
млн. руб/год				
Срок	2	2	2	2
окупаемости,				
лет				
Экономия, т.	274,630	284,424	334,331	346,256
у.т./год				

Таблица 5. – Расчеты технико-экономического эффекта преобразования тепловой энергии горячей воды в электрическую д. Подтесово СЦТ-22.

Показатель	Преобразование с ОЦР	Преобразование с
	без регенерации	регенеративным ОЦР
Температура воды вход, °С	120	120
Температура воды выход, °С	70	70
Избыточная тепловая мощность,	24184	24184
кВт		
КПД ОЦР	0,100006	0,103573
Мощность ОЦР, кВт	2322,77	2405,62
Расход R142b, кг/с	93,588	96,926
Стоимость ОЦР, \$	3123573	3234434
Капитала вложения, млн. руб.	93,707	97,033
Издержки на амортизацию,	9,370	9,703
млн.руб/год		
Затраты на ремонт, млн.рубю/год	9,370	9,703
Затраты на оплату труда,	19,2	19,2
млн.руб/год		
Затраты на получение тепловой	299,710	299,711
энергии, млн. руб./год		
Эксп. Издержки, млн.руб/год	337,652	338,317
Себестоимость производства	20,46	19,79
энергии, руб/(кВт·ч)		
Доход по отпуску эл. эн. млн.	400,105	425,755
руб/год		
Срок окупаемости, лет	1	1

Таблица 6. – Расчеты технико-экономического эффекта утилизации теплоты уходящих газов от котла БКЗ-420-140-ПТ1.

Показатель	Утилизации с	Утилизация с	Глубокая	Глубокая
	ОЦР без	регенеративным	утилизация с	утилизация с
	регенерации	ОЦР	ОЦР без	регенеративным
			регенерации	ОЦР
Температура	145	145	145	145
газов, °С				
Температура	120	120	80	80
охлажденных				
газов, °С				
Утилизируемая	9000	9000	14000	14000
теплота, кВт				
КПД ОЦР	0,100006	0,103573	0,100006	0,103573
Мощность ОЦР,	847,124	877,339	1372,08	1421,02
кВт				
Расход R142b,	34,132	35,3493	54,178	56,110
кг/с				
Стоимость ОЦР,	1149013	1189444	1851459	1916946
\$				
Тип	Трубчатый,	Трубчатый,	Трубчатый,	Трубчатый,
теплообменника	стальной	стальной	стеклянный	стеклянный
утилизатора,				
материал				
Площадь	52890(569096)	52890(569096)	578392(622350)	578392(622350)
утилизатора,				
м ² (фут ² )				
Цена	126600	126600	510900	510900
утилизатора, \$				
Тип	Трубчатый,	Трубчатый,		
теплообменника	стальной	стальной		
подогревателя,				
материал				

Площадь	540000	540000 (569096)		
подогревателя,	(569096)			
м ² (фут ² )				
Цена	124300	124300		
подогревателя,				
\$				
Капитала	41,997	43,210	70,872	72,837
вложения, млн.				
руб.				
Издержки на	4,199	4,321	7,087	7,283
амортизацию,				
млн.руб/год				
Затраты на	4,199	4,321	7,087	7,283
ремонт,				
млн.рубю/год				
Затраты на	4,8	4,8	4,8	4,8
оплату труда,				
млн.руб/год				
Эксп.	13,199	13,442	18,974	19,367
Издержки,				
млн.руб/год				
Себестоимость	1,94	1,91	1,94	1,91
производства				
энергии,				
руб/(кВт·ч)				
Доход по	5,572	5,999	8,025	8,025
отпуску эл. эн.				
млн. руб/год				
Срок	6	6	7	7
окупаемости,				
лет				
Экономия, т.	2371,94	2456,55	3411,54	3533,22
у.т./год				

Таблица 7. – Расчеты технико-экономического эффекта преобразования тепловой энергии теплофикационного отбора турбины T-110/120-130.

Показатель	Преобразова	Преобразован	Преобразова	Преобразов
	ние воды с	ие воды с	ние пара с	ание пара с
	ОЦР без	регенеративн	ОЦР без	регенерати
	регенерации	ым ОЦР	регенерации	вным ОЦР
Температура воды вход, °С	120	120	140	140
Температура воды выход,	70	70	110	110
°C				
Тепловая мощность, Гкал/кг	750	750	765	765
КПД ОЦР	0,100006	0,103573	0,114815	0,119854
Мощность ОЦР, кВт	19946,6	20658,1	23336,7	24393,3
Капитала вложения, млн.	801,182	828,744	943,502	985,917
руб.				
Издержки на амортизацию,	80,118	82,974	94,350	98,592
млн.руб/год				
Затраты на ремонт,	80,118	82,974	94,350	98,592
млн.рубю/год				
Затраты на оплату труда,	9,6	9,6	9,6	9,6
млн.руб/год				
Затраты на получение	749,7	749,7	749,7	749,7
тепловой энергии, млн.				
руб./год				
Эксп. Издержки,	919,536	925,248	948,000	956,483
млн.руб/год				
Себестоимость	7,53	7,31	6,63	6,41
производства энергии,				
руб/(кВт·ч)				

## Приложение В. Акты об использовании результатов работы



АКТ Внедрения в учебный процесс

Настоящим актом подтверждается, что научные и практические результаты, изложенные в диссертационной работе аспиранта Карабарина Дениса Игоревича «Повышение эффективности утилизации низкопотенциальной энергии теплотехнологических установок» и в его научных публикациях, используются Сибирским федеральным университетом при подготовке бакалавров и магистров по направлению 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника» в лекционных курсах и практикумах по дисциплинам «Основы инженерной деятельности», «Техническая термодинамика и тепломассообмен», «Тепловые двигатели», «Научноисследовательская работа», «Проектирование, моделирование и системный анализ объектов теплоэнергетики», что позволяет повысить их компетенцию и эффективность при выполнении научно-исследовательских курсовых проектов и выпускных работ.

Директор ПИ СФУ

Заведующий кафедрой ТЭС

М.В. Первухин

Е.А. Бойко



филиал Красноврская ТЭЦ-2 660079, Россия, Красноврский край, т Красновск, ул. Лесопильаников, 156, тел. (391)236-32-65, факс(391)256-64-46, E-mail: tec2@sibgenco.rn, <u>http://www.tgk13.rn</u>/HHL/KHII 1901067718/246402001; р/с 40702810600030003410; Филиал НАО Банк ВТБ и г.Красноврске; к/с 3010181020000000777; БИК 040407777

УТВЕРЖДАЮ: Директор филиала «Красноярская ТЭЦ-2» АО «Енисейская ТГК (ТГК-13)»

О.А. Бубновский AKT

Об использовании результатов диссертационной работы: «Повышение эффективности утилизации низкопотенциальной энергии теплотехнологических установок» старшего преподавателя кафедры «Тепловые электрические станции» Политехнического института Карабарина Дениса Игоревича

Мы, нижеподписавшиеся, главный инженер А.Е. Зубарев, заместитель главного инженера по эксплуатации С.Ю. Сизинцов филиала «Красноярская ТЭЦ-2» АО «Енисейская ТГК (ТГК-13)» составили настоящий акт в том, что следующие результаты диссертационный работы Д.И. Карабарина рассмотрены и приняты в качестве вариантов перспективных реконструкций техническим советов Красноярской ТЭЦ-2:

- Разработанные схемы включения утилизации (преобразования) низкопотенциальной теплоты на Красноярской ТЭЦ-2, учитывающие тип утилизации и особенности технологии ОЦР;
- Разработанная методика оценки технико-экономического эффекта от внедрения установок ОЦР различной конфигурации на Красноярской ТЭЦ-2.
- Наиболее эффективным вариантом включения утилизации теплоты уходящих газов от котла БКЗ-420-140-ПТ1 является схема

утилизации с ОЦР без регенерации с доходом 5,57 млн. руб/год, экономией топлива 2372 т. у.т./год и сроком окупаемости 6 лет.

Главный инженер филиала «Красноярская ТЭЦ-2»

Заместитель главного инженера по эксплуатации филиала «Красноярская ТЭЦ-2»

R.

А.Е. Зубарев

С.Ю. Сизинцов

УТВЕРЖДАЮ Первый заместитель генерального нректора главный инженер O «KPACOKO» А.И. Карловский 2020 г. AK

Об использовании результатов диссертационной работы: «Повышение эффективности утилизации низкопотенциальной энергии теплотехнологических установок» старшего преподавателя кафедры «Тепловые электрические станции» Политехнического института

Мы, нижеподписавшиеся, заместитель главного инженера по эксплуатации и ремонту котельных, TC, BC и BO A.B. Мазур, начальник отдела эксплуатации и перспективного развития котельных, TC, BC и BO C.P. Янов составили настоящий акт в том, что следующие результаты диссертационный работы Д.И. Карабарина рассмотрены и приняты в качестве вариантов перспективных реконструкций котельных АО «КРАСЭКО»:

 Разработанные режимы работы и рациональная конструкция установки ОЦР, работающей на рабочем теле R142b, позволяющие получить дополнительную энергетическую мощность при утилизации на теплотехнологических объектах АО «КРАСЭКО»;

 Разработанная методика оценки технико-экономического эффекта от внедрения установок ОЦР различной конфигурации на предприятии АО «КРАСЭКО».

Заместитель главного инженера по эксплуатации и ремонту котельных, ТС, ВС и ВО

Начальник отдела эксплуатации и перспективного развития котельных, TC, BC и BO

А.В. Мазур

С.Р. Янов