

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ)
имени М.И. Платова»

На правах рукописи



ДОБРЫДНЕВ Денис Владимирович

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ЦИКЛОВ ПАРОТУРБИННЫХ
УСТАНОВОК ЭНЕРГОКОМПЛЕКСОВ МАЛОЙ МОЩНОСТИ
ПУТЕМ ЗАМЕЩЕНИЯ КОНДЕНСАЦИИ ПАРА НА ЕГО
АБСОРБЦИЮ**

Специальность: 2.4.5 – Энергетические системы и комплексы
(технические науки)

ДИ С С Е Р Т А Ц И Я

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:

кандидат технических наук, доцент
Папин Владимир Владимирович

Новочеркасск – 2025

Реферат

Диссертация 260 стр., 68 рис., 54 табл., 210 библ.

Паротурбинная установка, цикл Ренкина, энергетический комплекс, утилизация теплоты, абсорбер, абсорбционный преобразователь теплоты.

Объектом исследования являются паротурбинные установки малой мощности, работающие по циклу Ренкина при температурах пара перед турбиной 100-300°C в условиях утилизации теплоты.

Цель диссертационной работы заключается в повышении энергетической эффективности паротурбинных установок малой мощности на базе цикла Ренкина, работающих при температурах пара перед турбиной 100-300°C в условиях утилизации теплоты, путем замещения конденсации отработавшего после турбины пара на процесс его абсорбции.

Выполнен анализ существующих технологий на базе цикла Ренкина, применяемых для утилизации теплоты энергетических и технологических установок. Разработан модернизированный цикл Ренкина паротурбинных установок малой мощности, работающих в условиях утилизации теплоты, в котором конденсация отработавшего после турбины пара замещена на процесс абсорбции, проведен анализ свойств рабочих веществ усовершенствованного цикла, разработаны оптимизированные схемные решения с целью совершенствования энергетических и эксплуатационных характеристик цикла. Разработана методика термодинамического и эксергетического анализа модернизированного цикла для водоаммиачного и бромистолитиевого раствора. Проведен параметрический анализ модернизированного цикла и оценка термодинамического и эксергетического совершенства разработанного решения в различных условиях работы и сравнение результатов с основными конкурирующими технологиями. Выполнен технико-экономический анализ промышленной конденсационной электрической станции малой мощности на базе модернизированного цикла в сравнении с общепромышленным образцом и оценен срок окупаемости инвестиций.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	7
Глава 1. ОБЗОР ИНФОРМАЦИОННЫХ ИСТОЧНИКОВ ПО ТЕМЕ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	14
1.1. Актуальность применения технологий утилизации теплоты.....	14
1.2. Анализ источников вторичных энергетических ресурсов.....	15
1.3. Обзор современных технологий в части утилизации теплоты	18
1.3.1. Цикл Ренкина.....	18
1.3.2. Органический цикл Ренкина.....	20
1.3.3. Цикл Калины	25
1.4. Функционирование циклов с абсорбцией пара.....	33
1.4.1. Физические основы процессов абсорбции и десорбции.....	33
1.4.2. Принцип работы абсорбционных преобразователей теплоты	39
1.4.3. Рабочие вещества абсорбционных преобразователей теплоты ...	41
1.5. Анализ эксплуатационных свойств растворов МЦР	44
1.5.1. Общие вопросы применения рабочих веществ	44
1.5.2. Коррозионная активность растворов	47
1.5.3. Унос солей абсорбента из генератора пара.....	54
1.5.4. Требования к безопасности.....	57
1.6. Выводы по первой главе.....	60
1.7. Постановка цели и задач исследования	62
Глава 2. РАЗРАБОТКА МОДЕРНИЗИРОВАННОГО ЦИКЛА РЕНКИНА	63
2.1. Общая концепция.....	63
2.2. Модернизированный цикл Ренкина с водоаммиачным раствором	64
2.2.1. Принципиальная схема.....	64

2.2.2. Схема с регенерацией теплоты растворов.....	69
2.2.3. Схема с регенерацией теплоты рабочего тела	72
2.2.4. Схема с дефлегмацией.....	75
2.3. Модернизированный цикл Ренкина с бромистолитиевым раствором	80
2.3.1. Принципиальная схема.....	80
2.3.2. Схема с регенерацией теплоты растворов.....	84
2.4. Схемные решения энергетических комплексов для утилизации ВЭР	87
2.4.1. Особенности применения энергетических комплексов.....	87
2.4.2. Схема энергокомплекса для утилизации теплоты уходящих газов ГПУ	88
2.4.3. Схема энергокомплекса для утилизации теплоты продуктов сгорания воздухоподогревателя доменной печи	91
2.5. Выводы по второй главе.....	94
Глава 3. РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО И ЭКСЕРГЕТИЧЕСКОГО АНАЛИЗА МОДЕРНИЗИРОВАННОГО ЦИКЛА РЕНКИНА.....	95
3.1. Особенности разработки методики термодинамического анализа модернизированного цикла Ренкина.....	95
3.2. Разработка методики термодинамического анализа МЦР с водоаммиачным раствором	99
3.2.1. Принципиальная схема.....	99
3.2.2. Схема с регенерацией теплоты растворов.....	108
3.2.3. Схема с регенерацией теплоты рабочего тела	108
3.2.4. Схема с дефлегмацией пара	109
3.3. Разработка методики термодинамического анализа МЦР с бромистолитиевым раствором.....	111

3.3.1. Принципиальная схема.....	111
3.3.2. Схема с регенерацией теплоты растворов.....	114
3.4. Разработка методики эксергетического анализа МЦР.....	114
3.4.1. Общая концепция.....	114
3.4.2. Физическая эксергия.....	117
3.4.3. Химическая эксергия.....	119
3.4.4. Методика эксергетического анализа МЦР.....	123
3.5. Выводы по третьей главе.....	129

Глава 4. ПАРАМЕТРИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МОДЕРНИЗИРОВАННОГО ЦИКЛА РЕНКИНА..... 130

4.1. Исходные данные для проведения параметрического анализа.....	130
4.2. Теоретические исследования модернизированного цикла Ренкина. 136	
4.2.1. Анализ результатов базового варианта расчета.....	136
4.2.2. Анализ эффективности энергокомплекса на базе МЦР.....	139
4.2.3. Анализ влияния начальных и конечных параметров пара.....	147
4.2.4. Анализ влияния параметров термохимического насоса.....	160
4.2.5. Анализ влияния внутреннего относительного КПД турбины....	167
4.2.6. Анализ изменения электрической мощности.....	168
4.2.7. Анализ эффективности МЦР и регенеративного цикла Ренкина	170
4.3. Анализ внедрения МЦР на примере паровой турбины К-3,0-1,275 .	172
4.4. Анализ внедрения МЦР на примере энергокомплекса для утилизации теплоты уходящих газов ГПУ.....	178
4.5. Расчет основных аппаратов МЦР.....	186
4.6. Выводы по четвертой главе.....	191

**Глава 5. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ
МОДЕРНИЗИРОВАННОГО ЦИКЛА РЕНКИНА 193**

5.1. Общая методика проведения технико-экономического анализа 193

5.2. Методика определения капиталовложений 193

5.3. Методика расчета основных технико-экономических показателей. 202

5.4. Расчет срока окупаемости капиталовложений в проект 204

5.5. Выводы по пятой главе..... 209

ЗАКЛЮЧЕНИЕ 210**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ 212****ПРИЛОЖЕНИЯ 233****Приложение А. Результаты термодинамического и эксергетического анализа
МЦР, ТЦР и ОЦР 233****Приложение Б. Расчет абсорберов..... 246****Приложение В. Объекты интеллектуальной собственности 256****Приложение Г. Документы, подтверждающие практическую реализацию
результатов работы..... 258**

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. Эффективное использование имеющихся энергетических ресурсов относится к важнейшим принципам государственного правового регулирования в сфере энергосбережения. Одним из наиболее оптимальных технических решений в части повышения энергетической эффективности различных энергетических и технологических систем является утилизация сбросной теплоты технологических и энергетических установок с целью выработки электрической энергии. В ведущих промышленных странах полезное использование сбросной теплоты давно вошло в перечень обязательных задач по энергосбережению, а также снижению энергоемкости производства и себестоимости продукции. Достаточно часто, при этом, перед предприятиями стоит задача по обеспечению максимальной выработки электроэнергии при ограниченной тепловой мощности источника теплоты (например, технологической установки).

В данном направлении широкое распространение получил цикл Ренкина, в котором в зависимости от температурного потенциала источника теплоты в качестве термодинамического агента могут использоваться вода или органические рабочие тела. В связи с возросшим спросом на собственную генерацию среди малых и средних предприятий актуальной задачей является поиск оптимальных технологических решений цикла Ренкина паротурбинных установок малой мощности, работающих в условиях утилизации сбросной теплоты среднего и низкого потенциала. Повышение эффективности может быть обеспечено путем замещения процесса конденсации пара на его абсорбцию, что позволит в зависимости от применяемого рабочего тела увеличить полезную работу цикла, а также снизить необратимые потери при теплообмене и требования к температуре греющего источника за счет свойств бинарных рабочих тел. Повышение эффективности цикла Ренкина паротурбинных установок малой мощности, работающих при температурах пара перед турбиной 100-300°C в условиях утилизации теплоты, обуславливает актуальность темы настоящей работы.

Степень разработанности темы диссертации. Исследованиям цикла Ренкина и энергетических установок на его основе, а также анализу областей его применения в различные годы были посвящены работы многих ученых и инженеров. Среди них В.Я. Рыжкин, Н.Н. Ефимов, А.В. Щегляев, В.А. Кириллин, Л.Д. Берман. Исследованиями абсорбционных циклов (в первую очередь циклов абсорбционных преобразователей теплоты) занимались многие крупные отечественные ученые, среди которых В.М. Бродянский, Л.М. Розенфельд, Б.М. Блиер, И.С. Бадилькес, А.В. Бараненко, Л.С. Тимофеевский, Е.Я. Соколов, среди зарубежных исследователей – Р. Мольер, Ф. Меркель, Ф. Бошнякович, Э. Альтенкирх, Дж. Мэлони, А. Калина, О. Ибрагим. Значительный вклад в развитие эксергетического метода анализа технических систем (включая абсорбционные циклы) внесли В.М. Бродянский, Я. Шаргут, Р. Петела, Дж. Тсатсаронис. В то же время малоизученными являются вопросы, связанные с исследованием циклов паротурбинных установок, в которых вместо конденсации пара используются иные процессы, например, абсорбция. В настоящем исследовании реализуется концепция модернизации цикла Ренкина путем замещения конденсации отработавшего пара на его абсорбцию и анализируется энергетическая эффективность решения для энергетических установок малой мощности в условиях утилизации сбросной теплоты среднего и низкого потенциала.

Цель диссертационной работы заключается в повышении энергетической эффективности паротурбинных установок малой мощности на базе цикла Ренкина, работающих при температурах пара перед турбиной 100-300°C в условиях утилизации теплоты, путем замещения конденсации отработавшего после турбины пара на процесс его абсорбции.

Для достижения поставленной цели в диссертационной работе решаются следующие **задачи**:

– проведение анализа существующих технологий на базе цикла Ренкина, применяемых для утилизации теплоты предприятий и технологических установок;

– разработка модернизированного цикла Ренкина, в котором конденсация отработавшего после турбины пара замещена на процесс абсорбции, анализ эксплуатационных характеристик усовершенствованного цикла;

– разработка методики термодинамического и эксергетического анализа модернизированного цикла для водоаммиачного и бромистолитиевого растворов, разработка оптимизированных схемных решений цикла с целью совершенствования энергетических и эксплуатационных характеристик;

– проведение параметрического анализа модернизированного цикла и определение термодинамического и эксергетического совершенства разработанного решения в различных условиях работы и сравнение результатов с основными конкурирующими технологиями;

– проведение технико-экономического анализа промышленной конденсационной электрической станции на базе модернизированного цикла по сравнению с общепромышленным образцом и оценка срока окупаемости инвестиций.

Научная новизна:

1. Предложен способ повышения эффективности паросиловых энергоустановок малой мощности, за счет замещения процесса конденсации отработавшего после турбины пара на его абсорбцию путем совмещения паросилового цикла и цикла абсорбционного преобразователя теплоты. Выявлено, что в диапазоне температур пара перед турбиной 200-300°C модернизированный цикл Ренкина с бромистолитиевым раствором обеспечивает повышение энергетической эффективности по сравнению с циклом Ренкина на водяном паре в среднем на 4,1-9,1%, причем чем выше кратность циркуляции и концентрация слабого раствора, тем больше относительный прирост термического КПД. В диапазоне температур пара перед турбиной 100-200°C модернизированный цикл Ренкина с водоаммиачным раствором обеспечивает повышение энергетической эффективности по сравнению с органическим циклом Ренкина с рабочим телом R142b в среднем на 11,3-21,5%, причем чем выше начальная температура пара, тем больше прирост термического КПД.

2. Разработана методика расчета паротурбинной установки, работающей по усовершенствованному циклу с абсорбцией пара с водоаммиачным и бромистолитиевым раствором, которая позволяет корректно определять концентрации рабочих потоков и термодинамические параметры с учетом особенностей функционирования термохимического насоса (контура абсорбер-генератор пара).

Теоретическая значимость работы:

– предложен способ повышения эффективности цикла Ренкина паротурбинных установок малой мощности, работающих при температурах пара перед турбиной 100-300°C в условиях утилизации теплоты, путем включения в технологию процесса абсорбции пара, что позволит повысить энергетическую эффективность паротурбинной установки в условиях утилизации теплоты;

– разработана методика термодинамического и эксергетического анализа модернизированного цикла, учитывающая особенности функционирования термохимического насоса, типы рабочих тел и различные схемные решения;

– проведен параметрический анализ цикла и получены графические зависимости энергетической эффективности цикла в различных условиях и в сравнении с конкурирующими технологиями.

Практическая значимость результатов заключается в разработке новых технических решений, обеспечивающих повышение эффективности работы паротурбинных установок малой мощности и дополнительную выработку электрической энергии в условиях утилизации теплоты низкого и среднего потенциала, за счет замещения конденсации отработавшего после турбины пара на процесс абсорбции в цикле Ренкина.

Степень достоверности результатов проведенных исследований. Достоверность полученных результатов диссертационной работы обеспечивается применением апробированных методов расчетов, основанных на фундаментальных законах технической термодинамики, теории тепло- и массообмена, обоснованностью принятых в работе допущений, согласованностью полученных результатов в предельных случаях с опубликованными данными

других авторов, публикациями результатов исследования в рецензируемых научных изданиях.

Методология и методы исследований. В работе использованы методы математического моделирования, технической термодинамики и теории тепломассообмена, анализа и обработки информационных источников, технико-экономических расчетов в энергетике.

Положения, выносимые на защиту:

1. Технические решения, направленные на совершенствование цикла Ренкина паротурбинных установок малой мощности, работающих в условиях утилизации теплоты, путем замещения конденсации отработавшего после турбины пара на процесс абсорбции с целью повышения энергетической эффективности.

2. Методика термодинамического и эксергетического анализа модернизированного цикла Ренкина, учитывающая особенности функционирования термохимического насоса, типы рабочих тел и различные схемные решения.

3. Результаты исследования энергетической эффективности модернизированного цикла в зависимости от параметров внешних источников и термохимического насоса.

Реализация результатов работы подтверждена актом внедрения в учебный процесс по кафедре «Тепловые электрические станции и теплотехника» ЮРГПУ(НПИ). Результаты исследования были рассмотрены и приняты в качестве вариантов реализации энергетических комплексов группы «РусГидро», что подтверждается актом внедрения. Результаты исследования были внедрены в качестве возможных решений по оптимизации работы станции в программу модернизации Новочеркасской ГРЭС.

Личное участие автора в получении результатов работы заключается в непосредственном выполнении всех этапов проведенных исследований, а именно: в анализе существующих технологий на базе цикла Ренкина, применяемых для утилизации теплоты энергетических и технологических установок; разработке модернизированного цикла Ренкина паротурбинных установок малой мощности,

работающих в условиях утилизации теплоты, в котором конденсация отработавшего после турбины пара замещена на процесс абсорбции; анализе свойств рабочих веществ усовершенствованного цикла; разработке оптимизированных схемных решений с целью совершенствования энергетических и эксплуатационных характеристик цикла; разработке методики термодинамического и эксергетического анализа модернизированного цикла для водоаммиачного и бромистолитиевого раствора; проведении параметрического анализа модернизированного цикла и определении термодинамического и эксергетического совершенства разработанного решения в различных условиях работы и сравнении результатов с основными конкурирующими технологиями; выполнении технико-экономического анализа промышленной конденсационной электрической станции малой мощности на базе модернизированного цикла в сравнении с общепромышленным образцом и оценке срока окупаемости инвестиций; подготовке публикаций по теме исследования.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались и обсуждались на следующих мероприятиях: Международная научно-техническая конференция «Состояние и перспективы развития электро- и теплотехнологии» (XXII Бенардоссовские чтения), ИГЭУ им. В.И. Ленина, 2 июня 2023 г., г. Иваново; XLIV Международная научно-техническая конференция «Кибернетика энергетических систем», ЮРГПУ(НПИ), 2022 г., г. Новочеркасск; Региональная научно-техническая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых вузов Ростовской области Студенческая весна-2021, ЮРГПУ(НПИ), 2021 г., г. Новочеркасск; XLII Международная научно-техническая конференция «Кибернетика энергетических систем», ЮРГПУ(НПИ), 2020 г., г. Новочеркасск; научные семинары кафедры «Тепловые электрические станции и теплотехника» ЮРГПУ(НПИ), г. Новочеркасск.

Публикации. Результаты диссертационного исследования опубликованы в 12 печатных работах, в том числе 4 работах в изданиях, рекомендуемых ВАК при Минобрнауки России, 5 работах в материалах международных и отечественных конференций, 2 патентах РФ на изобретение, издано 1 учебное пособие.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, списка литературы, включающего 210 наименований. Изложена на 260 страницах машинописного текста, содержит 68 рисунков, 54 таблицы и 4 приложения.

Глава 1. ОБЗОР ИНФОРМАЦИОННЫХ ИСТОЧНИКОВ ПО ТЕМЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1. Актуальность применения технологий утилизации теплоты

Энергетическая эффективность, а также переход к экологически чистой и ресурсосберегающей энергетике в соответствии с Энергетической стратегией Российской Федерации на период до 2035 года являются приоритетами государственной энергетической политики [1]. В соответствии с Федеральным законом №261-ФЗ «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности» к основным принципам правового регулирования в области энергосбережения и повышения энергетической эффективности относятся эффективное и рациональное использование энергетических ресурсов, а также системность и комплексность проведения мероприятий по энергосбережению и повышению энергетической эффективности [2].

Необходимость в государственном регулировании вопросов энергосбережения обусловлена достаточно высоким уровнем энергоемкости российской промышленности. В частности, энергоемкость производства в важнейших отечественных промышленных отраслях выше среднемировых в 1,2-2 раза. Низкая энергетическая эффективность обуславливает высокую долю расходов на энергоносители в себестоимости, и, как следствие, снижение конкурентоспособности российской продукции. В соответствии с Государственным докладом о состоянии энергосбережения и повышении энергетической эффективности в Российской Федерации за 2021 год [3] в период с 2020 по 2021 годы энергоемкость ВВП стала возрастать, увеличивая отрыв от среднемировых показателей. Наиболее энергоемкими отраслями экономики являются электроэнергетика, производство тепловой энергии, обрабатывающая и добывающая промышленность, а также жилищно-коммунальное хозяйство. По этой причине повышение энергетической эффективности в производстве и

топливно-энергетическом комплексе все еще является актуальным вопросом, несмотря на значительные усилия, проделанные в данной сфере за последние годы.

Одним из наиболее распространенных технических решений в направлении повышения энергетической эффективности промышленных предприятий и систем является использование вторичных энергетических ресурсов (ВЭР), особенно сбросной теплоты [4]. В промышленно развитых странах использование ВЭР достаточно давно относится к обязательным задачам в части энергосбережения, а также в направлении снижения энергоемкости производства и себестоимости продукции, что объясняется высокой рентабельностью данных решений [5, 6].

Вариант применения утилизируемой теплоты технологических процессов и установок зависит от потребностей конкретного объекта. В некоторых случаях для предприятий актуальным является вопрос обеспечения отопления и горячего водоснабжения производственных и административно-бытовых помещений, приготовление теплоносителя или пара для технологических процессов. Для некоторых отраслей (например, нефтехимической и пищевой) актуален вопрос обеспечения холодом, в связи с чем находят применение абсорбционные преобразователи теплоты (АПТ) [7]. Одним из наиболее актуальных вопросов является собственная генерация [8], в некоторых случаях обеспечивающая наибольший экономический эффект. Повышению интереса к полезному использованию ВЭР и сбросной теплоты способствует также неуклонный рост цен электрическую и тепловую энергию.

1.2. Анализ источников вторичных энергетических ресурсов

Важнейшим параметром, определяющим тип и целесообразность применения той или иной технологии утилизации теплоты, является температура источника.

По температурному потенциалу источники ВЭР можно классифицировать на высоко- ($>650^{\circ}\text{C}$), средне- ($230-650^{\circ}\text{C}$) и низкотемпературные ($<230^{\circ}\text{C}$). В таблице 1.1 приведены некоторые из них.

Таблица 1.1 – Некоторые источники ВЭР [9]

Диапазон температур	Источник теплоты	Температура источника, °С	Технология утилизации теплоты
Высокий (>650°С)	Никелевая печь	1370-1650	1. Предварительный подогрев воздуха 2. Генерация пара для технологических процессов или выработки электроэнергии 3. Предварительный подогрев в печах
	Стальная электродуговая печь	1370-1650	
	Основная кислородная печь	1200	
	Печь для переработки меди	760-820	
	Стальная нагревательная печь	930-1040	
	Водородные установки	650-980	
	Стеклянная плавильная печь	1300-1540	
Средний (230-650°С)	Уходящие газы парового котла	230-480	1. Предварительный подогрев воздуха 2. Производство пара / электроэнергии 3. Предварительный подогрев питательной воды
	Выхлоп газовой турбины	370-540	
	Выхлоп поршневого двигателя	320-590	
	Термическая печь	430-650	
	Сушильные и пекарные печи	230-590	
	Цементная печь	450-620	
Низкий (<230°С)	Уходящие газы газовых котлов и этиленовых печей	70-230	1. Пространственное отопление 2. Нагрев воды с помощью теплового насоса 3. Традиционный и органический цикл Ренкина 4. Цикл Калины 5. Абсорбционные преобразователи теплоты (АПТ)
	Конденсат пара	50-90	
	Охлаждающая вода:		
	- печей для обжига	30-50	
	- воздушных компрессоров	70-230	
	- двигателей внутреннего сгорания	30-50	
	- конденсаторов холодильных машин	70-120	
	Печи для сушки, выпечки	30-40	
	Жидкости/ твердые вещества горячей обработки	90-230	
	Охлаждающая вода конденсаторов паровых турбин	30-230	
		30-50	

На рисунке 1.1 приведен тепловой и температурный потенциал источников сбросной теплоты в различных отраслях промышленности [10]. Видно, что в энергетике и промышленности имеется значительный потенциал в части энергосбережения. При этом, для различных отраслей промышленности характерен определенный уровень ВЭР. Чем выше температурный потенциал источника теплоты, тем больше имеется вариантов по его полезному использованию и тем большая производительность утилизационной системы может быть достигнута (например, выработка электроэнергии посредством пара более высоких начальных параметров и на установке с большей мощностью).

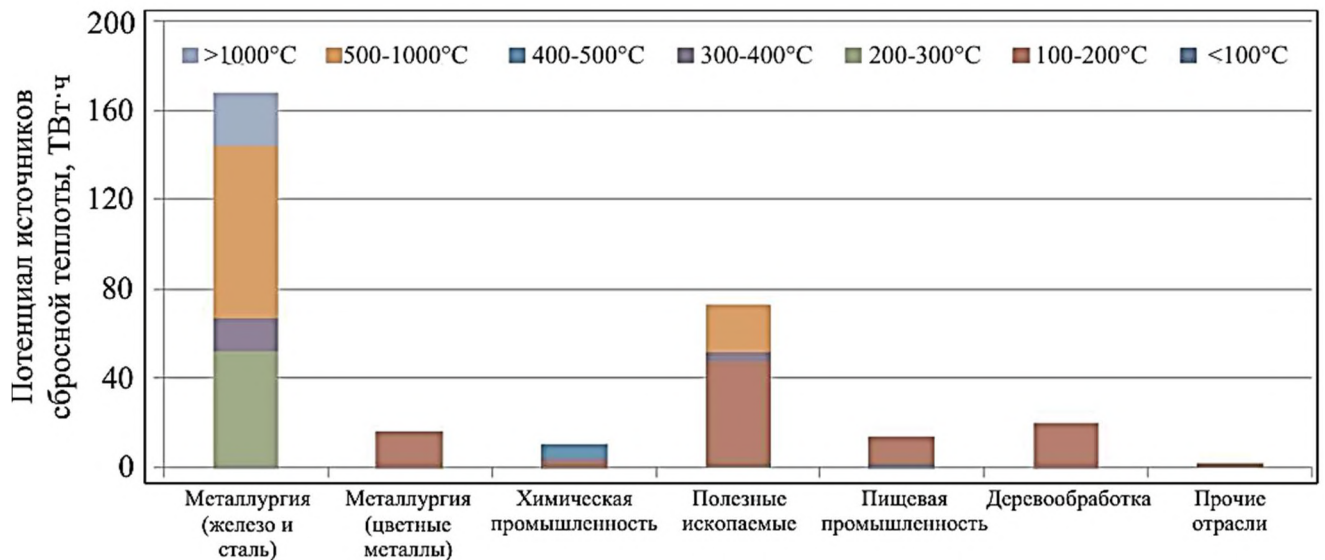


Рисунок 1.1 – Тепловой и температурный потенциал источников ВЭР [10]

В то же время утилизация низкопотенциальной теплоты также может дать существенный энергетический эффект, учитывая, что количество тепловых источников с таким потенциалом в некоторых отраслях может быть больше, чем средне- и высокотемпературных, а технологии в целом менее отработаны (особенно для низкопотенциальных источников). По этой причине на сегодняшний день продолжают исследования в области поиска технологий для утилизации сбросной теплоты низкого и среднего потенциала [11, 12]. В частности, в работе [13] в качестве технологий для утилизации низко- и среднетемпературной теплоты анализируются циклы Ренкина и Брайтона, а также двигатели Стирлинга. В работе [14] рассматривается возможность использования термоэлектрических генераторов для утилизации сбросной теплоты судовых двигателей. Несмотря на значительное количество исследований в данной области, среди технологий, обеспечивающих выработку электрической энергии посредством утилизации сбросной теплоты, значительное распространение получили паротурбинные установки (ПТУ) на базе цикла Ренкина. Это обусловлено свойствами как самого цикла Ренкина, так и комплекса оборудования, используемого для генерации.

К преимуществам ПТУ относят большие возможности в части регулирования тепловой и электрической нагрузки, что обуславливает более широкие возможности при комбинированной выработке тепловой и электрической энергии (когенерации) [15]. Кроме того, паровые турбины имеют большой ресурс по

сравнению с газотурбинными установками (ГТУ), двигателями внутреннего сгорания (ДВС) или газопоршневыми установками (ГПУ). В частности, для турбин, работающих на средних и низких параметрах пара, ресурс работы может составлять 300-350 тыс. часов [16] (данные компании «УГК-Энергетика»), что существенно выше, чем для ГТУ, ГПУ и ДВС. Это обусловлено в том числе тем, что детали паровых турбин работают в менее агрессивной среде (водяной пар, пары органических рабочих тел) по сравнению, например, с ГТУ (продукты сгорания высокой температуры). Вследствие этого межсервисные интервалы для паровых турбин больше, чем для газовых. Важным экономическим преимуществом является возможность использования низкокалорийного топлива для выработки пара, а также источников теплоты сравнительно низкого потенциала. В зависимости от температуры греющего источника в качестве рабочего тела ПТУ могут применяться вода или органические рабочие тела. Далее будут рассмотрены варианты реализации цикла Ренкина в зависимости от рабочего тела, а также схемы с использованием процесса абсорбции (цикл Калины).

1.3. Обзор современных технологий в части утилизации теплоты

1.3.1. Цикл Ренкина

Цикл Ренкина является основным циклом теплосиловых установок, применяемых в современной теплоэнергетике [17], особенно установок большой единичной мощности для тепловых электрических станций (ТЭС). Это обусловлено рядом преимуществ, свойственных данным агрегатам, в частности, высокой экономичностью, возможностью разработки энергетических установок большой единичной мощности и применения различных видов органического топлива. На рисунке 1.2 приведена принципиальная схема (а) и $T-s$ диаграмма (б) цикла Ренкина на воде. Применение цикла в «большой» энергетике достаточно хорошо изучено, накоплен значительный опыт эксплуатации и проектирования как тепловых схем, так и непосредственно оборудования, чему посвящено значительное количество работ [18-21].

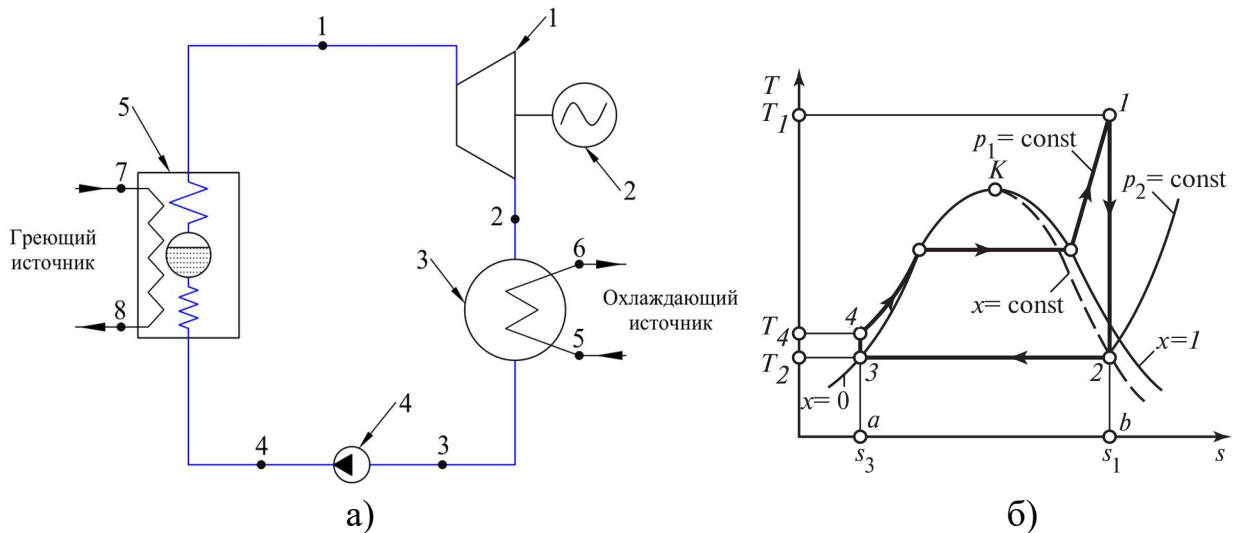


Рисунок 1.2 – Принципиальная схема (а) и T - s диаграмма (б) цикла Ренкина [17]:
 1 – паровая турбина; 2 – электрический генератор; 3 – конденсатор;
 4 – питательный насос; 5 – котел-утилизатор

Одновременно с этим применение цикла Ренкина в «малой» энергетике требует дополнительных исследований, вследствие недостаточного использования потенциала вторичных энергетических ресурсов в промышленности и топливно-энергетическом комплексе, о чем упоминалось выше. На сегодняшний день в России имеется несколько производителей турбинного оборудования малой мощности. В частности, «Калужский турбинный завод» («КТЗ», РФ), который производит конденсационные турбоагрегаты мощностью до 70 МВт, использующиеся для непосредственного привода электрических генераторов и комбинированной выработки тепловой и электрической энергии в схемах с утилизацией теплоты или отходов основного технологического производства [22, 23]. Конденсационные турбины «КТЗ» работают при абсолютном давлении свежего пара $p_1 = 1,57-12,8$ МПа и температуре $t_1 = 320-500^\circ\text{C}$, давление пара за турбиной $p_2 = 4,0-10,6$ кПа, диапазон электрической мощности $N = 6-70$ МВт [15, 22]. Блочные паровые конденсационные турбогенераторы имеют электрическую мощность в диапазоне 0,5-2,0 МВт и применяются в условиях децентрализованных систем энергоснабжения и при утилизации сбросной теплоты производств [23]. Оборудование обеспечивает стабильную работу в режиме ухудшенного вакуума.

Паровые турбины малой мощности торговой марки «Парсонс» (РФ, Индия) производятся на базе завода «Нейтрон» (РФ) [24]. В таблице 1.2 приведены

некоторые технические характеристики конденсационных турбин «Парсонс». Данные турбины имеют малую мощность и представляют собой одноцилиндровые агрегаты со ступенями активного типа. Чаще всего применяются на промышленных предприятиях с целью обеспечения собственной генерации посредством утилизации теплоты.

Таблица 1.2 – Технические характеристики турбин типа «К»

Модель	Мощность, МВт	Параметры свежего пара			Параметры выхлопа	Габаритные размеры, мм
		p_1 , бар	t_1 , °C	m_1 , т/ч	p_2 , бар	
К-1-1,275	1	12,75	280	7,4	0,099	4112×2652×2515
К-1,5-1,275	1,5	12,75	280	10,6	0,103	4112×2652×2515
К-2,1-1,7	2,1	17	208	16,35	0,147	2127×1800×1508
К-3-1,275	3	12,75	280	20,4	0,104	4112×2691×2515
К-3-2,35	3	23,5	390	16,1	0,103	4112×2691×2515
К-3-2,35	3	23,5	390	16,1	0,103	4112×2652×2200
К-3-0,98	3	9,8	240	20	0,08	4228×2400×2355
К-4,5-3,43	4,5	34,3	435	20	0,0814	3747×2280×2805
К-6-3,43	6	34,3	435	28,5	0,081	3747×2280×2805
К-7,5-3,43	7,5	34,3	435	35,3	0,068	3747×2280×2805
К-12-3,43	12	34,3	435	56	0,068	5325×3590×2530
К-15-3,43	15	34,3	435	70	0,068	5325×3590×2530

«Уральский турбинный завод» в номенклатуре производимого оборудования имеет паровые турбины класса «Н1». Данные агрегаты представляют из себя одноцилиндровые турбины с прямоточной схемой движения пара на низкое давление перед турбиной. Диапазон параметров: $p_1 = 1,4-2,2$ МПа, $t_1 = 280-400$ °C, $N = 10-60$ МВт [25].

1.3.2. Органический цикл Ренкина

Опыт проектирования цикла Ренкина [26] показывает, что при температуре сбросной теплоты 200-250°С еще целесообразно использовать цикл Ренкина на водяном паре (далее – традиционный цикл Ренкина или ТЦР) посредством дооснащения технологической системы предприятия котлом-утилизатором и паровой турбиной со вспомогательным оборудованием (что подтверждается в том числе номенклатурой оборудования производителей паровых турбин). При более низких температурах греющего источника чаще всего применяются ПТУ на базе

органического цикла Ренкина (ОЦР или ORC – Organic Rankine Cycle), в котором вместо воды применяются органические рабочие тела. На рисунке 1.3 показаны некоторые кривые насыщения в $T-s$ диаграмме в диапазоне температур 50-350°C (323,15-623,15 K), характерных для низко- и среднетемпературных источников.

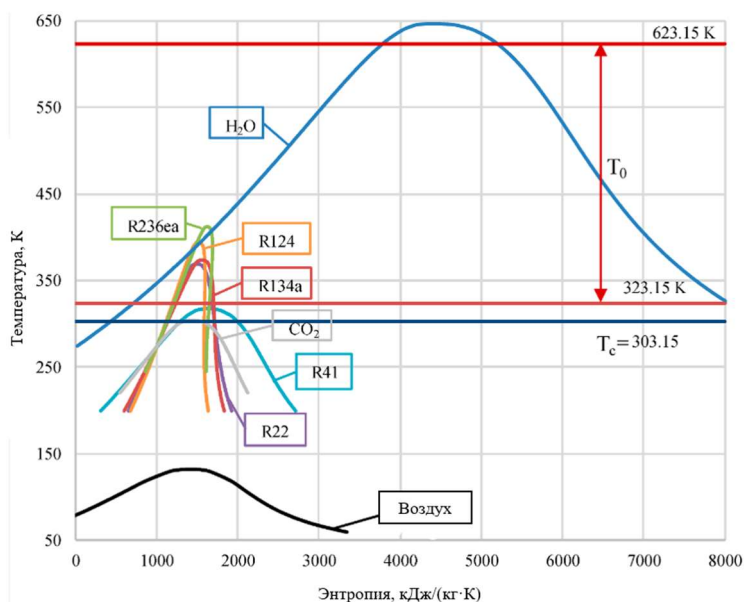


Рисунок 1.3 – Кривые насыщения рабочих тел цикла Ренкина

Исходя из диаграммы видно, что только вода имеет критическую температуру выше рассматриваемых диапазонов, по этой причине для воды реализация сверхкритического цикла при данных температурах невозможна. В то время как для органических рабочих тел возможна реализация как до-, так и сверхкритического цикла вследствие расположения критических температур в рассматриваемом температурном диапазоне. Результаты исследований [27] показали, что цикл Ренкина на водяном паре показывает более высокую эффективность по сравнению органическими рабочими телами во всем диапазоне температур. Это обусловлено в том числе тем, что ТЦР при всех начальных температурах работает при докритических параметрах, что позволяет температуре на входе в турбину быть близкой к давлению насыщения [27]. Снижение начальной температуры пара (равно как и температуры источника теплоты) при постоянном давлении, как известно, ведет к повышению влажности пара после расширения в турбине [17]. По этой причине в ПТУ с низкими начальными параметрами большое внимание уделяется влажности пара и определяющим ее параметрам [15].

На рисунке 1.4 приведена принципиальная схема (а) и $T-s$ диаграмма (б) органического цикла Ренкина с рабочим веществом R600a (изобутан). Подвод греющего источника осуществляется в испаритель (играет роль котла-утилизатора). Установки на базе ОЦР приобрели широкое распространение ввиду возникших в последние десятилетия тенденций к повышению эффективности и экологичности энергетики и промышленности за счет использования ВЭР [28, 29].

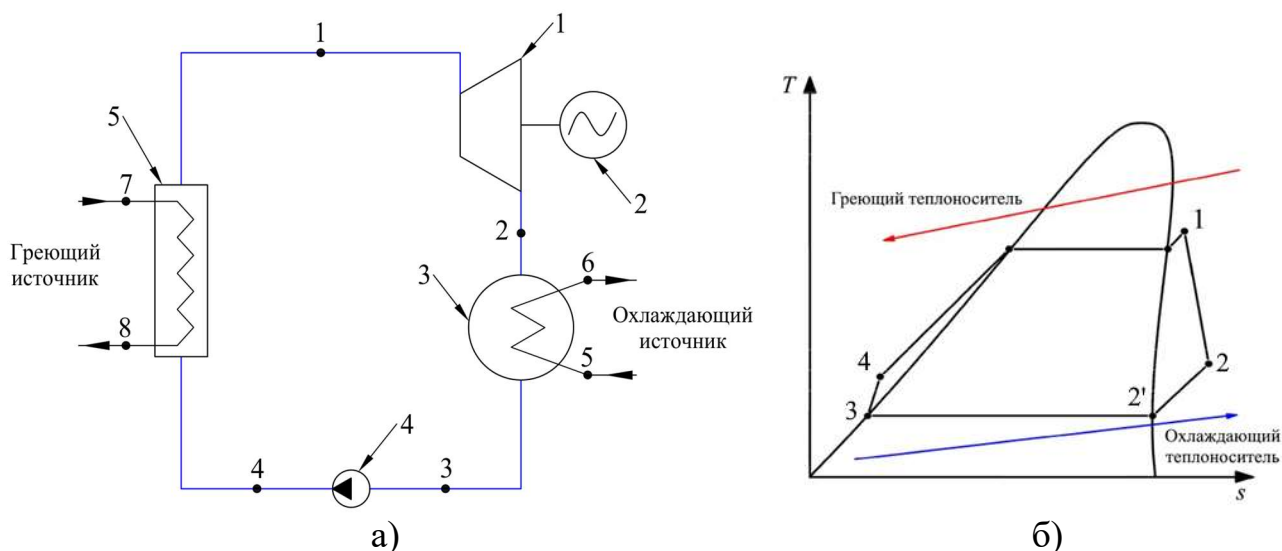


Рисунок 1.4 – Схема (а) и $T-s$ диаграмма (б) органического цикла Ренкина [27]:
1 – паровая турбина; 2 – электрический генератор; 3 – конденсатор;
4 – питательный насос; 5 – испаритель

Исследования показывают, что ОЦР позволяет обеспечить эффективную утилизацию сбросной теплоты как в диапазоне до 100°C , так и на более высоком уровне [30, 31]. Несмотря на значительный опыт применения энерготехнологических установок на базе органического цикла Ренкина как в России [32], так и в мире [33], исследования данных установок продолжаются. Предметом исследований является как анализ оптимальных рабочих веществ для применения в ОЦР [34, 35], схемные решения [36], оптимизация параметров работы установок [37, 38].

В работе [39] был проведен анализ 37 органических рабочих тел для определения наиболее оптимального с точки зрения термодинамической эффективности, экологичности и безопасности эксплуатации. В качестве источника теплоты рассматривались уходящие газы 18-цилиндрового ДВС V18 MAN 51/60DF. Схема установки приведена на рисунке 1.5. Результаты

исследований показали, что при нормальной рабочей температуре уходящих газов $T_1 \approx 535^\circ\text{C}$ наибольшую эффективность показывает R32, обеспечивая повышение общего коэффициента полезного действия (КПД) электростанции на 5,52% и снижая расход топлива на 12,69%, что при мощности ДВС 18 000 кВт дает существенный энергетический эффект.

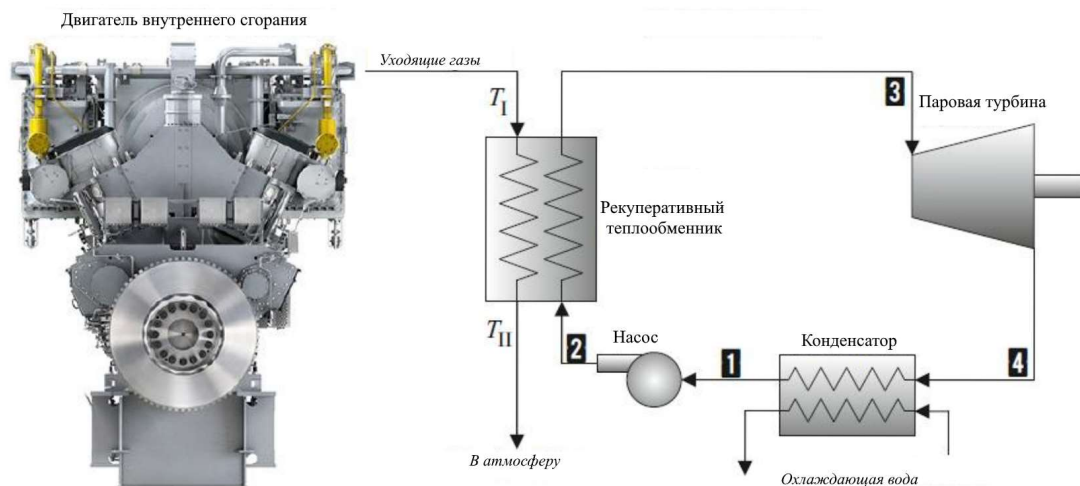


Рисунок 1.5 – Схема утилизации теплоты уходящих газов ДВС

В некоторых исследованиях анализируется возможность комбинированного применения ТЦР и ОЦР. В частности, в работе [40] производится параметрический анализ схемы парогазовой установки (ПГУ) с комбинацией трех циклов – ГТУ, ПТУ-ТЦР и ПТУ-ОЦР. Схема установки приведена на рисунке 1.6. Уходящие газы ГТУ General Electric GE 9HA.02 («верхний» цикл), имеющие температуру 645°C , отводятся в котел-утилизатор для генерации пара в ПТУ-ТЦР («средний» цикл). Отдельно рассматривается температура отвода теплоты в цикле при эксплуатации установки в Северных районах России, где значительную часть года температура держится существенно ниже 0°C . В конденсаторе ПТУ-ТЦР температура конденсации должна быть выше 0°C для исключения замерзания воды, однако на практике вследствие сочетания технических и экономических факторов составляет порядка $20\text{-}25^\circ\text{C}$. В работе рассматривается вопрос отвода теплоты конденсации среднего цикла ПТУ-ТЦР непосредственно в испаритель ПТУ-ОЦР. При этом, отвод теплоты из нижнего цикла осуществляется посредством воздушных конденсаторов, позволяя обеспечивать надежную эксплуатацию станции в условиях низких температур в зимний период, одновременно снижая температуру

отвода теплоты за счет применения низкокипящих (и, что важно, незамерзающих в рассматриваемых условиях) рабочих тел. В работе рассмотрен диапазон температур конденсации водяного пара $t_2 = 32,87-133,52^\circ\text{C}$, соответствующих $p_2 = 0,05-0,3$ МПа, в этих условиях проанализированы следующие рабочие тела для ПТУ-ОЦР: пентан, бутан, R365mfc, RC318, R236ea, R236fa, R123, R245ca и R245fa.

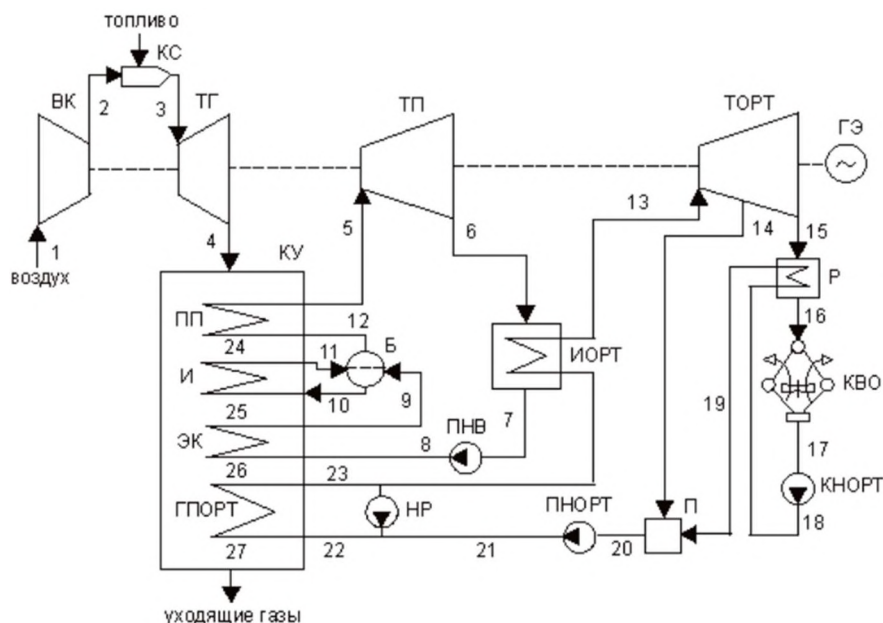


Рисунок 1.6 – Принципиальная тепловая схема ПГУ [40]:

ВК – компрессор; КС – камера сгорания; ТГ – турбина газовая;
 КУ – котел-утилизатор; ТП – турбина паровая; ТОРТ – турбина органического
 рабочего тела (ОРТ); ПП – пароперегреватель; И – испаритель; Б – барабан;
 ЭК – экономайзер; ГПОРТ – газовый подогреватель конденсата ОРТ;
 ИОРТ – испаритель ОРТ; ПНВ – питательный насос воды; Р – рекуператор ОРТ;
 КВО – конденсатор воздушного охлаждения; КНОРТ – конденсатный насос ОРТ;
 ГЭ – генератор электрического тока; НР – насос рециркуляции ОРТ;
 ПНОРТ – питательный насос ОРТ; П – регенеративный подогреватель ОРТ

Наибольшая эффективность получена в условиях применения R365mfc. Параметрический анализ показал, что снижение температуры конденсации органического рабочего тела на 10°C позволяет обеспечить прирост КПД ПГУ на 0,76% (брутто и нетто). Несмотря на преимущества, обусловившие широкое распространение ПТУ на базе цикла Ренкина (как ТЦР, так и ОЦР), для них характерен ряд существенных недостатков, которые на сегодняшний день остаются всё ещё нерешенными. Среди них – большая потребность в охлаждении конденсаторов (воздушных и водяных), металлоемкость агрегатов, значительное негативное влияние на атмосферу и гидросферу, высокий расход топлива или

первичной теплоты. Кроме того, цикл Ренкина характеризуется значительными потерями теплоты, особенно в конденсаторе [17, 28]. Эти факторы снижают эффективность применения ПТУ и ограничивают полезный эффект в том числе от утилизации теплоты. По этой причине на сегодняшний вопрос повышения энергетической эффективности цикла Ренкина все еще остается актуальным и требует дополнительных исследований.

1.3.3. Цикл Калины

Одним из направлений исследований органического цикла Ренкина является анализ возможности использования в качестве рабочего тела смесей. Смесей веществ в зависимости от протекания процесса фазового перехода подразделяют на азеотропные и неазеотропные. Первые в процессе фазового перехода ведут себя как чистое рабочее вещество, то есть испаряются и конденсируются при постоянной температуре. Для неазеотропных смесей характерно изменение температуры в процессе фазового перехода. Изменение температуры в процессе фазового перехода неазеотропной смеси называют температурным скольжением («температурным глайдом»). Данная особенность позволяет снизить разность температур между греющим или охлаждающим источником и рабочим телом, что повышает эффективность теплообмена (особенно в условиях утилизации теплоты).

В качестве варианта органического цикла Ренкина с двухкомпонентным рабочим телом выступает цикл Калины. В некоторых вариантах данного цикла используются процессы абсорбции. Рабочим телом выступает водоаммиачный раствор. Данная технология была разработана А.И. Калиной в качестве решения для выработки электрической энергии за счет геотермальных источников теплоты, хотя впоследствии решение рассматривалось и в качестве технологии для утилизации ВЭР. Основные схемные решения и принцип работы цикла Калины отражены в статьях [41, 42]. В работе [42] раскрыты особенности функционирования подсистемы дистилляции-конденсации, которая включена в цикл в связи с применением водоаммиачного раствора.

На базе данной концепции были разработаны различные схемные решения цикла Калины (Kalina cycle system – KCS), оптимизированные под различные условия работы [43]. Наиболее распространенными модификациями являются KCS-11, KCS-12 и KCS-34g [44]. В работах [44-47] анализировалась эффективность ОЦР в сравнении с циклом Калины и отмечены преимущества в части эффективности утилизации теплоты в последнем. Отмечается, что в ряде условий прирост эффективности может составлять 8,93-21,8% [45], что достигается в том числе за счет возможности изменения концентрации пара перед турбиной. В целом, в работах по сравнению цикла Калины и органического цикла Ренкина можно отметить консенсус, что последний более предпочтителен при низких параметрах источника теплоты (<150-200°C). Также имеются работы, направленные на поиск оптимальных рабочих тел. В работе [46] анализируются перспективные пары неazeотропных рабочих веществ, которые могут быть применены в цикле Калины. По результатам расчетов водоаммиачный раствор оказался наиболее эффективным с точки зрения технико-экономического анализа (в сравнении с углеводородами, гидрофтор- и гидрофторхлоруглеродами). В то же время в данной работе не произведена оценка возможности использования водных и других растворов, используемых в АПТ (хотя при использовании в качестве рабочего тела воды и какого-либо растворителя за счет снижения давления пара после турбины имеется возможность обеспечить прирост эффективности примерно на 5%).

Схема цикла Калины в исполнении KSC-11 представлена на рисунке 1.7. Синим цветом выделен контур рабочего тела, красным цветом – крепкий раствор, зеленым цветом – слабый раствор. Принцип работы заключается в следующем [47]. Пар рабочего тела с примесью абсорбента поступает в паровую турбину 1, где расширяется и производит полезную работу, обеспечивая выработку электрической энергии с помощью электрического генератора 2. После расширения в турбине пар поступает в смеситель (в некоторых работах данное устройство называется абсорбером) 3, где смешивается со слабым раствором, образуя крепкий раствор. Последний поступает в конденсатор 4, в котором вследствие подвода охлаждающего теплоносителя раствор охлаждается и в жидком

состоянии поступает в насос 5, обеспечивающий повышение рабочего давления раствора и его перекачивание через регенеративный теплообменник 6 в котел-утилизатор 7. В котел-утилизатор поступает крепкий раствор, где он нагревается за счет подвода внешней теплоты и переходит в парообразное состояние. Далее парообразный крепкий раствор поступает в сепаратор 8, в котором происходит разделение рабочего тела на насыщенную жидкость (слабый раствор) и насыщенный пар (рабочее тело). Слабый раствор, имеющий высокую температуру и оставшийся после сепаратора в жидком состоянии, под действием высокого давления через регенеративный теплообменник поступает в дроссельное устройство 9. Регенеративный теплообменник применяется для снижения подводимой в цикл теплоты за счет нагрева крепкого раствора, поступающего в котел-утилизатор, уходящим из сепаратора слабым раствором.

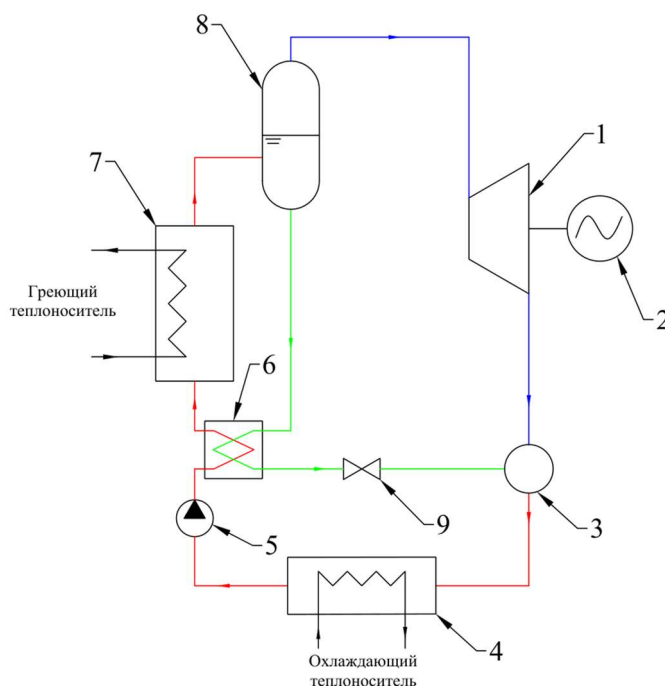


Рисунок 1.7 – Принципиальная схема цикла Калины (KSC-11):

- 1 – паровая турбина; 2 – электрический генератор; 3 – смеситель;
4 – конденсатор; 5 – питательный насос; 6 – регенеративный теплообменник;
7 – котел-утилизатор; 8 – сепаратор; 9 – дроссельное устройство

На рисунке 1.8 приведена схема геотермальной электростанции (ГеоЭС), работающей по циклу Калины в городе Хусавик, Исландия [48]. Электростанция включает в себя паровой турбогенератор, испаритель, сепаратор, конденсатор, рекуперативные теплообменники и питательный насос.

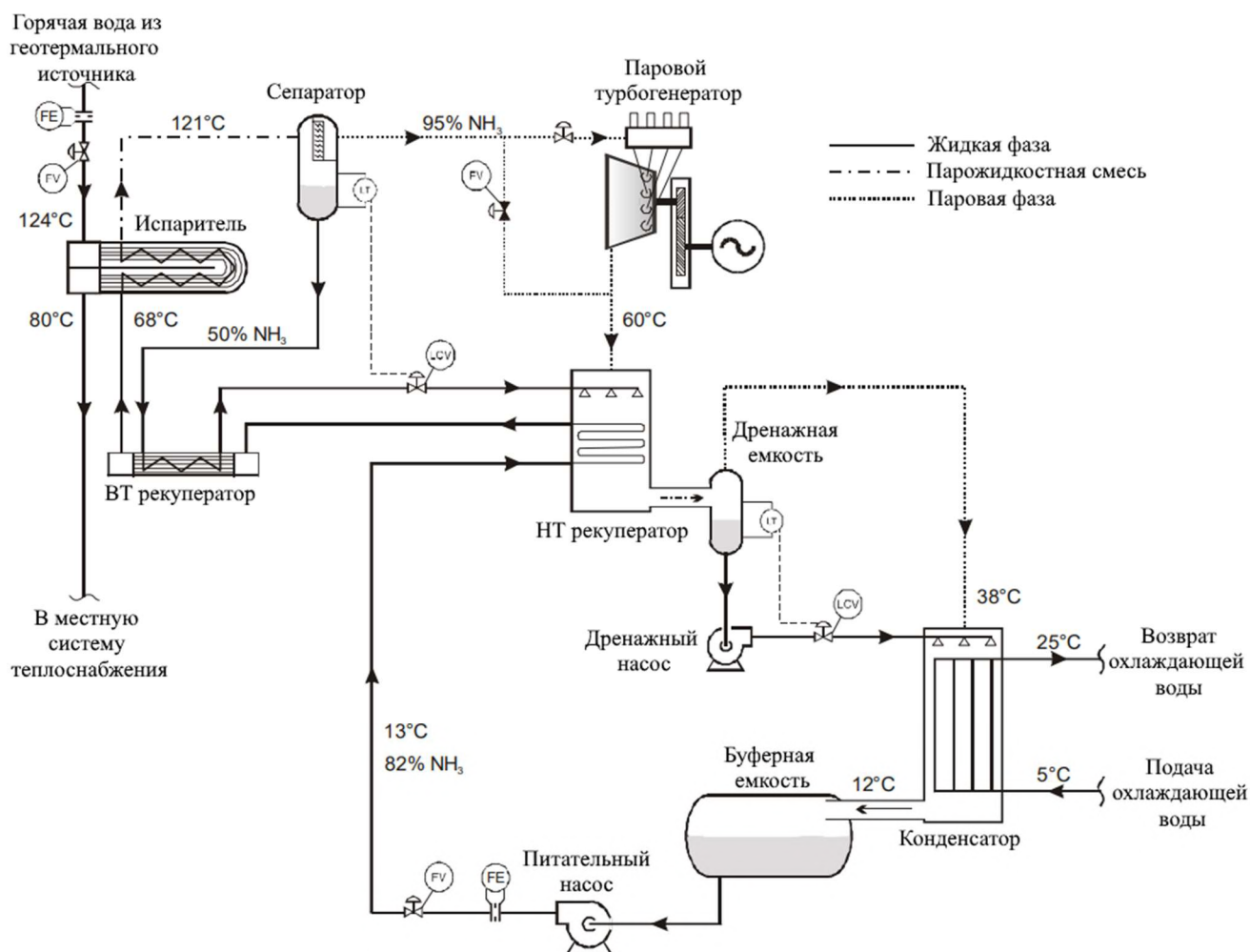


Рисунок 1.8 – Схема ГеоЭС на базе цикла Калины в г. Хусавик (Исландия)

Рабочий процесс выглядит следующим образом. Рабочее тело ($\xi_{\text{NH}_3} = 0,82 \text{ кг/кг}$) на выходе из конденсатора водяного охлаждения имеет температуру насыщения 12°C и давление $5,4 \text{ бар}$. Данный поток нагнетается до высокого давления питательным насосом. Перед поступлением в испаритель поток жидкости предварительно нагревается в низкотемпературном (НТ) и высокотемпературном (ВТ) рекуператорах до температуры 68°C . В испарителе рабочая жидкость нагревается до 121°C при расчетной температуре греющего теплоносителя из геотермального источника 124°C . Происходит испарение раствора и образование влажного пара со степенью сухости $x \approx 0,75$. Влажный пар поступает в сепаратор, где паровой компонент (с высоким содержанием аммиака) отделяется от жидкого компонента (с низким содержанием аммиака) и достигает состояния насыщения. Насыщенный пар высокого давления из сепаратора направляется в паровую турбину и обеспечивает совершение полезной работы с

выработкой электроэнергии. Насыщенная жидкость высокого давления из сепаратора охлаждается в рекуператоре ВТ, где тепловая энергия этого потока используется для предварительного нагрева потока, поступающего в испаритель.

Расход жидкости регулируется клапаном-регулятором уровня, который поддерживает уровень жидкости в сепараторе. Затем этот поток жидкости направляется на вход рекуператора НТ, где он смешивается с паром высокой концентрации, выходящим из турбины. Температура жидкого потока из ВТ рекуператора составляет 48°C, а температура парового потока из турбины порядка 60°C. Эти два потока охлаждаются в НТ рекуператоре, нагревая поток рабочего тела, выходящего из конденсатора. По мере охлаждения часть паров из турбины конденсируется. Жидкость, выходящая из НТ рекуператора, собирается в дренажной емкости, а оставшийся пар поступает непосредственно в конденсатор. В этот момент пар имеет высокое содержание аммиака, в то время как жидкость в дренажном баке – низкое. Температура парового и жидкого потоков составляет 38°C. Жидкость из дренажной емкости подается на вход конденсатора для распыления в поток пара. Распыление этой обедненной жидкости в насыщенный пар обеспечивает абсорбцию последнего жидкостью. Цикл замыкается.

Для привода электрогенератора использована паровая турбина стандартной конструкции модели CFR5-G5a производства компании «KK&K» (подразделение компании «Сименс»). Помимо регуляторов турбины, имеются еще 4 контура управления: регулирование расхода раствора, поступающего в испаритель, который регулируется пропорционально потоку геотермального теплоносителя; контроль уровня жидкости в сепараторе; контроль уровня жидкости в дренажном резервуаре; перепускной клапан турбины, работающий при запуске и остановке станции. Опыт эксплуатации установки отмечается как положительный, что стало возможно в том числе по причине высокой степени автоматизации производственных процессов. Эксплуатация паровой турбины на аммиаке, как отмечается, не имеет существенных различий с эксплуатацией АПТ с водоаммиачным раствором. В мире работает еще ряд объектов на базе цикла Калины. Некоторые из них приведены в таблице 1.3 [49].

Таблица 1.3 – Объекты, на которых используется цикл Калины

Наименование объекта	Страна	Год ввода в эксплуатацию	Мощность, МВт	Источник теплоты
Canoga Park	США	1992	6,5	Сбросная теплота АЭС
Fukuoka	Япония	1998	4,0	Сжигание отходов
Sumitomo Metals	Япония	1999	3,5	Сбросная теплота металлургического предприятия
Husavik	Исландия	2000	2,0	Геотермальные источники
Fuji Oil	Япония	2005	3,9	Сбросная теплота нефтехимического предприятия
Bruschal	Германия	2009	0,6	Геотермальные источники
Unterhaching	Германия	2009	3,5	Геотермальные источники
Shanghai Expo	Китай	2010	0,05	Горячая вода солнечной электростанции (СЭС)
Quingshui	Китай	2011	0,05	Геотермальные источники

Несмотря на значительное количество научных исследований цикл Калины не получил существенного распространения по сравнению с ОЦР (в том числе по причине меньшей эффективности в ряде применений). Негативным фактором, ограничивающим применение цикла Калины, является применение аммиака в качестве одного из компонентов раствора. Несмотря на частичное решение проблем, связанных с его эксплуатацией и безопасностью (например, на ГеоЭС в Хусавике), вопрос его применения следует рассматривать применительно к конкретному государству, ввиду различий подходов при использовании опасных веществ.

В этой связи актуальным является вопрос дальнейших исследований, направленных на совершенствование цикла Ренкина паротурбинных установок малой мощности, работающих в условиях утилизации теплоты. В таких условиях в качестве способа повышения энергетической эффективности можно рассмотреть применение абсорбции отработавшего после турбины пара посредством совмещения паросилового цикла и цикла абсорбционного преобразователя теплоты. В России имеется значительный задел в области исследований АПТ, который сформирован работами В.М. Бродянского, Л.М. Розенфельда, Б.М. Блиера, И.С. Бадылькеса, Л.С. Тимофеевского, А.В. Бараненко. Результаты исследований этих и других авторов (в том числе зарубежных) будут применены в

рамках настоящего исследования. Целесообразным является также проведение эксергетического анализа, основы которого в России были заложены В.М. Бродянским. Исходя из преимуществ воды в качестве рабочего тела [27] целесообразным является анализ возможности применения растворов с использованием абсорбентов для водяного пара. С целью повышения энергетической эффективности паротурбинных установок энергокомплексов малой мощности за счет применения абсорбции пара рассмотрен модернизированный цикл Ренкина (далее – МЦР). Основные положения данного решения рассмотрены в главе 2.

При сравнении данного решения с циклом Калины и подобными исследованиями можно выделить ряд отличий. В первую очередь, имеют место отличия в рамках общей концепции. Модернизированный цикл Ренкина изначально рассматривается как способ повышения энергетической эффективности цикла Ренкина в том числе путем снижения тепловых потерь в конденсаторе паровой турбины. Для этого рассматривается вариант замещения процесса конденсации отработавшего после турбины пара на его абсорбцию и применение «термохимического насоса» (контура абсорбер-генератор пара), который обеспечивает перенос рабочего тела из зоны низкого в зону высокого давления по аналогии с абсорбционными преобразователями теплоты (АПТ) [28]. В рамках МЦР не исключается применение различных рабочих тел (как и в случае с АПТ), однако результаты исследований показывают, что наиболее эффективным решением является применение бромистолитиевого раствора, в котором в качестве рабочего тела используется водяной пар [29].

В то же время цикл Калины является вариантом органического цикла Ренкина с водоаммиачным раствором в качестве рабочего тела, который изначально был разработан для применения на геотермальных электростанциях (хотя есть и применения для утилизации теплоты промышленных установок). Основной задачей в цикле Калины и подобных исследованиях является не снижение потерь в конденсаторе, а приближение параметров цикла и рабочего тела к параметрам, которые характерны для геотермальных источников.

Различия также имеют место в части схемных решений циклов. При рассмотрении модификации цикла Калины KCS-11, схема которой приведена на рисунке 1.7, можно выделить ряд особенностей в устройстве низко- и высокотемпературного контуров. В цикле Калины работа высокотемпературной части цикла базируется на отдельном нагреве базового раствора в теплообменнике-испарителе (или котле-утилизаторе) и далее в разделении рабочего тела на насыщенный пар и насыщенную жидкость в сепараторе. Регулирование концентрации пара перед турбиной и производительности установки осуществляется посредством изменения рабочего давления в цикле и температуры нагрева раствора в теплообменнике. В паровую турбину в таком случае будет поступать насыщенный или незначительно перегретый (из-за повышения концентрации аммиака) пар [43]. Так как цикл Калины изначально разрабатывался для применения на ГеоЭС, то и система генерации пара базируется на особенностях работы в условиях использования геотермальных источников теплоты. Это видно исходя из схемы реально эксплуатирующейся ГеоЭС на базе цикла Калины в г. Хусавик, которая приведена на рисунке 1.8.

Работа низкотемпературной части цикла базируется на отдельном применении смесителя (иногда называется абсорбером) и теплообменника-охлаждателя (конденсатора). В таком случае отработавший после турбины пар смешивается с насыщенной жидкостью после сепаратора, образовавшаяся смесь затем охлаждается в теплообменнике. Недостатком такой схемы является риск снижения растворимости рабочего тела при повышении конечной температуры пара после расширения, так как для повышения эффективности процесса абсорбции необходимо непрерывно отводить теплоту.

Схемное решение МЦР базируется на использовании устройств «термохимического насоса», применяемых в АПТ – генератора пара и абсорбера. В этой связи в рамках теоретических исследований анализировались аналогичные АПТ зависимости (но уже в разрезе работы паротурбинной установки). Более подробно схемные решения МЦР рассмотрены в главе 2.

Схемное решение цикла Калины сконфигурировано исходя из применения водоаммиачного раствора, то есть смеси веществ, в которой абсорбент обладает высокой летучестью. Это приводит к необходимости применения систем дефлегмации и дистилляции пара [41, 42]. В случае применения нелетучих смесей (например, бромистолитиевого раствора) в применении подобных систем нет необходимости, что в том числе ведет к различиям в схемах цикла Калины и МЦР.

1.4. Функционирование циклов с абсорбцией пара

1.4.1. Физические основы процессов абсорбции и десорбции

Абсорбционные процессы (абсорбция и десорбция) являются базовыми для функционирования АПТ [50]. Сущность абсорбционных процессов заключается во взаимодействии двух фаз (жидкой и газообразной) и переходе вещества из одной фазы в другую [51]. Абсорбция представляет собой процесс поглощения газа жидким поглотителем, в котором газ растворим (в той или иной степени) [51]. Результатом данного процесса взаимодействия является образование раствора. Обратный процесс, заключающийся в выделении газа из раствора, называется десорбцией. Абсорбция и десорбция являются сложными процессами совместного тепло- и массопереноса. При этом, массообменные процессы происходят на поверхности контакта фаз, поэтому при проектировании абсорбционных аппаратов одной из основных задач является организация развитой поверхности соприкосновения [52].

При рассмотрении особенностей протекания абсорбционных процессов выделяют их статику и кинематику. Под статикой понимают состояние равновесия, представляющее собой предельное насыщение раствора $\xi' = f(t, p)$ при заданном давлении и температуре [53], которое может быть установлено между жидкой и газообразной фазами при их длительном соприкосновении. Под кинетикой понимают скорость массообменных процессов, которая определяется движущей силой процесса (степенью отклонения системы от равновесного состояния), свойствами фаз и поверхностью их соприкосновения. Скорость абсорбции

определяется диффузией на границах раздела жидкой и газовой фаз [53]. На рисунке 1.9 приведена схематическая модель процесса абсорбции пара стекающей пленкой водного раствора бромида лития.

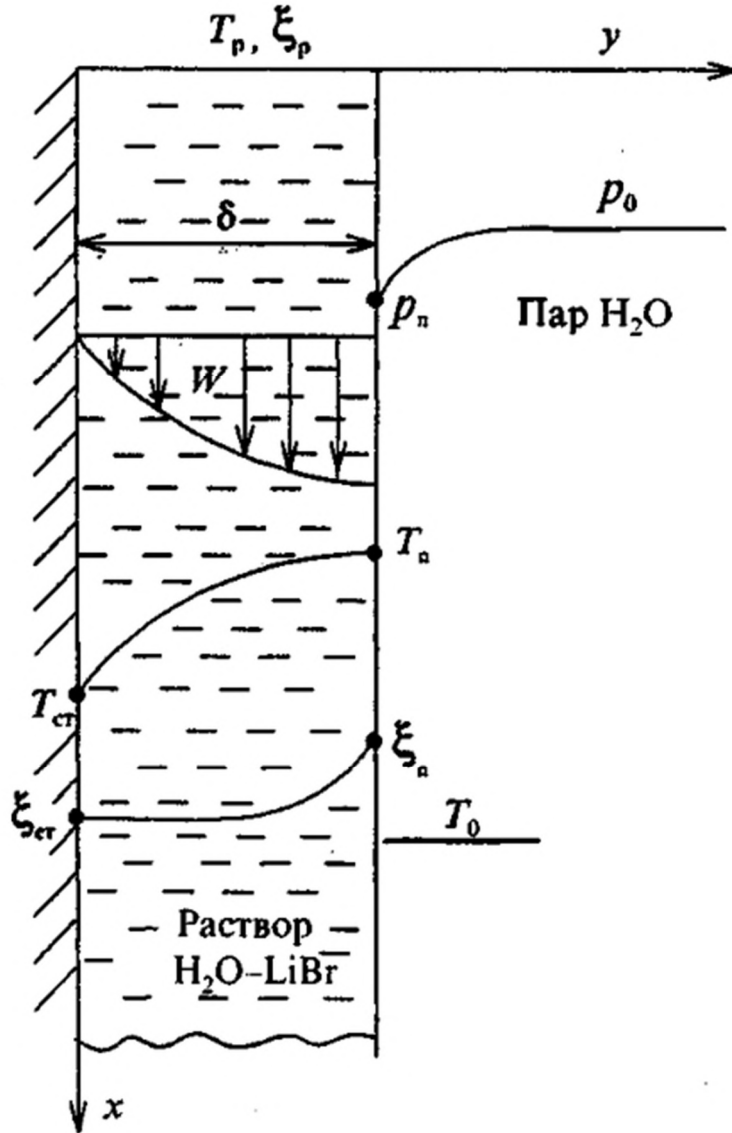


Рисунок 1.9 – Схематическая модель процесса абсорбции

Абсорбционные процессы являются неравновесными. При этом, отсутствие равновесия, являющегося движущей силой массопереноса, выражается в различных значениях химического потенциала вещества в пределах каждой фазы и между фазами. При достижении состояния равновесия и равенства химических потенциалов процесс абсорбции прекращается [51]. Поэтому в случае, если химический потенциал водяного пара в основном пространстве μ_0'' больше, чем у границы раздела фаз пар-жидкость μ_p'' , а также если в жидкой фазе химический

потенциал воды в растворе у границы раздела фаз пар-жидкость μ_p' больше, чем у твердой стенки $\mu_{ст}'$. В паровой фазе градиент химического потенциала определяется разностью давлений $p_0 - p_n$, а в жидкой фазе – разностью концентраций $\xi_{ст} - \xi_n$ [51].

Наличие разности давлений приводит к тому, что молекулы при контакте с поверхностью раствора захватываются (притягиваются) абсорбентом. Данное взаимодействие молекул водяного пара и водного раствора бромида лития обусловлено физическим и химическим взаимодействием между молекулами, которое выражается, в том числе, в их взаимном притягивании и характерно для неидеальных растворов. На поверхности раствора молекулы водяного пара соединяются между собой, пар конденсируется и выделяет теплоту фазового перехода. Вследствие градиента концентраций $\xi_{ст} - \xi_n$ вода растворяется с поверхности по всему объему раствора с выделением теплоты растворения [51].

Теплота конденсации и дифференциальная теплота растворения рабочего тела в абсорбенте составляют теплоту абсорбции. Отвод данной теплоты является одним из условий непрерывного осуществления процесса абсорбции [54]. В случае, если теплота абсорбции не отводится (то есть абсорбер не охлаждается), то со временем взаимная растворимость компонентов будет снижаться и через какое-то время процесс абсорбции прекратится [55]. Тепловой эффект, получаемый при смешении двух компонентов, то есть снижение либо повышение температуры раствора, определяется как качественными, так и количественными показателями исходных веществ. В случае сброса теплоты абсорбции в окружающую среду данную энергию можно рассматривать как потерю теплоты.

Одной из важнейших характеристик раствора является его состав. Количественный состав раствора (смеси) называется концентрацией и может быть выражен различными способами, что определяется, в частности, агрегатным состоянием, свойствами компонентов и удобством при расчетах. При описании свойств твердых тел и жидкостей, как правило, используют массовую и молярную концентрацию, в то время как для газовых – молярную и объемную [52].

В АПТ расчеты обычно производятся с массовой концентрацией [56]. При термодинамическом анализе МЦР применена массовая концентрация ξ , при эксергетическом анализе – молярная концентрация ψ . Массовая концентрация ξ_i , кг/кг, представляет собой массу G_i i -го компонента в единице массы смеси G [51]. Молярная концентрация ψ_i , моль/моль, представляет собой количество молей n_i i -го компонента в общем количестве молей смеси n [51]. Массовая концентрация также выражается в массовых процентах (долях от единицы состава раствора). Так как в АПТ и МЦР применяются, как правило, бинарные (двухкомпонентные) растворы, то выражение количественного состава приведено именно для таких смесей. При выполнении термодинамического анализа или другого расчета заранее оговаривается компонент, концентрация которого будет определяющей и будет обозначаться как ξ , в таком случае концентрация второго компонента $(1 - \xi)$ [51, 52]. Массовая концентрация смеси ξ по одному из компонентов раствора [51]:

$$\xi_1 = \xi = \frac{G_1}{G_1 + G_2} = \frac{G_1}{G}. \quad (1.1)$$

Так как концентрация бинарной смеси $\xi_1 + \xi_2 = 1$, то:

$$\xi_2 = 1 - \xi = \frac{G_2}{G_1 + G_2} = \frac{G_2}{G}. \quad (1.2)$$

Молярная концентрация смеси ψ по одному из компонентов раствора [51]:

$$\psi_1 = \psi = \frac{n_1}{n_1 + n_2} = \frac{n_1}{n}. \quad (1.3)$$

Число молей определяется как отношение массы G к молярной массе M [51]:

$$n_i = \frac{G_i}{M_i}. \quad (1.4)$$

Тогда молярная концентрация второго компонента [52]:

$$\psi_2 = 1 - \psi = \frac{n_2}{n_1 + n_2} = \frac{n_2}{n}. \quad (1.5)$$

Массовая и молярная концентрации связаны выражением [52]:

$$\xi_1 = \frac{\psi_1 \cdot M_1}{\psi_1 \cdot M_1 + \psi_2 \cdot M_2}. \quad (1.6)$$

$$\psi_1 = \frac{\frac{\xi_1}{M_1}}{\frac{\xi_1}{M_1} + \frac{\xi_2}{M_2}}. \quad (1.7)$$

Парциальным давлением компонента называют то давление, под которым находился бы каждый компонент смеси, если бы он занимал весь объем при температуре смеси [17, 52]. Отношение парциального давления к полному давлению смеси равно объемной концентрации компонента в смеси [52]. В соответствии с законом Дальтона полное давление смеси равно сумме парциальных давлений компонентов смеси. Для бинарной смеси:

$$p_{\text{см}} = p_1 + p_2. \quad (1.8)$$

Для определения давления бинарных смесей реальных газов рекомендуется использовать уравнение Кричевского и Казарновского [53]. Отношение парциального давления компонента к полному давлению смеси определяется как объемная концентрация данного компонента:

$$\varphi_1 = \frac{p_1}{p_{\text{см}}}. \quad (1.9)$$

Если смесь состоит из летучих веществ с высокой взаимной растворимостью, то паровая фаза, находящаяся в равновесии с жидкостью, будет содержать оба компонента. Примером такой пары веществ является водоаммиачный раствор [57, 58]. Так как разность нормальных температур кипения аммиака и воды составляет 133,3°C, то в паровой фазе будут присутствовать оба компонента [51]. Снижение интенсивности испарения абсорбента имеет место при разности нормальных температур кипения компонентов более 200°C. Примером смеси с нелетучим абсорбентом является бромистолитиевый раствор [60].

Давление пара компонента над раствором всегда будет меньше, чем над чистым веществом. В соответствии с законом Рауля для идеальной смеси парциальное давление компонента над раствором определяется произведением давления насыщения над чистым компонентом (при заданной температуре) на его молярную концентрацию в жидкой фазе [58]:

$$p_1 = p_1'' \psi_{\text{жк}}; \quad (1.10)$$

$$p_2 = p_2''(1 - \psi_{\text{лж}}); \quad (1.11)$$

$$p_{\text{см}} = p_1 + p_2 = p_1''\psi_{\text{лж}} + p_2''(1 - \psi_{\text{лж}}), \quad (1.12)$$

где: p_1'' и p_2'' – давления насыщения чистых компонентов при температуре смеси.

Исходя из выражения (1.10) зависимость парциального давления от молярной концентрации имеет линейный характер. В то же время для реальных смесей (к которым относятся рабочие вещества АПТ) имеет место отрицательное отклонение от закона Рауля, проявляющееся в том, что при заданной температуре давление пара абсорбента существенно ниже пара хладагента или данное давление равно нулю (для нелетучих пар веществ) [51]. Вследствие этого, при высокой концентрации абсорбента общее давление пара над раствором будет меньше давления пара хладагента над чистым веществом. Одновременно с этим при одинаковом давлении температура раствора будет выше температуры хладагента [51, 58]. Данные свойства применяются в АПТ [59] и МЦР [29].

Состояние смеси характеризуется рядом термодинамических параметров (в частности, T , p , v , ξ), называемых степенями свободы [52]. Для оценки числа степеней свободы, то есть количества термодинамических параметров, необходимых для описания состояния раствора, используется правило фаз Гиббса [51]. Данное правило, устанавливающее связь между термодинамическими параметрами, числом фаз и компонентов раствора, выглядит следующим образом:

$$z = 2 + n - f, \quad (1.13)$$

где: z – число степеней свободы; n – количество компонентов; f – количество одновременно существующих фаз.

В соответствии с данным правилом, состояние бинарной смеси газов ($n = 2$; $f = 1$; $z = 3$) определяется тремя параметрами (например, p , T , ψ), в то время как состояние бинарной смеси в состоянии насыщения ($n = 2$; $f = 2$; $z = 2$) – двумя (например, T и ξ). Исходя из правила видно, что число степеней свободы возрастает с увеличением числа компонентов и уменьшается при росте числа фаз [51].

В соответствии с первым законом Коновалова паровая фаза раствора всегда обогащена тем компонентом, добавление которого к жидкой фазе приводит к

снижению температуры кипения раствора при постоянном давлении или к повышению давления пара над раствором при постоянной температуре [51]. По этой причине в паровой фазе всегда содержится большее количество компонента, обладающего более низкой температурой кипения [51, 52].

Исследованию абсорбции посвящено значительное количество работ, в том числе отечественных [61-64]. Абсорбция по сравнению с конденсацией является неизотермическим процессом вследствие чего имеет место изменение температуры рабочего тела в процессе сорбции, то есть температурное скольжение [52].

Изменение температуры в процессе фазового перехода неазеотропной смеси позволяет обеспечить более плавное испарение или конденсацию по длине поверхности, позволяя снизить разность температур в аппаратах [58]. На практике температура насыщения на входе в испаритель будет ниже, чем на выходе. В конденсаторе температура насыщения на входе будет выше, чем на выходе. При использовании неазеотропных смесей рекомендуется применение теплообменных аппаратов с противотоком. В процессе испарения более летучий компонент выкипает первым, менее летучий – последним. При конденсации происходит обратный процесс.

1.4.2. Принцип работы абсорбционных преобразователей теплоты

К установкам, обеспечивающим более эффективное использование ВЭР, относятся абсорбционные преобразователи теплоты (АПТ), работа которых базируется на использовании абсорбционных процессов. Данные машины относятся к классу теплоиспользующих и находят применение в энергетике [65], технологических энергосистемах промышленных предприятий [66-69] и при использовании возобновляемых источников энергии [70]. Принципиальная схема АПТ представлена на рисунке 1.10.

АПТ включает в себя испаритель, конденсатор, абсорбер и генератор пара, а также насос и дроссельное устройство на линии раствора и рабочего агента [58]. Цикл построен для водоаммиачного раствора в качестве рабочего тела, поэтому

красным цветом обозначен контур крепкого раствора, зеленым – слабого, контур рабочего тела обозначен синим цветом [57, 58]. АПТ работает следующим образом. Пар, выделяющийся из раствора в генераторе пара вследствие внешнего подвода теплоты, поступает в конденсатор, где отдает свою теплоту конденсации потребителю и обеспечивает нужды потребителя в теплоснабжении (либо отводится в окружающую среду). После конденсатора насыщенная жидкость поступает в дроссельное устройство, дросселируется до давления кипения и поступает в испаритель, где в процессе кипения отбирает теплоту у окружающей среды или хладоносителя, обеспечивая нужды потребителя в холодоснабжении. После испарителя пар поступает в абсорбер со слабым раствором и растворяется в нем, образуя крепкий раствор, а затем перекачивается насосом в генератор пара, где в результате подвода теплоты рабочее тело выпаривается из крепкого раствора и поступает в конденсатор, а слабый раствор через дроссельное устройство поступает в абсорбер. Цикл замыкается [51, 58].

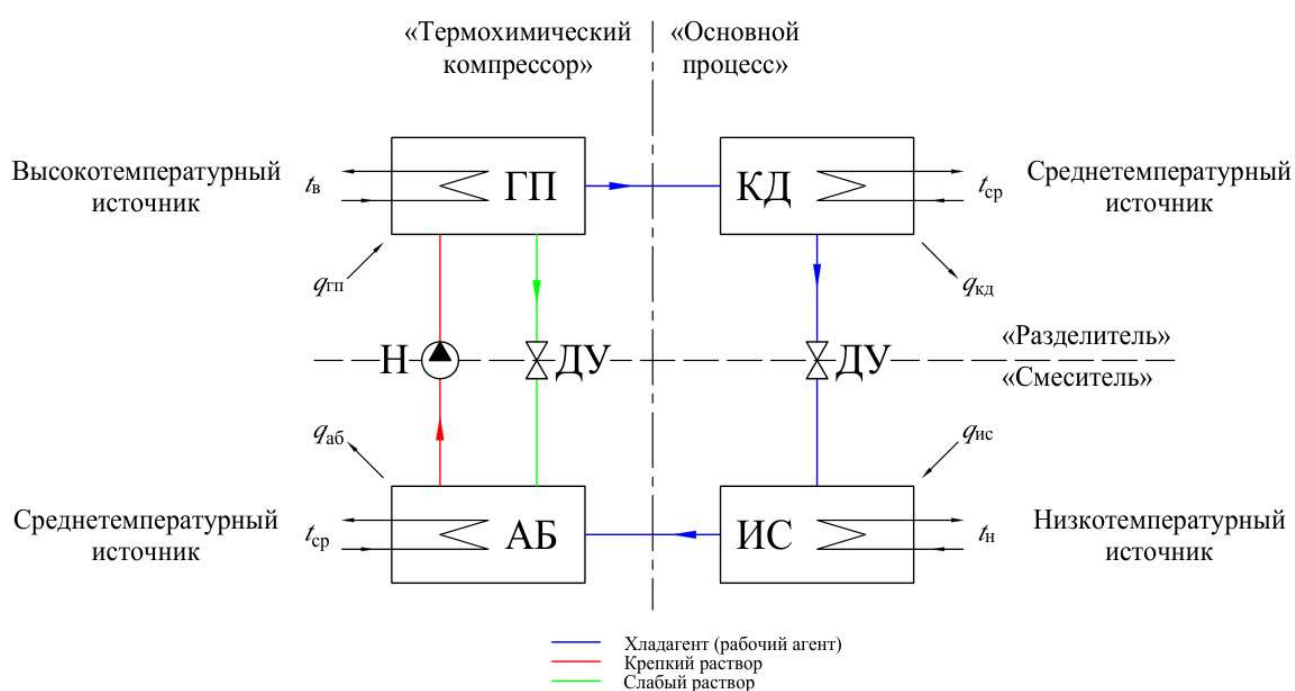


Рисунок 1.10 – Схема АПТ и методы условного разделения схемы:
 ГП – генератор пара; КД – конденсатор; АБ – абсорбер; ИС – испаритель;
 ДУ – дроссельное устройство; Н – насос растворов

При проведении анализа абсорбционных циклов отдельные элементы (аппараты) АПТ в зависимости от протекающих процессов могут относить к тем или иным группам. Одним из первых вариантов условного разделения схемы

абсорбционной машины считается разделение цикла на «термохимический компрессор» и «основной процесс» [52]. К аппаратам «основного процесса» относятся испаритель и конденсатор, а также дроссельное устройство и прочие элементы в контуре рабочего тела (например, теплообменник-перегреватель), которые обеспечивают осуществление основного технологического процесса АПТ, а именно выработку теплоты или холода. К «термохимическому компрессору» относят систему из абсорбера, генератора пара, дроссельного устройства и насоса, а также вспомогательное оборудование, размещенное на линии растворов, которые обеспечивают перенос рабочего тела из зоны низкого в зону высокого давления посредством ряда процессов абсорбции и десорбции рабочего агента, а также процессов сжатия и дросселирования [52]. С точки зрения оптимизации абсорбционной машины подразумевается, что при таком условном разделении схемные решения «термохимического компрессора» и «основного процесса» могут развиваться без привязки и обособленно, что в некоторых случаях может быть оправдано. Существуют и другие способы условного разделения схемы АПТ, например, разделение на «смеситель» и «разделитель». Более подробно циклы, схемные решения и функционирование АПТ рассмотрены в работах [51-56, 58-60].

1.4.3. Рабочие вещества абсорбционных преобразователей теплоты

Выбор рабочих веществ является одним из основополагающих факторов, влияющих на эффективность, область применения и эксплуатационные характеристики как АПТ, так и любых циклов, базирующихся на процессах абсорбции и десорбции (в рассматриваемом случае – МЦР). Кроме того, выбор той или иной пары рабочих веществ во многом определяет также схемное решение, необходимость применения тех или иных технических решений (например, необходимость дефлегмации или ректификации пара для летучих пар веществ).

Как уже отмечалось, цикл АПТ реализуются посредством преимущественно бинарных, то есть двухкомпонентных смесей, хотя возможно применение также трех- и четырехкомпонентных смесей [71]. Компоненты раствора имеют

различные температуры кипения при одинаковом давлении: абсорбент является высококипящим веществом, рабочий агент – низкокипящим. Все известные смеси рабочих веществ «абсорбент-рабочий агент» являются неazeотропными [52]. Несмотря на значительное количество исследований и экспериментов [72-76], на сегодняшний день наиболее распространенными рабочими смесями для абсорбционных преобразователей теплоты являются водный раствор бромистого лития и водоаммиачный раствор [52, 77]. Прочие смеси не получили широкого промышленного применения и рассматриваются в первую очередь в направлении оптимизации некоторых эксплуатационных свойств упомянутых выше растворов (например, снижение коррозионной активности по сравнению с бромистолитиевым раствором либо снижение рабочих давлений в аппаратах или токсичности по сравнению с водоаммиачным раствором) [51].

В рамках последующих исследований рабочих веществ модернизированного цикла Ренкина можно сформулировать два подхода по поиску и определению оптимальных пар рабочих веществ. В первую очередь, анализ можно производить на предмет применения пар рабочих веществ, используемых в АПТ (как уже применяемых на практике, так и перспективных). Данный подход позволяет существенно сузить область поиска пар рабочих тел и анализировать рабочие пары, которые соответствуют основным требованиям к применению в АПТ. Например, имеют достаточную взаимную растворимость компонентов и низкую соиспаряемость. С другой стороны, рабочие вещества АПТ не во всех случаях являются оптимальными или в принципе применимыми в МЦР, в первую очередь за счет существенного различия «основного процесса» (выработка электрической энергии и выработка холода). В данном случае вопрос может быть именно в рабочем теле, пар которого расширяется в турбине, так как абсорбент скорее всего обеспечивает необходимые процессы в цикле с должной эффективностью. В таком случае можно следовать иному подходу при анализе рабочих тел, а именно отталкиваться от опыта применения цикла Ренкина, в первую очередь органического. В таком случае рабочее тело будет известно из опыта применения или теоретических исследований ОЦР [78-80]. Зная рабочее тело, можно будет

определить для него абсорбент (таким же образом ранее определялись пары «хладагент-абсорбент» для АПТ).

Распространение бромистолитиевого и водоаммиачного раствора обусловлено высокой эффективностью в сравнении с прочими смесями, а также большей изученностью (с точки зрения эксплуатационных, так и теплофизических свойств). По этой причине для анализа МЦР в первую очередь были выбраны эти рабочие тела. Модернизированный цикл Ренкина с водоаммиачным раствором в качестве рабочего тела назван МЦР ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$), с бромистолитиевым раствором – МЦР ($\text{LiBr} + \text{H}_2\text{O}$). Для проведения термодинамического анализа МЦР необходимо определять теплофизические и термодинамические свойства рабочего тела во всех расчетных точках цикла и во всем диапазоне работы. В этой связи важным является вопрос корректности и достоверности уравнений состояния.

Теплофизические свойства водоаммиачного раствора изучены достаточно хорошо, в литературе имеется значительное количество научных работ, включающих теоретические и экспериментальные исследования. В частности, работах [81, 82] представлено описание теплофизических свойств, в работе [83] приведена диаграмма энтальпия-концентрация водоаммиачного раствора, которая часто применяется при термодинамическом анализе циклов АПТ для наглядного представления процессов. Одной из наиболее полных работ в части теплофизических свойств водоаммиачного раствора является [84], где представлены актуальные данные по уравнениям состояния смеси, а также диаграммы и графики, описывающие взаимозависимость различных свойств смеси. Одними из наиболее полных работ в части исследований водоаммиачного раствора являются работы за авторством Зиглера и Треппа [85], а также Эль-Сайеда и Трибуса [86]. В работе [87] разработаны уравнения состояния для оценки свойств раствора в диапазоне давления до 50 бар и температуры до 227°C . В работе [86] произведен пересмотр и актуализация эмпирических данных исследования [85], вследствие чего диапазон применения обновленных уравнений состояния расширен до 210 бар и 316°C . Современные исследования [87-89] в основном направлены на уточнение и проверку уже имеющихся уравнений различных

параметров водоаммиачного раствора, а также расширение областей применения. Например, в работе [89] исследуются свойства раствора в диапазоне высоких давлений (около 100 бар) с целью оценки эффективности применения раствора в цикле Калины. Определение свойств водоаммиачного раствора в настоящей работе произведено с помощью специализированного программного обеспечения.

Теплофизические свойства воды и водного раствора бромида лития также изучены достаточно хорошо. Свойства воды и водяного пара достаточно полно представлены в работах [77, 82, 90-91]. Значительное количество данных по свойствам водного раствора бромида лития, а также уравнения состояния представлены в [51, 92-94]. В работах [95, 96] рассматривался вопрос применения диаграмм растворов, а также обозначается вопрос корректного выбора точки отсчета термодинамических функций, являющийся актуальным при сопоставлении результатов исследований, полученных различными методами.

Исходя из области применения МЦР [28, 29, 43, 57] стоит отметить важность исследований свойств бромистолитиевого раствора в области высоких температур (как, например, для АПТ с двухступенчатой генерацией пара) [97-101]. При этом, не меньшее значение имеет поиск ингибиторов и присадок, которые были бы работоспособны и эффективны в данных условиях.

1.5. Анализ эксплуатационных свойств растворов МЦР

1.5.1. Общие вопросы применения рабочих веществ

При оценке возможности применения того или иного раствора в МЦР необходимо учитывать свойства рабочих веществ, входящих в состав раствора. К таким свойствам можно, в частности, отнести термическую стабильность, коррозионную активность, летучесть абсорбента, безопасность применения. Анализ показал, что оба рассматриваемых в рамках МЦР раствора показывают практически противоположные свойства. Важным фактором, влияющим на эффективность процессов в абсорберах и генераторах пара, является обеспечение герметичности аппарата и надежная работа системы удаления неабсорбируемых и

неконденсирующихся газов. В противном случае имеется высокий риск существенного роста неполноты насыщения раствора и повышения коррозионной активности раствора (особенно бромистолитиевого) [58]. Еще одной особенностью водного раствора бромида лития является риск кристаллизации раствора. Предотвращение данного явления – одна из задач системы регулирования установки [51]. С целью предотвращения в схемах АПТ применяются различного рода технические решения (например, системы перепуска и перелива) [56].

Свойства компонентов рассматриваемых растворов приведены в таблице 1.4. Вода и бромид лития обладают достаточно высокой термической стабильностью в диапазоне температур, рассматриваемых в данном исследовании. Водоаммиачный раствор, в свою очередь, имеет ряд ограничений.

Таблица 1.4 – Свойства компонентов растворов МЦР

Свойство	Аммиак (NH ₃)	Вода (H ₂ O)	Бромид лития (LiBr)
Молярная масса, г/моль	17,031	18,015	86,845
Нормальная температура кипения, °С	-33,4	100,0	1265
Критическая температура, °С	132,3	374,1	–
Критическое давление, МПа	11,35	22,12	–

В работе [102] проведено исследование зависимости диссоциации аммиака в зависимости от температуры и давления. На рисунке 1.11 приведена данная зависимость. Исходя из представленной зависимости видно, что с ростом температуры интенсивность разложения аммиака увеличивается, при этом в случае с давлением наблюдается обратная зависимость – чем ниже давление (при $T = \text{const}$), тем выше степень разложения аммиака. Поэтому вопрос эксплуатации водоаммиачного раствора в условиях высоких температур греющего источника требует дополнительного исследования. При температурах ниже 300°С степень разложения аммиака незначительна [103]. Катализаторами разложения в некоторых случаях могут выступать различные материалы. Например, в присутствии железа и никеля температура разложения аммиака снижается [103].

Исследования пределов работоспособности водоаммиачного раствора проводились также в рамках его применения в цикле Калины. В частности, в работе [104] приводится экспериментальное исследование термической стойкости

водоаммиачного раствора ($\xi_{\text{NH}_3} = 0,8 \text{ кг/кг}$), который был выдержан в специальном реакторе в течение 24 часов при температуре около $550 \text{ }^\circ\text{C}$ и давлении около 10 МПа . Измерения после испытаний не выявили никаких признаков разложения (отсутствовали водород и азот). В рамках исследования [105] проводились исследования водоаммиачного раствора при температурах от 250 до $400 \text{ }^\circ\text{C}$ при давлениях 13 МПа и 20 МПа . В результате проведенных испытаний разложение за 1000 часов составило от $0,01\%$ до $3,5\%$. Авторами отмечается ряд проблем, связанных с герметичностью системы при проведении испытаний, что могло повлиять на результаты экспериментов.

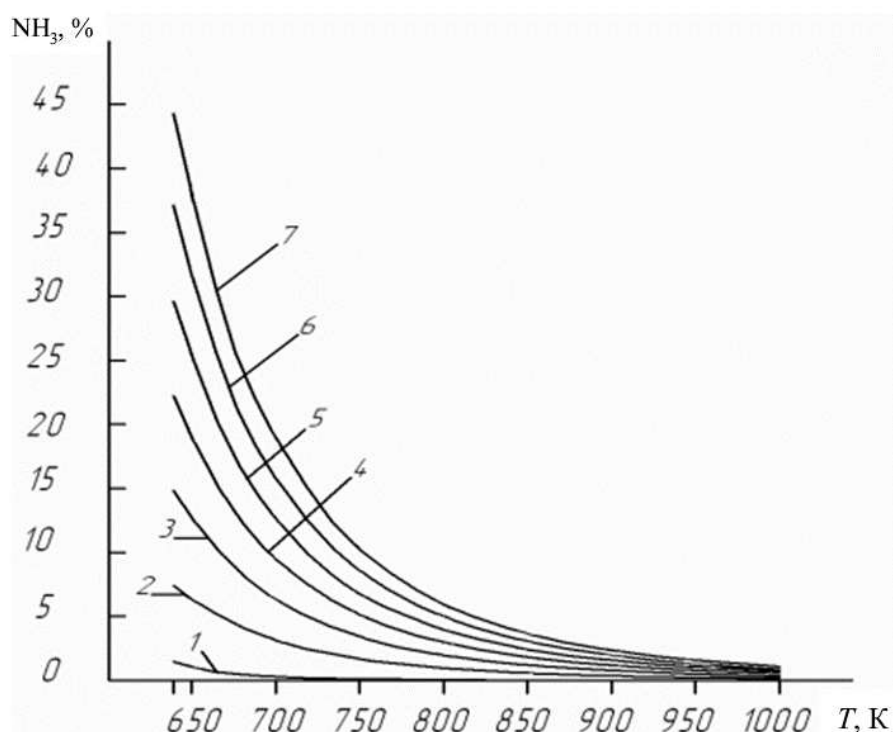


Рисунок 1.11 – Зависимость диссоциации NH_3 от температуры и давления:
1 – $0,01$; 2 – $0,10$; 3 – $0,20$; 4 – $0,30$; 5 – $0,40$; 6 – $0,50$; 7 – $0,60 \text{ МПа}$

Особенностью водоаммиачного раствора является более низкая по сравнению с чистой водой температура замерзания. Например, при $\xi = 0,1 \text{ кг/кг}$ температура замерзания раствора составляет $-57,5^\circ\text{C}$ и $-56,5^\circ\text{C}$ – при $\xi = 0,25 \text{ кг/кг}$. Данное обстоятельство позволяет снизить температуру отвода теплоты в цикле в регионах, где в зимнее время температура воздуха большую часть сезона находится ниже 0°C [40]. Для реализации данного преимущества требуется применение абсорбера воздушного охлаждения.

1.5.2. Коррозионная активность растворов

Коррозионная активность рабочего тела является фактором, оказывающим существенное влияние на технико-экономические показатели и надежность установки, что должно учитываться при определении рабочих параметров цикла и обосновании применения того или иного раствора. Оборудование и трубопроводы модернизированного цикла Ренкина находятся в сложных условиях эксплуатации в части взаимодействия конструкционных материалов и растворов, что обусловлено рабочими процессами, протекающими в ходе осуществления термодинамического цикла [106]. Кроме температуры и давления изменяется также концентрация раствора рабочего тела, происходят процессы фазового перехода, абсорбции и десорбции, изменяется скорость раствора и пара в различных аппаратах. Кроме того, коррозионные процессы в тех или иных элементах находятся в зависимости от типа применяемых материалов. Все эти факторы оказывают влияние на интенсивность протекания коррозионных процессов.

Водоаммиачный раствор не оказывает существенного коррозионного воздействия на углеродистые стали [51], в части конструкционных материалов стойкость к аммиаку проявляют сталь и ее сплавы, олово, свинец, чугун и ковкий чугун. В то же время разрушению аммиаком подвержены (особенно при массовой доле воды более 0,2%) цветные металлы (медь, цинк и их сплавы). У латуни аммиак вызывает так называемую коррозию под напряжением [107]. Экспериментальные исследования, проводимые на двигателях внутреннего сгорания (ДВС), показали, что при использовании аммиака наблюдается повышенный износ у деталей, изготовленных из цветных металлов, особенно из меди и ее сплавов [108]. Увеличение температуры негативно влияет на коррозионную активность аммиака и водоаммиачного раствора вызывая ее рост, особенно при температурах выше 200°C [52]. Стоит отметить, что водоаммиачный раствор характеризуется меньшей коррозионной активностью, чем чистый (безводный) аммиак. Для водоаммиачного раствора $pH = 11-12$, что вместе с устойчивостью углеродистых сталей в среде водоаммиачного раствора [53] позволяет снизить затраты на оборудование.

С целью снижения коррозионной активности в водоаммиачный раствор добавляют ингибиторы коррозии, среди которых наибольшее распространение получили бихромат калия $K_2Cr_2O_7$ или натрия $Na_2Cr_2O_7$. Общее количество ингибитора составляет порядка 0,1% по массе от количества растворителя, который содержится в растворе (в качестве которого выступает дистиллированная вода) [51, 58]. В работе [109] отмечается, что ингибиторы существенного влияния на непосредственно скорость коррозии не оказывают, однако способствуют образованию тонких защитных пленок на поверхности металла. В работе [110] проанализирована возможность применения солевых добавок в качестве ингибиторов коррозии в водоаммиачных АПТ. Результаты исследований показали, что введение солевых добавок (например, LiBr) обеспечивает понижение концентрации воды в паровой фазе раствора, обеспечивая так называемую «солевою ректификацию». Введение солевых добавок в некоторых случаях также ведет к уменьшению давления аммиака, что наблюдалось при добавлении $ZnSO_4$. Более того, введение данной добавки потенциально позволяет снизить коррозионную активность раствора (так как $ZnSO_4$ при малых концентрациях является ингибитором коррозии). Практическое внедрение солевых ингибиторов коррозии требует дополнительных исследований в части теплофизических свойств трехкомпонентных растворов и анализа условий эксплуатации. Кроме того, результаты теоретических исследований МЦР с водоаммиачным раствором показывают, что снижение концентрации водяных паров перед турбиной снижает тепловую экономичность установки и потому применение солевых добавок, обеспечивающих «солевою ректификацию», нецелесообразно.

Бромистолитиевый раствор характеризуется более высокой коррозионной активностью по сравнению с водоаммиачным раствором, что требует анализа как непосредственно процесса коррозии в растворе, так и тщательного выбора конструкционных материалов. Значительный вклад в данной области был внесен при разработке абсорбционных преобразователей теплоты нового поколения конструкции ОКТБ «Теплосибмаш» при научной поддержке Института теплофизики СО РАН и СПбГУНиПТ [113]. Исследования [51, 58, 111-113,

116-119] показали, что наибольшим коррозионным разрушениям подвержены теплообменные трубки, особенно в абсорбере и генераторе пара вследствие совокупности уже отмеченных выше факторов, в присутствии которых наблюдается интенсификация процессов коррозии (в частности, вследствие высоких температур $t > 140-160^{\circ}\text{C}$ и концентраций $\xi = 0,62-0,64$ кг/кг, а также ввиду наличия паровой области и поверхности раздела фаз) [111].

Кроме того, дополнительное влияние на коррозионные процессы оказывают плотность теплового потока, рН среды, конструктивное исполнение аппаратов (тепловые и механические напряжения, наличие разнородных металлов в составе оборудования, конфигурация сварных швов и прочие факторы) [112]. Снижение рН обуславливает рост скорости коррозии (в процессе эксплуатации рН снижается). В частности, при $\text{pH} > 10$ интенсивность коррозионных процессов для стали практически прекращается. Повышение рН обеспечивается введением в раствор гидроксида лития и применением воды высокой степени дистилляции [113].

Помимо коррозионных повреждений материалов имеет место также снижение интенсивности теплопередачи вследствие образования продуктами коррозии дополнительных термических сопротивлений, а также их влияния на свойства раствора. В присутствии кислорода интенсивность коррозионных процессов также увеличивается, вследствие чего к герметичности оборудования (АПТ и МЦР) предъявляются высокие требования [51]. Наиболее близки к условиям эксплуатации МЦР с бромистолитиевым раствором высокотемпературные тепловые насосы, а также холодильные машины, функционирующие в составе схем с двухступенчатой генерацией.

При определении конструкций абсорберов и генераторов пара необходимо учитывать, что в аппаратах оросительного типа осуществляется удаление продуктов коррозии с поверхности теплообмена растворов, стекающим по поверхности трубок, что ведет к увеличению скорости коррозии металла. При неравномерном орошении может происходить контакт теплообменной поверхности с паровой фазой вследствие чего металл поверхность в местах границы фаз жидкость-пар подвержен питтинговой и язвенной коррозии [113].

На сегодняшний день основным средством защиты от коррозии является ингибирование раствора бромида лития [111]. Как правило, неорганические ингибиторы используются для обеспечения защиты в жидкой фазе, в то время как в паровой фазе и на границе раздела фаз – органические ингибиторы [113, 114]. Для интенсификации процессов тепло- и массопереноса в состав раствора добавляют поверхностно-активные вещества (ПАВ). В процессе пленочной абсорбции в присутствии ПАВ в жидкой фазе возникает гидродинамическая неустойчивость межфазной поверхности, что, в свою очередь, приводит к увеличению поверхности контакта фаз, скорости обновления поверхности, скорости движения пленки абсорбента и уменьшению ее толщины [113].

На сегодняшний день известно значительное количество органических и неорганических ингибиторов коррозии для бромистолитиевого раствора. В отечественной практике наиболее распространенными являются ингибиторы на базе хромата лития LiCr_2O_4 в сочетании с гидроксидом лития LiOH . Применение данной композиции позволяет существенно снизить интенсивность коррозионных процессов углеродистой стали Ст.20 в жидкой фазе, в то же время в паровой фазе и на поверхности раздела фаз защита оказывается недостаточной и скорость коррозии оказывается в 2 и 5 раз выше, чем в жидкой [58, 115]. При превышении концентрации ингибиторной композиции ($\text{LiCr}_2\text{O}_4 > 0,18\%$ и $\text{LiOH} > 0,1\%$) наблюдается снижение взаимной растворимости компонентов раствора. Увеличение температуры ведет к снижению эффективности ингибитора (при $t = 160^\circ\text{C}$ степень защиты Ст.20 снижается до 43%). Необходимо учитывать, что со временем концентрация ингибитора в растворе снижается и это требует постоянного контроля его концентрации, а также дозправки [116]. Перспективным ингибитором коррозии можно считать молибдат лития (Li_2MoO_4) [117], который, тем не менее, обладает меньшей эффективностью по защите от коррозии, чем хромат лития. Вопросы повышения надежности оборудования в условиях применения бромистолитиевого раствора (в рамках АПТ) подробно рассматриваются в работе [118].

Результаты экспериментальных исследований [113] показали, что ингибиторная композиция, включающая в свой состав хромат лития LiCr_2O_4 (0,18%), гидроксид лития LiOH (0,1%), ингибитор-комплексобразователь и ПАВ, обеспечивает практически полную защиту как медных сплавов, так и углеродистой стали даже в условиях высоких температур и концентраций раствора. В работе [116] проанализирована эффективность молибдата лития Li_2MoO_4 (0,02%) в сочетании с гидроксидом лития LiOH (0,25%) в части защиты материалов.

Была проанализирована коррозионная устойчивость нержавеющей стали ферритного класса марки AISI 439 в условиях работы генератора пара второй ступени АБХМ ($t = 152\text{-}157^\circ\text{C}$, $\xi = 0,6$ кг/кг). Результаты испытаний показали, что применение ингибиторов коррозии обеспечивает высокую степень защиты от местной коррозии для AISI 439 и позволяет использовать данную сталь для изготовления теплообменных поверхностей высокотемпературной части цикла. В экспериментальных исследованиях, проведенных в рамках работы [117] также была подтверждена устойчивость нержавеющей стали AISI 439 в среде бромида лития.

В работе [119] приведены результаты динамических коррозионных испытаний в условиях работы генератора пара второй ступени ($t = 160^\circ\text{C}$, $\xi = 0,64$ кг/кг, $\tau = 1000$ ч). В таблице 1.5 приведены результаты динамических коррозионных испытаний конструкционных материалов в среде раствора. Объектами испытаний выступали углеродистая сталь ВСт.3 Сп, нержавеющая сталь 12Х18Н10Т, медные сплавы МНЖ 5-1 и МНЖ Мц 30-1-1. Результаты показали, что раствор обладает высокой разрушающей способностью по отношению к углеродистой стали и меньшей – по отношению к медно-никелевым сплавам и нержавеющей стали [51].

В то же время опыт промышленного применения нержавеющей стали марки 12Х18Н10Т (в рамках применения в абсорбционных холодильных машинах и тепловых насосов) показал, что данный материал подвержен коррозионному растрескиванию.

Таблица 1.5 – Результаты динамических коррозионных испытаний конструкционных материалов в среде бромистолитиевого раствора

Материал образца	Состав ингибирующей добавки	Жидкая фаза		Граница раздела фаз		Паровая фаза	
		K , г/(м·ч)	Z , %	K , г/(м·ч)	Z , %	K , г/(м·ч)	Z , %
МНЖ 5-1	1. LiCr_2O_4 (0,18%) – LiOH (0,1%)	0,004	93,1	0,179*	–	0,075	–
	2. LiCr_2O_4 (0,18%) – LiOH (0,1%) – К-ингибитор	0,0015	97,4	0,0018	97,5	0,0025	96,7
	3. LiCr_2O_4 (0,18%) – LiOH (0,1%) – К-ингибитор – ПАВ	–	100	0,0004	99,5	0,0028	96,3
МНЖ Мц 30-1-1	1. LiCr_2O_4 (0,18%) – LiOH (0,1%)	0,001	96,4	0,006	–	0,0007**	–
	2. LiCr_2O_4 (0,18%) – LiOH (0,1%) – К-ингибитор	–	100	0,0004	98,5	0,0003	92,5
	3. LiCr_2O_4 (0,18%) – LiOH (0,1%) – К-ингибитор – ПАВ	–	100	–	100	–	100
ВСт.3 Сп	1. LiCr_2O_4 (0,18%) – LiOH (0,1%) – К-ингибитор – ПАВ	–	100	–	100	–	100

*Язвенная коррозия. **Точечная коррозия.
Скорость коррозии K , г/(м·ч).
Степень защиты Z , %.

Особый интерес представляет вопрос влияния бромистолитиевого раствора на конструкционные материалы паровой турбины. Несмотря на то, что данный раствор относится к нелетучим, нельзя исключать фактор капельного уноса абсорбента, который может иметь место, например, при снижении тепловой нагрузки в десорбере и снижении перегрева пара, вплоть до его перехода в состояние насыщения. Кроме того, нельзя исключать и гидродинамический характер уноса, обусловленный режимом работы и конструкцией генератора пара. Данный вопрос более подробно будет рассматриваться далее. В соответствии с нормативной документацией [120] детали паровых турбин должны изготавливаться из жаропрочной и коррозионностойкой стали. Рассматриваемый в настоящей работе температурный диапазон применения МЦР предполагает применение в качестве основных материалов для изготовления турбин при $t < 450^\circ\text{C}$ углеродистых или марганцовистых сталей (20, 15ГС) либо

слаболегированных сталей (хромомолибденовые и хромомолибденованадиевые стали перлитного класса, в частности, 12X1MФ, 15X1M1Ф, 08X13) при $t < 550^{\circ}\text{C}$ [121]. В таблице 1.6 приведены материалы, из которых изготовлены основные детали паровых турбин производства «Шин Ниппон Машинери» (Япония). Видно, что материалы турбины, контактирующие с веществом, изготовлены из нержавеющей стали, устойчивой к воздействию раствора.

Таблица 1.6 – Основные материалы деталей паровых турбин производства «Шин Ниппон Машинери» [122]

Деталь	Материал
Корпус высокого давления	сталь, литая
Выходная часть корпуса	сталь, литая
Рабочие лопатки	нержавеющая сталь
Турбинное колесо	кованая сталь
Вал	легированная сталь, вал хромированный ($\delta_{\text{покр}} = 0,15 \text{ мм}$)
Управляющий клапан	нержавеющая сталь

Лопатки последних ступеней в некоторых случаях изготавливаются из титана. Упомянутые материалы характеризуются коррозионной стойкостью, в том числе по отношению к водному раствору бромидов лития, что подтверждается экспериментальными исследованиями. Исходя из этого, допускается применение стандартных паровых турбин, спроектированных для работы на водяном паре, в модернизированном цикле Ренкина с бромистолитиевым раствором. Для изготовления поверхностей теплообмена конденсаторов паровых турбин используются различные латунные или медно-никелевые сплавы, сплав МНЖ-5-1 или хромоникелевые нержавеющие стали [123], которые должны обладать достаточной коррозионной стойкостью.

Незультаты исследований других авторов [110-119], рассмотренные выше, показали, что применяемые в энергетическом оборудовании материалы обладают достаточно высокой устойчивостью по отношению к коррозионной активности бромистолитиевого раствора (особенно при ингибировании последнего). По этой причине в низкотемпературной части МЦР нет необходимости в применении

специализированных и несвойственных традиционной энергетике конструкционных материалов.

Теоретические исследования МЦР с бромистолитиевым раствором [29] показали, что наивысшие показатели эффективности обеспечиваются в диапазоне концентраций крепкого раствора $\xi_{кр} = 0,4-0,55$ кг/кг. В данных условиях коррозионная активность раствора несколько снижается, хотя и остается высокой. Очевидно, что использование водного раствора бромида требует обязательного ингибирования раствора, при этом ингибитор должен характеризоваться термической стабильностью и высокими защитными свойствами в условиях температур раствора $t = 200-250^\circ\text{C}$. В этой связи возможно использование ингибиторов коррозии, применяемых в промышленных АПТ с двухступенчатой генерацией, для более высоких рабочих температур может потребоваться поиск других типов ингибиторов. В работе [124] рассматривается эффективность в качестве ингибитора органофосфата-молибдата (0,8%) в комплексе с гидроксидом лития (0,07%) при $\xi = 0,55$ кг/кг и $t = 240^\circ\text{C}$. Результаты экспериментальных исследований показали, что данная композиция обеспечивает высокий уровень защиты углеродистой стали. В работе [125] в качестве ингибитора коррозии использовалась фосфорномолибденовая кислота, обеспечивающая высокую защиту углеродистой стали Ст.3 при $t = 80-230^\circ\text{C}$ и $\xi = 0,65$ кг/кг. Современные исследования ингибиторов коррозии в области высоких температур чаще всего ограничивается температурами 230-240 $^\circ\text{C}$ [126], поэтому расширение температурного диапазона цикла требует дополнительных исследований.

1.5.3. Унос солей абсорбента из генератора пара

Как уже отмечалось ранее, пара рабочих веществ, образующих водный раствор бромида лития (вода и бромид лития), относится к нелетучим. По этой причине считается, что в общем случае в паровой фазе раствора присутствует только один компонент – рабочее тело, в то время как абсорбент остается в жидкой фазе [106]. Это обусловлено, в первую очередь, свойствами бромида лития,

который характеризуется высокой температурой кипения (1265°C) по сравнению с рабочим телом и практически нулевой летучестью [51]. Как показывает практика, содержание солей бромида лития в паровой фазе чаще всего нулевое либо настолько мало, что его не учитывают при проектировании и эксплуатации [55]. Тем не менее, в некоторых случаях может наблюдаться наличие частиц бромида лития в паровой фазе раствора (массовое содержание абсорбента может составлять 0,001-0,01%) [127]. В АПТ возможный унос абсорбента из генератора пара в испаритель и конденсатор хотя и нежелателен, но не приводит существенным изменениям в части эксплуатации и проектирования. В некоторых случаях добавление бромида лития позволяет достичь температуры кипения ниже 0°C в испарителе [128]. Однако в случае с МЦР ($\text{LiBr} + \text{H}_2\text{O}$) поток рабочего тела из генератора пара направляется в паровую турбину, более чувствительный компонент по сравнению с испарителем и конденсатором, а потому важно оценить степень уноса абсорбента и возможное влияние последних на турбину и ее конструктивные части.

Так как абсорбент характеризуется низкой летучестью, то его наличие в паре может быть обусловлено механическим (капельным) уносом капель потоком рабочего тела. Степень уноса может зависеть от множества факторов – конструктивных характеристики и типа генератора, эффективности сепарации в последнем, режима работы (тепловая нагрузка, скорость и перегрев пара), теплофизических свойств пара и раствора. В АПТ вопрос капельного уноса чаще всего возникает в рамках проектирования двух- и трехступенчатых установок. Минимизация попадания солей абсорбента в хладагент достигается в первую очередь конструктивным исполнением генератора пара [55], а также за счет снижения скорости пара. Предусматриваются различные конструктивные решения (сепараторы [129], жалюзийные решетки различных типов [130, 131], насадки [132]), обеспечивающие улавливание частиц абсорбента из потока хладагента. В работе [133] была проанализирована эффективность горизонтальных жалюзийных решеток в части снижения капельного уноса и влияния на перепад давления. Результаты экспериментальных исследований и CFD-моделирования показали, что

интенсивность капельного уноса растет с возрастанием скорости потока. В то же время имеет место прямая зависимость между эффективностью каплеуловителей (в части снижения капельного уноса) и падения давления на последних. На рисунке 1.12 приведен принцип работы сепарирующих устройств в генераторах пара АПТ, а на рисунке 1.13 – некоторые типы каплеуловителей.

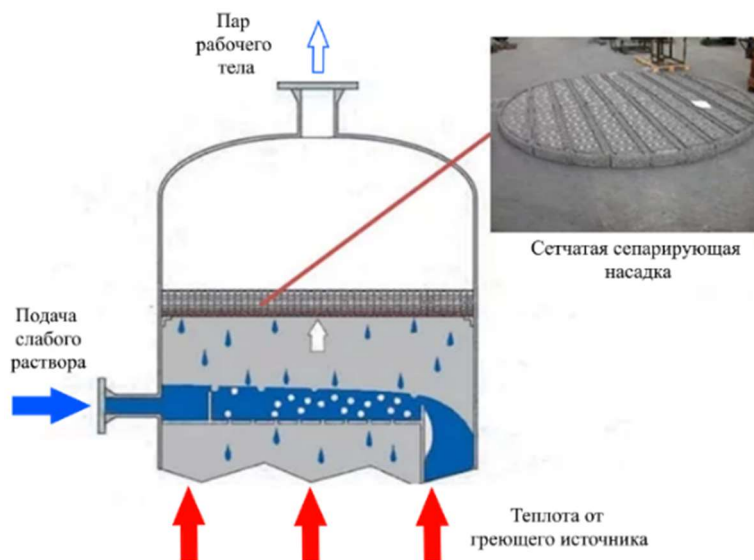


Рисунок 1.12 – Принцип работы сепарирующих устройств в генераторах пара



Рисунок 1.13 – Некоторые типы устройств для сепарации пара:
а) каплеуловители лопастного (шевронного) типа; б) сетчатые насадки

Механические сепарирующие устройства обеспечивают снижение концентрации абсорбента в паровой фазе. Тем не менее причиной капельного уноса является тепловой и гидродинамический режим работы десорбера. Поэтому помимо обязательного применения механических сепарационных устройств требуется также рационально подходить к выбору рабочего режима установки и определению конструкции генератора пара. Интенсивность капельного уноса является функцией ряда теплофизических и режимных характеристик. Как уже

отмечалось, снижение скорости пара в генераторе способствует снижению капельного уноса, по этой причине целесообразно применять генераторы пара, в которых кипение происходит в большем объеме, то есть затопленные. Более того, пленочные (оросительные) десорберы более подвержены риску уноса абсорбента вследствие особенностей конструкции (меньшей площади проходного сечения), а также принципа работы (противотока пара и раствора). Для увеличения объема габариты десорбера необходимо увеличивать, в то время как высоту, с целью снижения влияния гидростатического эффекта столба жидкости, снижать. В то же время очевидно, что с повышением удельного теплового потока, интенсивность уноса повышается, поэтому в установках большей производительности целесообразно генераторы пара оснащать дополнительными сепарационными устройствами. Добавление в раствор ПАВ также может влиять на интенсивность капельного уноса вследствие снижения поверхностного натяжения раствора, что требует, тем не менее, дополнительных исследований.

В случае с водоаммиачным раствором наличие абсорбента (воды) в паровой фазе обусловлено сравнительно малой разностью нормальных температур кипения аммиака и воды, которая составляет порядка $133,3^{\circ}\text{C}$. Вследствие этого, в процессе десорбции из раствора будет выпариваться и вода [51]. Концентрация аммиака в паровой фазе зависит также от конструкции генератора пара, режима работы установки, направлений потоков и многих других факторов. Повышение концентрации аммиака после генератора пара в АПТ достигается путем включения в цикл специальных устройств – дефлегматоров и ректификаторов [52].

1.5.4. Требования к безопасности

К важнейшим вопросам проектирования и эксплуатации энергетических установок относятся вопросы безопасности эксплуатации оборудования. Данный вопрос охватывает не только рабочие параметры эксплуатации оборудования (например, температуру и давление), но и тип рабочего тела, применяемого в установке или системе в целом, а также его свойства и характеристики в тех или

иных условиях эксплуатации. Вода является достаточно безопасным с точки зрения токсикологических свойств рабочим телом и в этом случае опасность при эксплуатации могут представлять рабочие температура и давление среды. Органические рабочие тела, применяемые в ОЦР, характеризуются значительным разбросом в части безопасности их применения – некоторые характеризуются низкой токсичностью (R245fa), в то время как другие характеризуются высокой взрывоопасностью (R600), иные же могут применяться без существенного усложнения систем безопасности (R134a) [134]. В рамках МЦР рассматривается применение водоаммиачного и бромистолитиевого растворов, которые имеют существенные различия в части требований к безопасности.

Применение водоаммиачного раствора (и аммиака) требует особого подхода к проектированию и обеспечению мер безопасности. Аммиак является токсичным (отравляющим, удушливым) газом, который вызывает раздражение дыхательных путей и химические ожоги кожи. В соответствии с ГОСТ 12.1.007-76 по степени воздействия на организм относится к малоопасным веществам (4-й класс опасности) [135]. Предельно допустимая концентрация (ПДК) паров аммиака в воздухе рабочей зоны составляет 20 мг/м³ [136], аналогичные ПДК установлены и для водоаммиачного раствора, то есть для аммиака, выделяющегося из его водного раствора [137]. С другой стороны, аммиак обладает сильным запахом, что позволяет его обнаружить содержаниями значительно ниже ПДК. В таблице 1.7 приведены значения физиологического воздействия аммиака на организм (порог восприятия аммиака обонянием практически в 4 раза меньше ПДК).

Таблица 1.7 – Пороговые значения воздействия аммиака на организм [138]

Воздействие на организм	Концентрация аммиака, мг/м³
Порог восприятия обонянием	0,50-0,55
ПДК в воздухе рабочей зоны	20
Опасная для жизни концентрация	350-700
Смертельная для жизни концентрация	1500-2700 (при вдыхании в течение 0,5-1,0 ч)

Еще одним требующим внимания фактором является взрывоопасность аммиака. Непосредственно аммиак относится к горючим газам и обладает температурой самовоспламенения 630°С. Аммиачно-воздушная смесь является

взрывоопасной (по взрывоопасности относится в категории ПА и группе Т1) [138]. Горение аммиака в воздухе начинается при его концентрации свыше 11% об. В то же время водоаммиачный раствор относится к трудногорючим жидкостям (не способным к самостоятельному горению). Однако важно учитывать, что в закрытых сосудах над крепкими растворами возможно образование взрывоопасных концентраций. Температура самовоспламенения водоаммиачного раствора несколько выше, чем для чистого аммиака и составляет $750\pm 3^\circ\text{C}$ [137]. Важной особенностью является то, что при эксплуатации аммиак может частично разлагаться на азот и водород. Наличие последнего в случае взрыва резко увеличивает его силу. Катализатором данного процесса разложения могут быть высокие рабочие температуры и наличие в рабочем контуре установки сплавов железа с низким содержанием никеля или сплавов с кобальтом.

С другой стороны, обширный опыт применения аммиачных холодильных установок (как абсорбционных, так и парокомпрессионных) позволил выработать нормативную базу [139] и отработанные технические решения в части безопасности обращения с аммиаком. Производственные помещения, в которых используется аммиак или водоаммиачный раствор должны быть оснащены приточно-вытяжной вентиляцией (пары аммиака легче воздуха, что облегчает его удаление в случае утечки), а также устройство вентиляционных отсосов в местах возможных выделений продукта (в случае МЦР источником таких выделений могут быть уплотнения турбины, насоса, сосуды под давлением). Важным условием является обеспечение герметичности оборудования (в том числе контроль сварных швов в аммиачных системах [139]).

При оценке вопросов безопасной эксплуатации МЦР с водоаммиачным раствором целесообразно обратиться к опыту эксплуатации ГеоЭС на базе цикла Калины в г. Хусавик (Исландия), который описывался ранее [48, 140]. Как уже отмечалось, опыт эксплуатации станции отмечается как положительный и вопросы обращения с аммиаком не доставляют существенных трудностей. Обеспечение герметичности турбины рассмотренной ранее общепромышленной конструкции реализуется дополнительным уплотнением для снижения утечек аммиака.

Уплотнение турбины представляет собой торцевое уплотнение «Бургманн» с газовой смазкой в тандемной компоновке со встроенным промежуточным лабиринтом. В качестве уплотняющей, или «буферной», газовой среды используется азот (подача осуществляется генератором азота). За время эксплуатации станции не было зафиксировано аварийных утечек аммиака. Тем не менее, отмечается что незначительные утечки могут происходить через штоки и фланцы клапанов. Однако ощутимого запаха аммиака не ощущалось (даже с учетом низкого порога восприятия аммиака). В диспетчерском отделении (помещение с присутствием персонала) поддерживается небольшое избыточное давление для предотвращения возможного попадания летучих веществ.

1.6. Выводы по первой главе

1. Рассмотрены источники сбросной теплоты на предприятиях промышленности и энергетики, которые могут быть использованы для выработки электрической энергии. Проанализирован температурный потенциал источников, применяемые в промышленности способы утилизации теплоты, а также технические особенности использования сбросной теплоты. Выполнен анализ паротурбинных установок на базе цикла Ренкина, проанализированы особенности их применения для утилизации теплоты низкого и среднего потенциала. Выявлено, что в условиях утилизации теплоты для цикла Ренкина характерен высокий расход первичной теплоты и тепловые потери, что требует дальнейших исследований в части повышения его эффективности.

2. Анализ показал, что цикл Ренкина может быть усовершенствован путем замещения процесса конденсации отработавшего после турбины пара на процесс абсорбции, что требует применения двухкомпонентных рабочих тел. На сегодняшний день подобные технологии применяются с использованием водоаммиачного раствора и работают преимущественно в качестве установок для утилизации теплоты. Исследования показывают, что такие установки в ряде условий обеспечивают повышение эффективности до 22% по сравнению с

органическим циклом Ренкина. К перспективным также относят растворы, в которых летучим компонентом выступает вода, что может обеспечить прирост эффективности относительно цикла Ренкина на водяном паре на 5-10% за счет снижения давления пара после турбины и регенерации теплоты растворов.

3. Проанализировано влияние растворов на конструкционные материалы оборудования модернизированного цикла. Выявлено, что водоаммиачный раствор, не оказывает существенного коррозионного воздействия на материалы (за исключением меди, цинка и их сплавов), в отличие от бромистолитиевого раствора. На сегодняшний день основным средством защиты от коррозии является ингибирование раствора бромида лития, которое обеспечивает высокую степень защиты конструкционных материалов от воздействия раствора даже при высоких температурах. Наибольшую устойчивость к воздействию раствора имеют медно-никелевые сплавы и нержавеющая сталь.

4. Анализ явления капельного уноса абсорбента бромистолитиевого раствора показал, что минимизация попадания абсорбента в паровую фазу может быть достигнута за счет конструктивного исполнения генератора пара и применения по аналогии с АПТ сепараторов, жалюзийных решеток и насадок различных типов. При выборе типа генератора пара предпочтение следует отдавать генератору затопленного типа, в котором кипение происходит в объеме сосуда и обеспечивается благоприятный сточки зрения снижения капельного уноса режим.

5. С точки зрения безопасности применение бромистолитиевого раствора не требует дополнительных мер безопасности, в отличие от водоаммиачного раствора (аммиак является токсичным и взрывоопасным веществом). С другой стороны, опыт применения аммиачных холодильных установок позволил выработать нормативную базу и отработанные технические решения в части безопасности обращения с аммиаком (системы газоанализа, приточно-вытяжная вентиляция, противопожарные меры), что облегчает практическую реализацию решения.

1.7. Постановка цели и задач исследования

Проведенный анализ современного состояния проблем в области утилизации сбросной теплоты паротурбинными установками позволил сформулировать цель и задачи исследования.

Цель диссертационной работы заключается в повышении энергетической эффективности паротурбинных установок малой мощности на базе цикла Ренкина в условиях утилизации теплоты путем замещения конденсации отработавшего после турбины пара на процесс его абсорбции.

Для достижения поставленной цели в диссертационной работе решаются следующие **задачи**:

- проведение анализа существующих технологий на базе цикла Ренкина, применяемых для утилизации теплоты предприятий и технологических установок;
- разработка модернизированного цикла Ренкина, в котором конденсация отработавшего после турбины пара замещена на процесс абсорбции, анализ эксплуатационных характеристик усовершенствованного цикла;
- разработка методики термодинамического и эксергетического анализа модернизированного цикла для водоаммиачного и бромистолитиевого растворов, разработка оптимизированных схемных решений цикла с целью совершенствования энергетических и эксплуатационных характеристик;
- проведение параметрического анализа модернизированного цикла и определение термодинамического и эксергетического совершенства разработанного решения в различных условиях работы и сравнение результатов с основными конкурирующими технологиями;
- проведение технико-экономического анализа промышленной конденсационной электрической станции на базе модернизированного цикла по сравнению с общепромышленным образцом и оценка срока окупаемости инвестиций.

Глава 2. РАЗРАБОТКА МОДЕРНИЗИРОВАННОГО ЦИКЛА РЕНКИНА

2.1. Общая концепция

В качестве решения, обеспечивающего повышение энергетической эффективности паротурбинных установок малой мощности в условиях утилизации теплоты, рассматривается модернизированный цикл Ренкина, в котором конденсация отработавшего после турбины пара замещена процессом абсорбции [29]. Для реализации данной концепции в состав цикла Ренкина необходимо включить систему устройств, состоящую из абсорбера, генератора пара, насоса и дроссельного устройства, так называемый «термохимический насос», в котором будут происходить процессы абсорбции и десорбции рабочего тела. Данные процессы реализуются посредством растворов, преимущественно бинарных, состоящих из абсорбента и рабочего тела. В рамках настоящего исследования рассмотрены водоаммиачный и бромистолитиевый растворы.

Построение циклов в диаграммах (и описание принципа функционирования) выполнено исходя из условий отсутствия гидравлических сопротивлений в трубопроводах и аппаратах, а также явлений неполноты выпаривания и неполноты насыщения раствора. Данные факторы более подробно рассматриваются в последующих главах и учитываются при термодинамическом анализе.

Для схемных решений принята последовательная подача греющего теплоносителя сначала в пароперегреватель, а затем в основную часть генератора пара (точки 9 и 10 для принципиальной схемы соответственно). Тем не менее, возможен вариант и с параллельной подачей греющего теплоносителя. Данные решения приведены при рассмотрении схем энергокомплекса.

Определение свойств и построение кривых насыщения рабочих тел выполнено с помощью специализированного программного обеспечения. На схемах и диаграммах каждому контуру соответствует определенный цвет: синий – рабочее тело, красный – крепкий раствор, зеленый – слабый раствор.

2.2. Модернизированный цикл Ренкина с водоаммиачным раствором

2.2.1. Принципиальная схема

Принципиальная схема МЦР ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$) представлена на рисунке 2.1. Принцип работы схемы заключается в следующем. В паровую турбину поступает перегретый пар с концентрацией $\xi_{\text{рт}}$ при высоком давлении p_1 и температуре t_1 , где он совершает полезную работу в процессе расширения до низкого давления (давления абсорбции) $p_2 = p_{\text{аб}}$, определяемого состоянием насыщения крепкого раствора. Отработавший после турбины пар с концентрацией $\xi_{\text{рт}}$, находящийся при давлении $p_{\text{аб}}$ и температуре t_2 , направляется в абсорбер, куда также поступает слабый раствор с концентрацией $\xi_{\text{сл}}$ при низком давлении $p_{\text{аб}}$ и температуре t_6 .

В абсорбере при взаимодействии двух сред, абсорбента (слабого раствора с концентрацией $\xi_{\text{сл}}$) и пара (рабочего тела с концентрацией $\xi_{\text{рт}}$), при давлении $p_{\text{аб}}$ происходит процесс абсорбции, вследствие чего пар поглощается абсорбентом с образованием крепкого раствора с концентрацией $\xi_{\text{кр}}$ (концентрация раствора увеличивается). Данный процесс сопровождается выделением теплоты абсорбции $q_{\text{аб}}$, которая отводится посредством низкопотенциального источника теплоты (охлаждающего теплоносителя с температурой $t_{\text{охл}} = t_7$ на входе в абсорбер), что обеспечивает охлаждение крепкого раствора до температуры $t_{\text{аб}} = t_3$.

Крепкий раствор поступает в питательный насос, где его давление повышается с $p_3 = p_{\text{аб}}$ до $p_4 = p_1$ и затем направляется в генератор пара, в который подводится внешняя теплота $q_{\text{гп}}$ посредством высокопотенциального источника теплоты (греющего теплоносителя с температурой $t_{\text{гр}} = t_9$ на входе в генератор пара). В процессе внешнего подвода теплоты осуществляется нагрев крепкого раствора до состояния насыщения (точка 4', на схеме не показана) и затем его кипение при давлении p_1 , вследствие чего происходит процесс десорбции, который сопровождается выпариванием из раствора пара с концентрацией $\xi_{\text{рт}}$ и образованием слабого раствора с концентрацией $\xi_{\text{сл}}$. Концентрация раствора по рабочему телу (аммиаку) при этом снижается ($\xi_{\text{рт}} > \xi_{\text{кр}} > \xi_{\text{сл}}$). Слабый раствор при давлении $p_5 = p_1$ и температуре t_5 направляется в дроссельное устройство, где

дросселируется до низкого давления $p_6 = p_{аб}$ и направляется в абсорбер. Пар, образовавшийся в процессе десорбции, направляется в пароперегреватель, встроенный в генератор пара, где от внешнего источника теплоты (греющего теплоносителя с температурой $t_{гр} = t_9$ на входе в пароперегреватель) происходит его перегрев с температуры насыщения до расчетной температуры перед турбиной (данный процесс для упрощения на диаграммах не показан). Цикл замыкается [28].

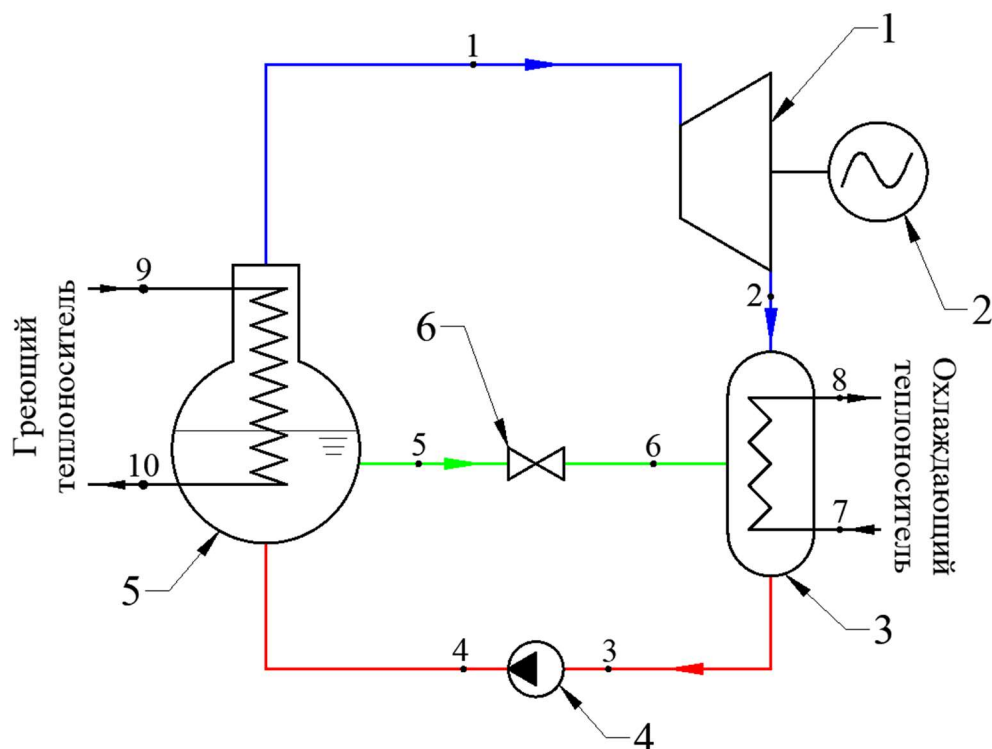


Рисунок 2.1 – Принципиальная схема МЦР ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$):

1 – паровая турбина; 2 – электрический генератор; 3 – абсорбер;
4 – питательный насос; 5 – генератор пара; 6 – дроссельное устройство

Цикл принципиальной схемы с водоаммиачным раствором в h - ξ диаграмме приведен на рисунке 2.2. Серым цветом на диаграмме показаны изолинии соответствующих параметров рабочего тела. Изобары показаны сплошными линиями, изотермы – пунктирными, изоконцентраты – штрихпунктирными. Черным цветом обозначены определяющие цикл изобары и изотермы.

На схеме точка 4 характеризует состояние крепкого раствора после питательного насоса. Однако так как прирост энтальпии и температуры вследствие сжатия невелик, а также с учетом того, что крепкий раствор после сжатия насосом (при p_1) является переохлажденной, а не насыщенной жидкостью, расположение точек 3 и 4 на h - ξ диаграмме совпадает. Состояние насыщения крепкого раствора

определяется точкой 4', которая также характеризует начало кипения раствора в генераторе пара. Таким образом, температура $t_{4'}$ характеризует начало процесса десорбции пара, в то время как температура t_5 – его окончание.

Точка 6 на схеме характеризует состояние слабого раствора после дросселирования с p_1 и $p_{аб}$. Так как точка 5 характеризует слабый раствор, находящийся в состоянии насыщенной жидкости, то при дросселировании ($h_5 = h_6 = \text{const}$) происходит процесс парообразования (вскипания) раствора, сопровождающийся образованием влажного пара, который вследствие своей неустойчивости разделяется на жидкую (точка 6') и парообразную (точка 6'') фазы. В области влажного пара раствор находится в состоянии равновесия, где обе фазы имеют одинаковую температуру, но разные концентрации, что наглядно видно на h - ξ диаграмме. В соответствии с первым законом Коновалова паровая фаза имеет большую концентрацию по низкокипящему компоненту, то есть аммиаку ($\xi_{сл}' < \xi_{сл}''$). Температура раствора после дросселирования зависит как от параметров раствора до и после дроссельного устройства, так и от концентрации.

Участие в процессе абсорбции отработавшего после турбины пара может принимать участие только часть слабого раствора, находящаяся в жидком состоянии, в то время как раствор, находящийся в парообразном состоянии, будет принимать участие в процессе абсорбции только после перехода в жидкое состояние (конденсации) [52]. Кроме того, для поглощения пара раствором последний должен быть охлажден до состояния насыщения при низком давлении [53]. Вследствие этого расход охлаждающего теплоносителя должен быть увеличен с целью отвода не только теплоты абсорбции, но и теплоты, необходимой для конденсации парообразной части слабого раствора. Для исключения данного фактора в АПТ применяется переохлаждение слабого раствора в специальных теплообменниках (подобная схема будет рассмотрена далее).

Соответственно, точка 6' характеризует начало процесса абсорбции ($t_{6'}$ – начальная температура абсорбции), в то время как точка 3 – его окончание (t_3 – конечная температура абсорбции). Очевидно, что точке 6 на схеме соответствует точка 6' в h - ξ диаграмме.

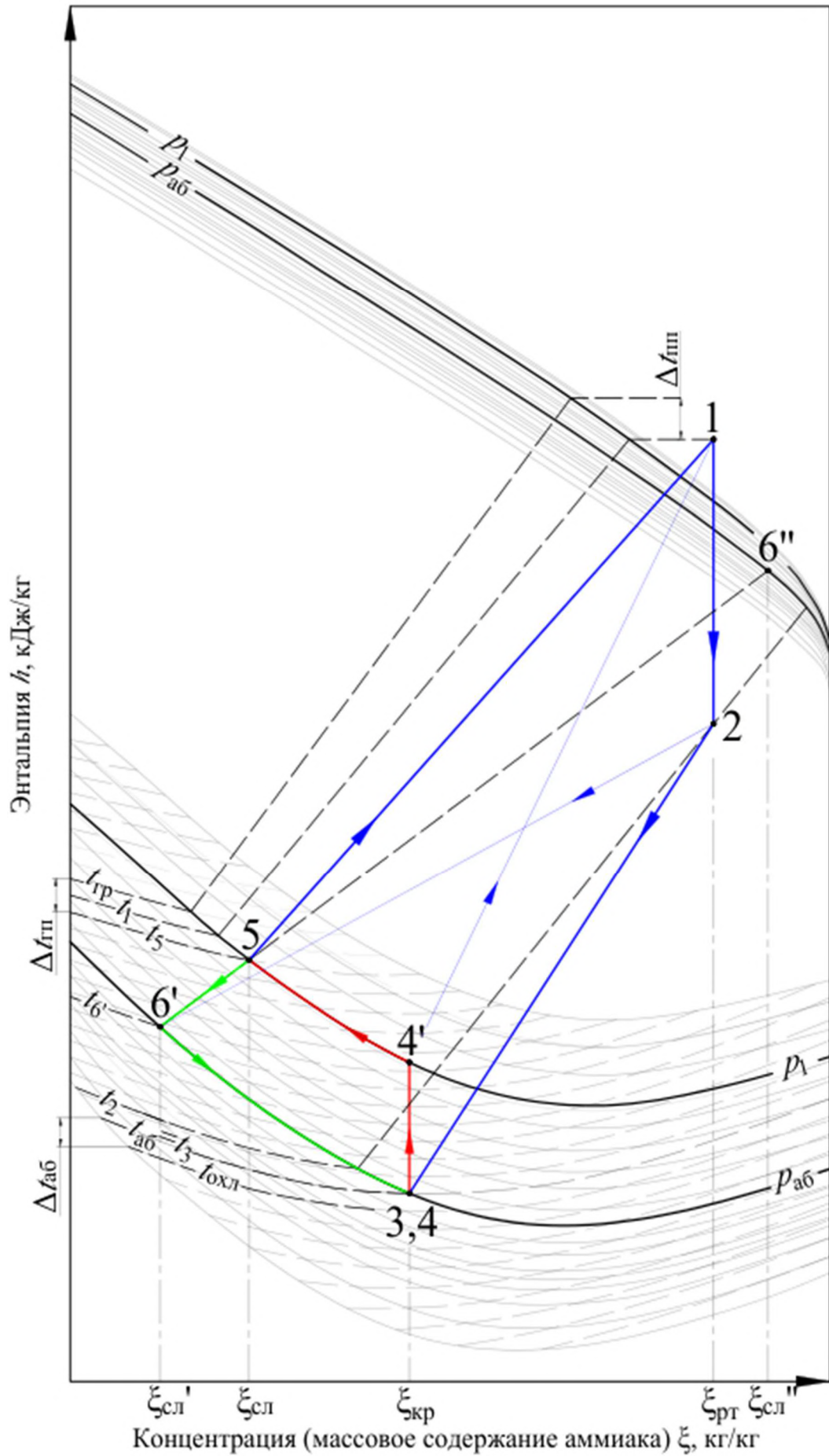


Рисунок 2.2 – Цикл принципиальной схемы в h - ξ диаграмме

Основные процессы [51, 58] в принципиальной схеме МЦР ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$) следующие: 1-2 – расширение пара в турбине; 2-3 – абсорбция отработавшего после турбины пара слабым раствором; 3-4 – сжатие крепкого раствора в насосе (процесс не показан); 4-4' – нагрев крепкого раствора до температуры насыщения; 4'-5 – образование слабого раствора в процессе кипения крепкого раствора и десорбции пара при подводе внешней теплоты; 5-1 – десорбция пара и его перегрев; 5-6' – дросселирование слабого раствора с образованием насыщенной жидкости (точка 6') и насыщенного пара (точка 6''); 6'-3 – образование крепкого раствора в процессе абсорбции пара при отводе теплоты. Процессы 2-6' и 4'-1 характеризуют начало процессов абсорбции и десорбции соответственно, в то время как процессы 2-3 и 5-1 – их завершение. На рисунке 2.3 приведен цикл принципиальной схемы в T - s диаграмме. Кривые насыщения обозначены штрихпунктирными линиями.

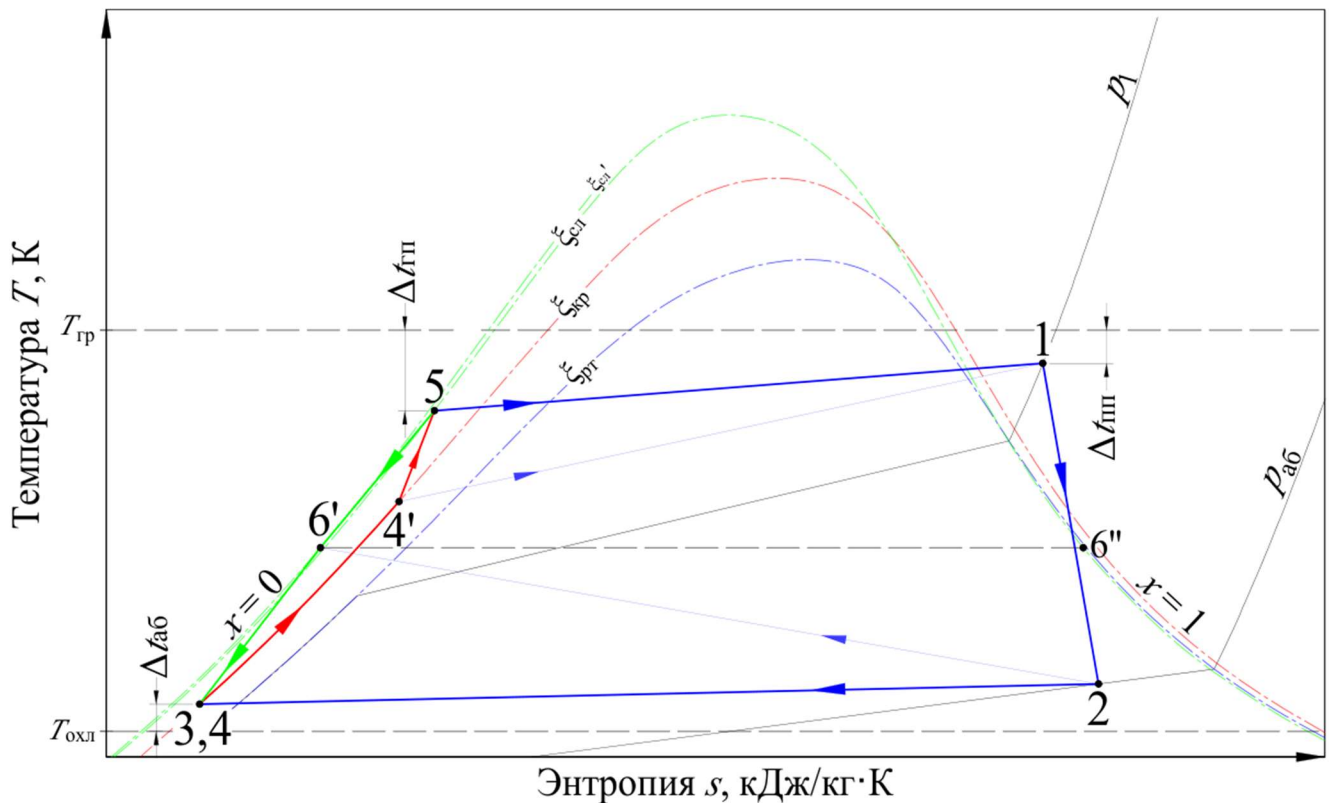


Рисунок 2.3 – Цикл принципиальной схемы в T - s диаграмме

Принципиальная схема отражает общее устройство цикла. Преимуществом МЦР является возможность оптимизации как паросиловой части, так и термохимического насоса. В этой связи был разработан ряд схемных решений, обеспечивающих оптимизацию характеристик цикла.

2.2.2. Схема с регенерацией теплоты растворов

Одним из наиболее распространенных решений, обеспечивающих повышение энергетической эффективности АПТ, является регенерация теплоты растворов или регенерация теплоты в «термохимическом насосе» [52], реализуемая за счет установки дополнительного теплообменника (регенеративного теплообменника растворов, далее – РТО-Р) на линиях крепкого и слабого растворов. Теплообмен между растворами обеспечивает снижение необратимости как в абсорбере, так и в генераторе пара, уменьшая $q_{гп}$ и $q_{аб}$ без влияния на основной процесс (выработку электроэнергии) [43, 57]. В настоящей работе рассматривается цикл с одноступенчатой регенерацией теплоты растворов.

Схема МЦР ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$) с регенерацией теплоты растворов приведена на рисунке 2.4, а циклы в h - ξ и T - s диаграммах – на рисунках 2.5 и 2.6 соответственно.

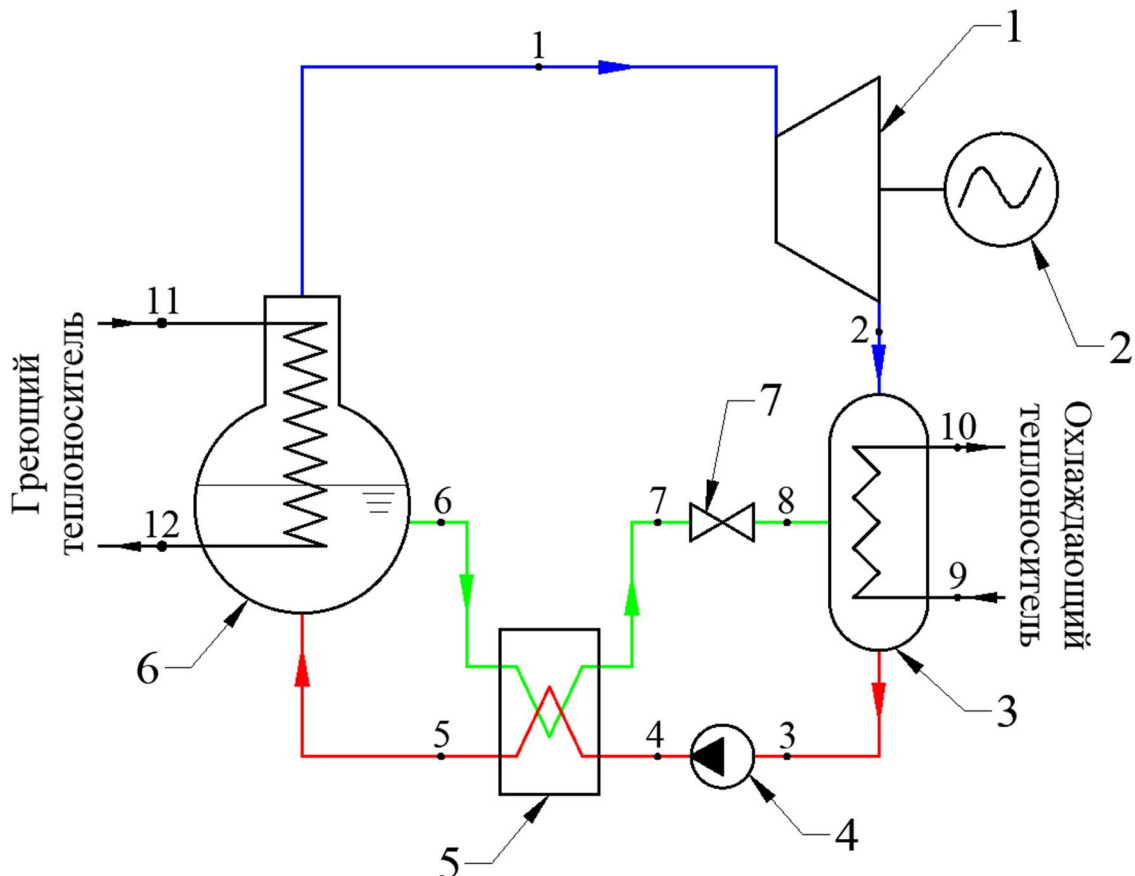


Рисунок 2.4 – Схема МЦР ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$) с регенерацией теплоты растворов: 1 – паровая турбина; 2 – электрический генератор; 3 – абсорбер; 4 – питательный насос; 5 – РТО-Р; 6 – генератор пара; 7 – дроссельное устройство

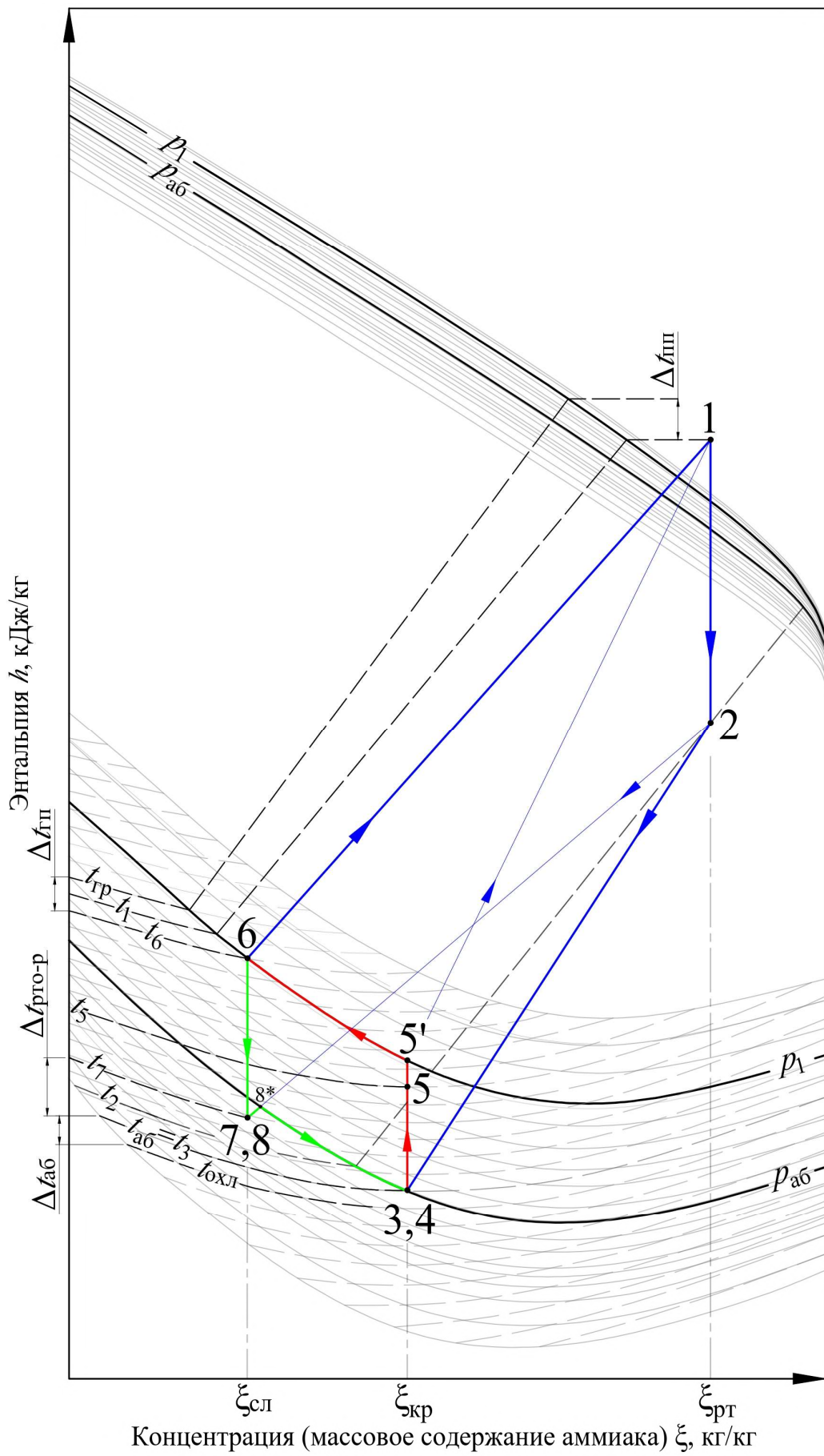


Рисунок 2.5 – Цикл с регенерацией теплоты растворов в h - ξ диаграмме

Функционирование цикла с регенерацией теплоты растворов происходит следующим образом. Слабый раствор после генератора пара, имеющий концентрацию $\xi_{\text{сл}}$ и температуру t_6 , поступает в РТО-Р, куда также направляется крепкий раствор с концентрацией $\xi_{\text{кр}}$ и температурой t_4 ($\approx t_3$) после сжатия питательным насосом. В процессе теплообмена происходит нагрев крепкого раствора до температуры t_5 за счет охлаждения слабого раствора до температуры t_7 . Минимальная разность температур между растворами ($\Delta t_{\text{рто-р}}$) имеет место на «холодном конце» теплообменника [52], то есть в точках 4 и 7. Крепкий раствор после РТО-Р поступает в генератор пара, в то время как слабый – в дроссельное устройство, где дросселируется до низкого давления $p_{\text{аб}}$ и направляется в абсорбер.

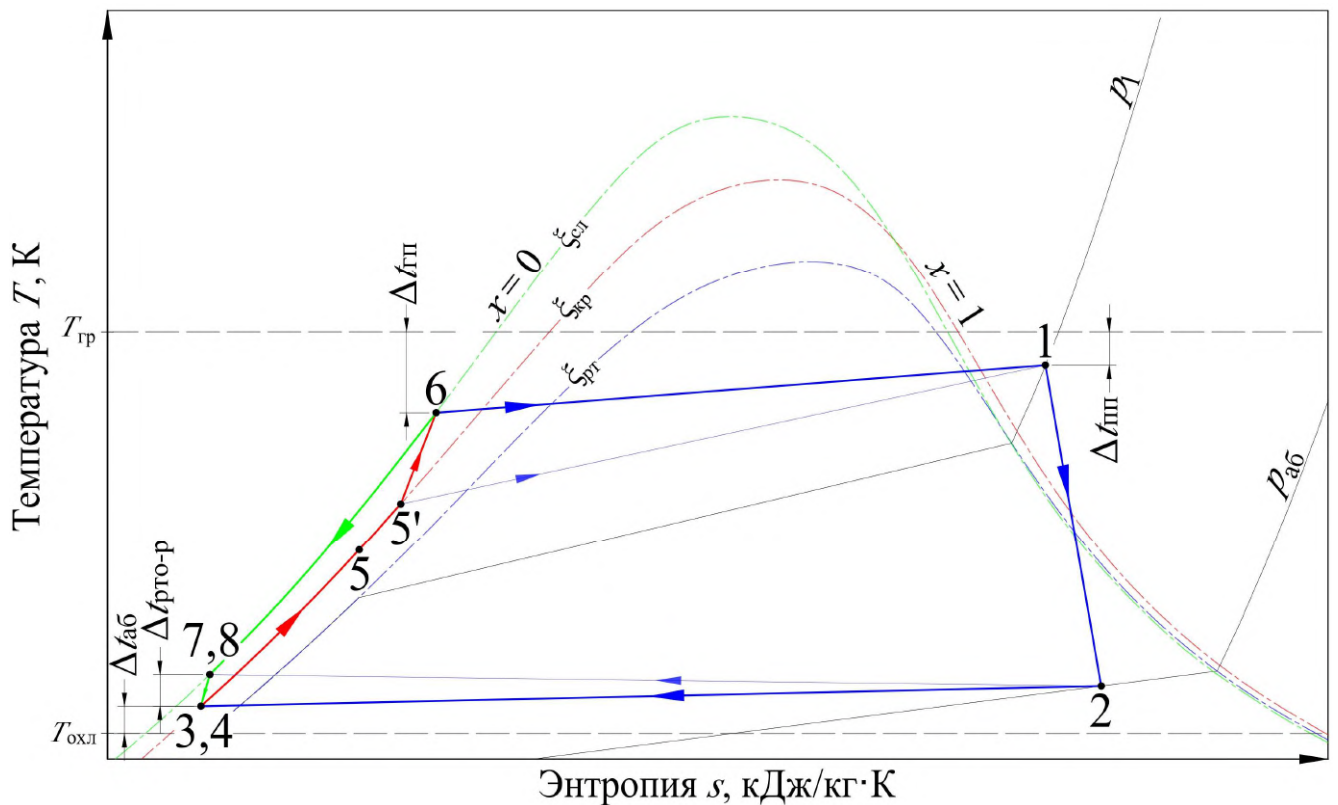


Рисунок 2.6 – Цикл с регенерацией теплоты растворов в T - s диаграмме

Исходя из приведенных диаграмм видно, что наличие РТО-Р сопровождается включением в цикл дополнительных процессов: 4-5 – нагрев крепкого раствора; 6-7 – охлаждение слабого раствора. Под-процесс 5-5' характеризует недогрев крепкого раствора до состояния насыщения в РТО-Р, в то время как участок изоконцентраты $\xi_{\text{сл}}$ от точки 8 до изобары $p_{\text{аб}}$ – переохлаждение слабого раствора относительно состояния насыщения.

Так как слабый раствор после РТО-Р находится в состоянии переохлажденной жидкости, то процесс дросселирования не вызывает парообразования (в некоторых случаях имеет место незначительное вскипание раствора, что рассмотрено в главе 4). Вследствие переохлаждения раствора процесс абсорбции начинается при более низкой температуре, чем в схеме без РТО-Р. Начало абсорбции, характеризуемое линией 2-8 (прямая смешения), может рассматриваться как два под-процесса – 8-8* и 2-8*. Под-процесс 8-8* называется зоной адиабатной стабилизации процесса абсорбции, а под-процесс 2-8* – абсорбцией (началом процесса) [52, 55]. Температура в точке 8* (t_{8^*}) является начальной температурой абсорбции.

Применительно к МЦР регенерация теплоты растворов является решением, обеспечивающим повышение средней температуры подвода теплоты в цикл по аналогии с регенеративным подогревом питательной воды в ТЦР. Преимуществом регенерации теплоты растворов является возможность применения в условиях, когда имеются ограничения по применению регенеративного подогрева путем отбора части пара из турбины (низкие параметры пара, необходимость обеспечить максимальную выработку электроэнергии при заданной тепловой мощности источника теплоты). Данная схема обеспечивает наивысшую эффективность по сравнению с прочими [43], поэтому будет принята в качестве базовой при дальнейших исследованиях МЦР.

2.2.3. Схема с регенерацией теплоты рабочего тела

Регенерация теплоты рабочего тела является распространенным решением в схемах ОЦР и применяется для нагрева жидкого рабочего тела за счет теплоты отработавшего после турбины пара (который в случае с некоторыми органическими веществами имеет высокую температуру) [26, 79]. В МЦР данное решение может быть реализовано посредством установки теплообменника (регенеративного теплообменника рабочего тела, далее – РТО-РТ) на линиях отработавшего после турбины пара и крепкого раствора. РТО-РТ обеспечивает

охлаждение рабочего тела перед абсорбером и нагрев крепкого раствора перед генератором пара, что, в свою очередь, приводит к снижению количества теплоты, отводимой в абсорбере $q_{аб}$, а также теплоты, подводимой в генератор пара $q_{гп}$. Схема МЦР ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$) с регенерацией теплоты рабочего тела приведена на рисунке 2.7, а циклы в h - ξ и T - s диаграммах – на рисунках 2.8 и 2.9 соответственно. Видно, что наличие РТО-РТ сопровождается включением дополнительных процессов в цикл: 5-6 – нагрев крепкого раствора; 2-3 – охлаждение рабочего тела.

Функционирование цикла с регенерацией теплоты рабочего тела происходит следующим образом. Отработавший после турбины пар, имеющий концентрацию $\xi_{рт}$ и температуру t_2 , поступает в РТО-РТ, куда также направляется крепкий раствор с концентрацией $\xi_{кр}$ и температурой t_5 после сжатия насосом ($t_5 \approx t_4$). В РТО-РТ осуществляется нагрев крепкого раствора до температуры t_6 за счет охлаждения рабочего тела до температуры t_3 . Минимальная разность температур ($\Delta t_{рто-рт}$) имеет место на «холодном конце» теплообменника, то есть в точках 3 и 5.

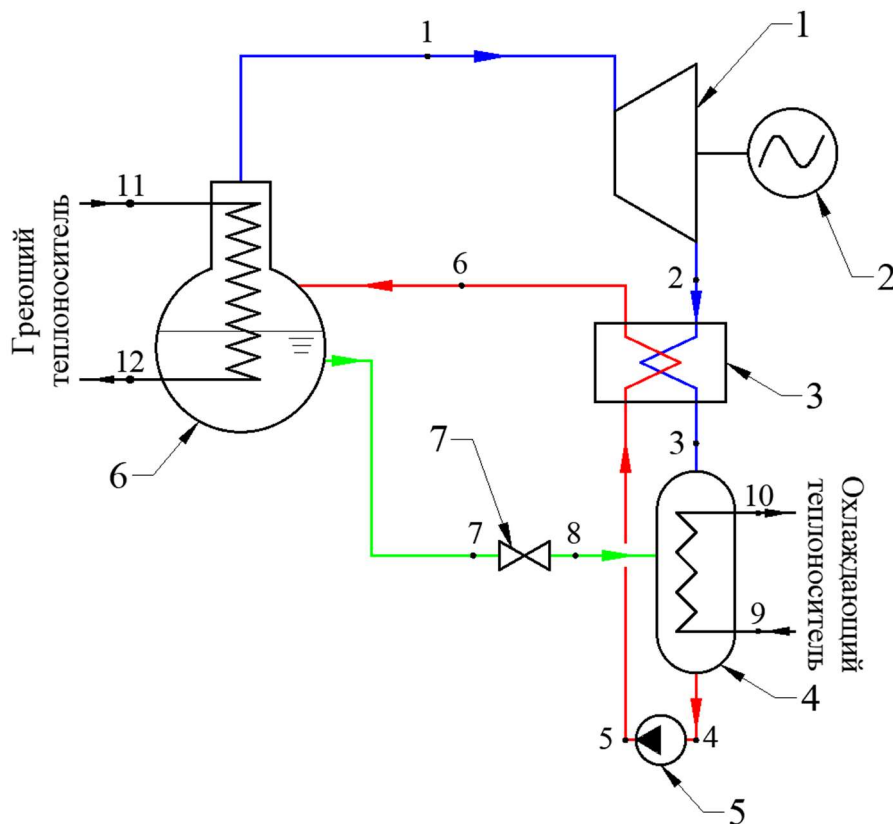


Рисунок 2.7 – Схема МЦР ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$) с регенерацией теплоты рабочего тела:
 1 – паровая турбина; 2 – электрический генератор; 3 – РТО-РТ; 4 – абсорбер;
 5 – питательный насос; 6 – генератор пара; 7 – дроссельное устройство

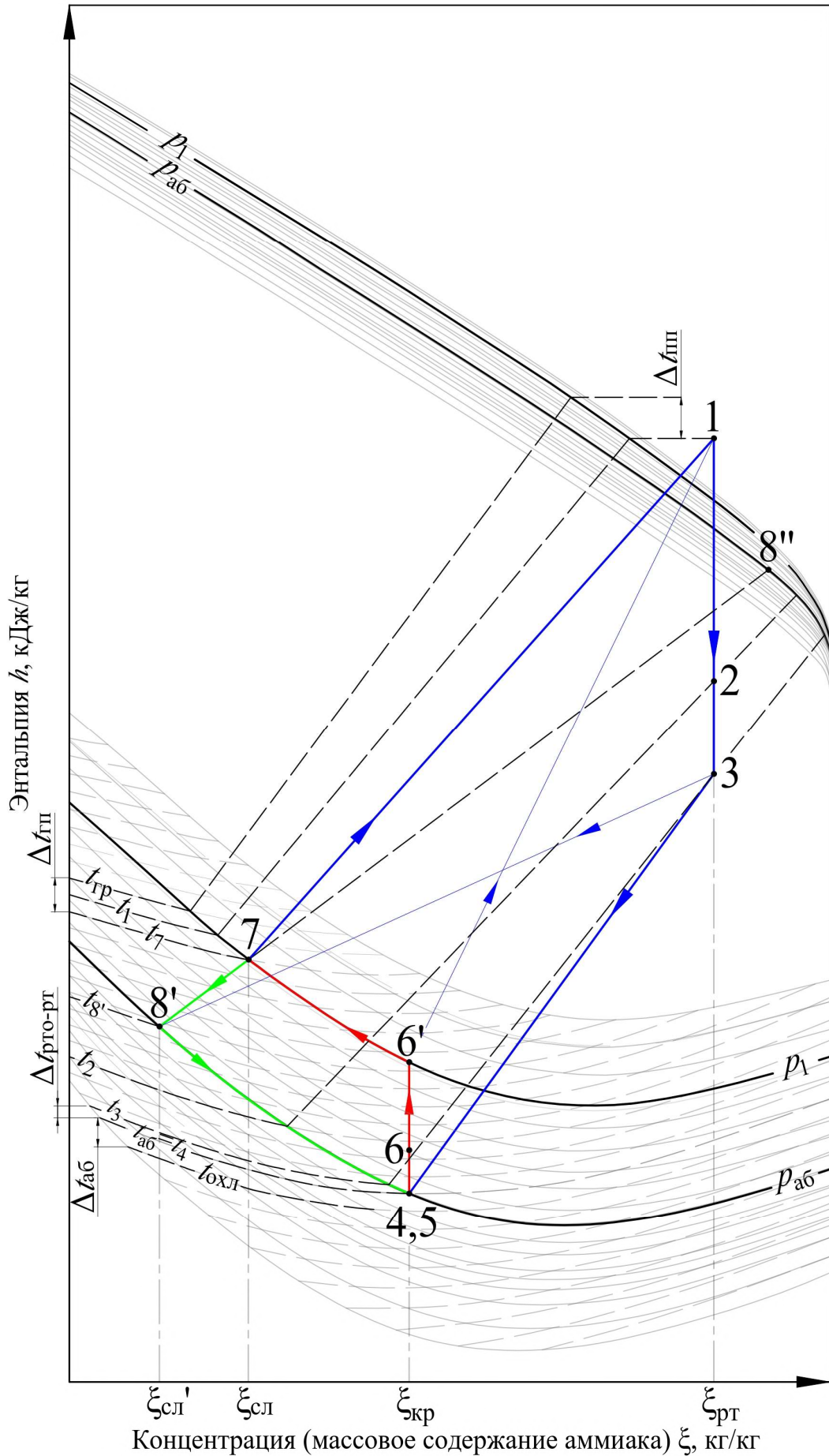


Рисунок 2.8 – Цикл с регенерацией теплоты рабочего тела в h - ξ диаграмме

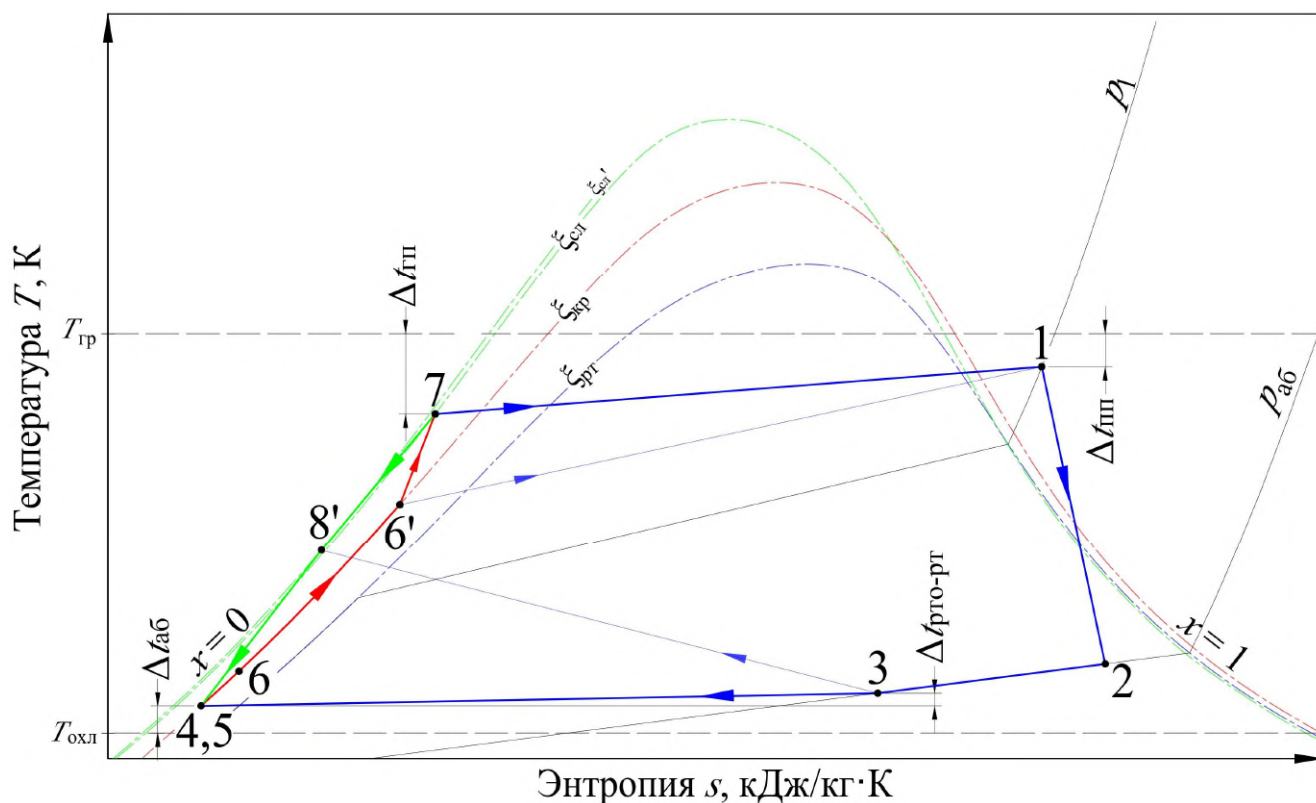


Рисунок 2.9 – Цикл с регенерацией теплоты рабочего тела в T - s диаграмме

Очевидно, что с ростом t_2 эффективность применения РТО-РТ растет. Рост температуры, в свою очередь, может иметь место при повышении конечного давления пара $p_{аб}$ или повышении $\xi_{рт}$ (в случае с водоаммиачным раствором). Так как мощность РТО-Р существенно выше, чем РТО-РТ, то нагрев крепкого раствора в последнем ниже (равно как и влияние на эффективность цикла). По этой причине, применение РТО-РТ требует дополнительного обоснования.

2.2.4. Схема с дефлегмацией

Как уже отмечалось, водоаммиачный раствор относится к летучей паре рабочих веществ, вследствие чего в паровой фазе кроме непосредственно рабочего тела (аммиака) находится абсорбент (вода), причем содержание последнего может быть весьма значительным [43, 57]. Отделение водяного пара осуществляется в специальных устройствах – ректификаторах и дефлегматорах [53]. В первых процесс реализован за счет непосредственного контакта ректифицируемого пара и раствора либо стекающей флегмы, во вторых – посредством внешней охлаждающей среды через теплопередающую поверхность [55].

В качестве решения, обеспечивающего снижение концентрации абсорбента в паре, в МЦР рассматривается дефлегмация. Дефлегмация – это процесс охлаждения паровой фазы, вследствие которого происходит раздельная конденсация компонентов при температурах, соответствующих парциальным давлениям этих компонентов [54]. Результатом частичной конденсации является образование флегмы и обогащенного аммиаком пара. Флегма – это поток раствора, внутренняя часть которого имеет концентрацию слабого раствора, а поверхностный слой – повышенную концентрацию молекул рабочего тела [52].

Данное решение является более простым, но в то же время позволяет оценить влияние концентрации пара на основные показатели цикла. Реализация решения подразумевает включение в схему дефлегматора, охлаждаемого внешней средой, который встраивается в цикл по ходу рабочего тела после генератора пара [43]. Схема МЦР ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$) с дефлегмацией приведена на рисунке 2.10, а схема рабочих потоков генератора пара и дефлегматора – на рисунке 2.11.

Функционирование цикла с дефлегмацией происходит следующим образом. В генератор пара подводится греющий источник теплоты с температурой $t_{\text{гр}} = t_9$ вследствие чего происходит кипение крепкого раствора с концентрацией $\xi_{\text{кр}}$, сопровождающееся образованием жидкой фазы с концентрацией $\xi_{5\text{ж}}$ и равновесной ей паровой фазы с концентрацией $\xi_{5\text{п}}$. Температуры жидкой и паровой при этом равны $t_5 = t_{5'} = t_{5''}$. Паровая фаза при температуре t_5 и давлении p_1 направляется в дефлегматор, в который подводится внешний источник теплоты с температурой $t_{\text{д}} = t_{11}$ ($t_{\text{д}} < t_{\text{гр}}$). Температура источника $t_{\text{д}}$ подбирается таким образом, чтоб она была ниже температуры насыщения пара t_5 для обеспечения частичной конденсации водяных паров из паровой фазы. Вследствие контакта с более холодной поверхностью происходит переохлаждение пара относительно температуры насыщения на величину $\Delta t_{\text{дф}}$ до температуры t_1 . По этой причине происходит разделение рабочего тела на обогащенную аммиаком паровую фазу с концентрацией $\xi_{1\text{п}} = \xi_1$ и жидкую фазу (флегму) с концентрацией $\xi_{1\text{ж}} = \xi_{\text{фл}}$, равновесные температуре t_1 и давлению p_1 в дефлегматоре. Пар после дефлегматора

направляется в турбину для совершения полезной работы, в то время как жидкая фаза стекает в генератор пара и смешивается с основной частью раствора [43].

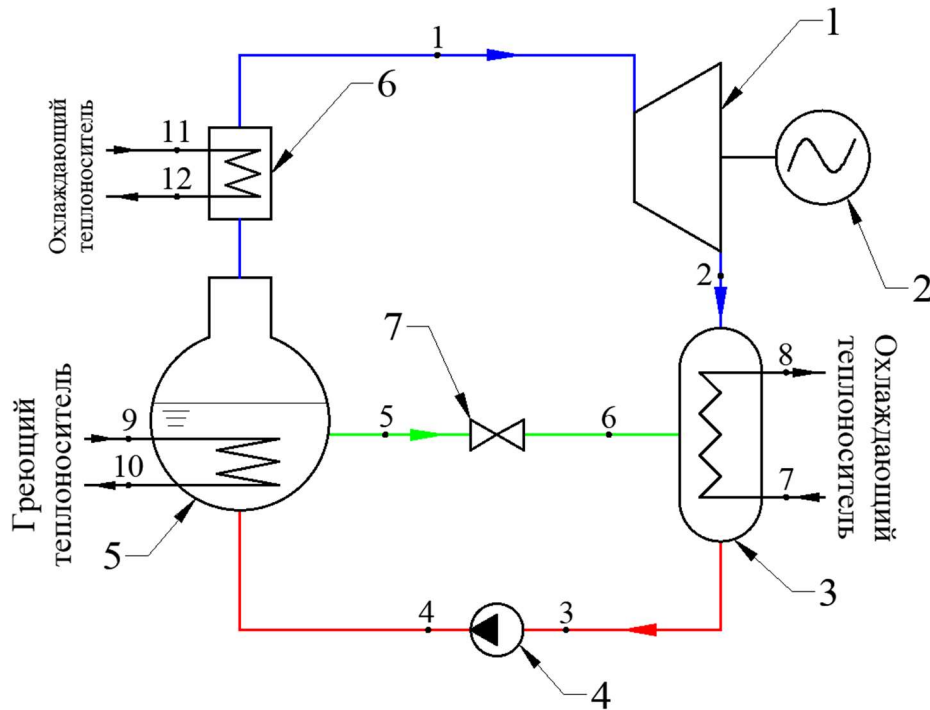


Рисунок 2.10 – Схема МЦР ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$) с дефлегмацией:
1 – паровая турбина; 2 – электрический генератор; 3 – абсорбер; 4 – питательный насос; 5 – генератор пара; 6 – дефлегматор; 7 – дроссельное устройство

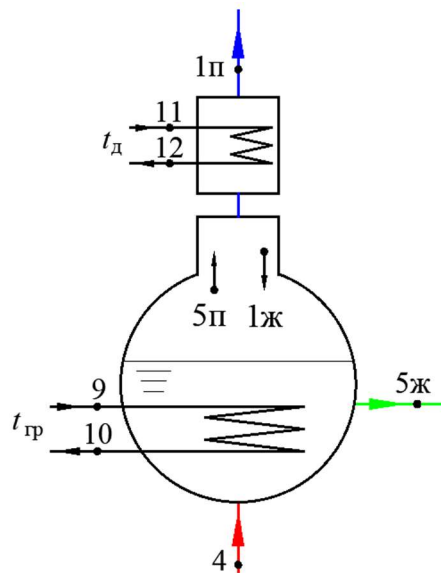
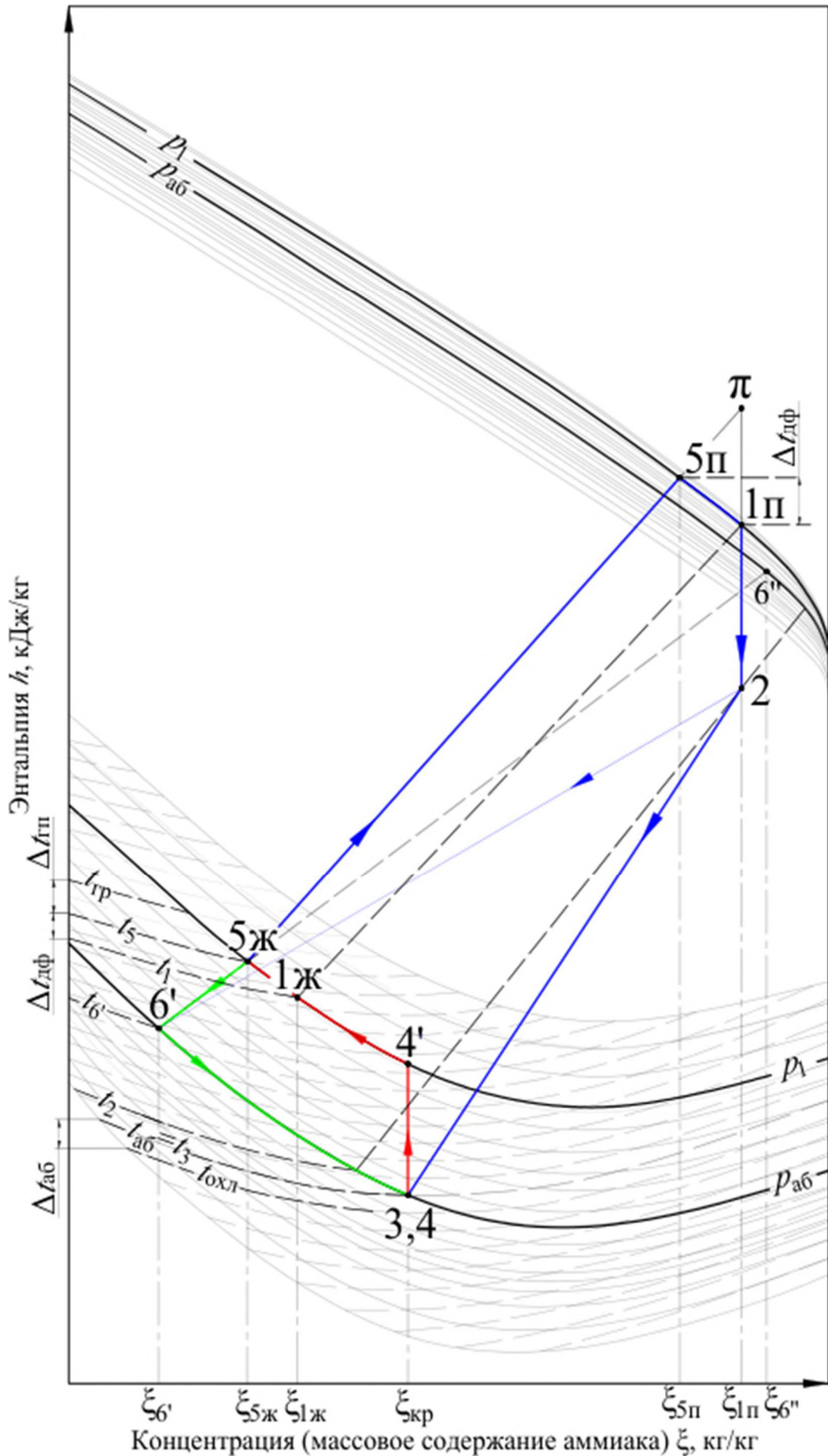


Рисунок 2.11 – Схема рабочих потоков генератора пара и дефлегматора

Циклы с дефлегмацией в h - ξ и T - s диаграммах приведены на рисунках 2.12 и 2.13 соответственно. Ввиду значительного количества рабочих концентраций в T - s диаграмме кривые насыщения соответствующих растворов показаны частично и разделены для жидкой ($\xi_{6'}$, $\xi_{5ж}$, $\xi_{1ж}$, $\xi_{кр}$) и парообразной фаз ($\xi_{5п}$, $\xi_{1п}$, $\xi_{6''}$).

Рисунок 2.12 – Цикл с дефлегмацией пара в h - ξ диаграмме

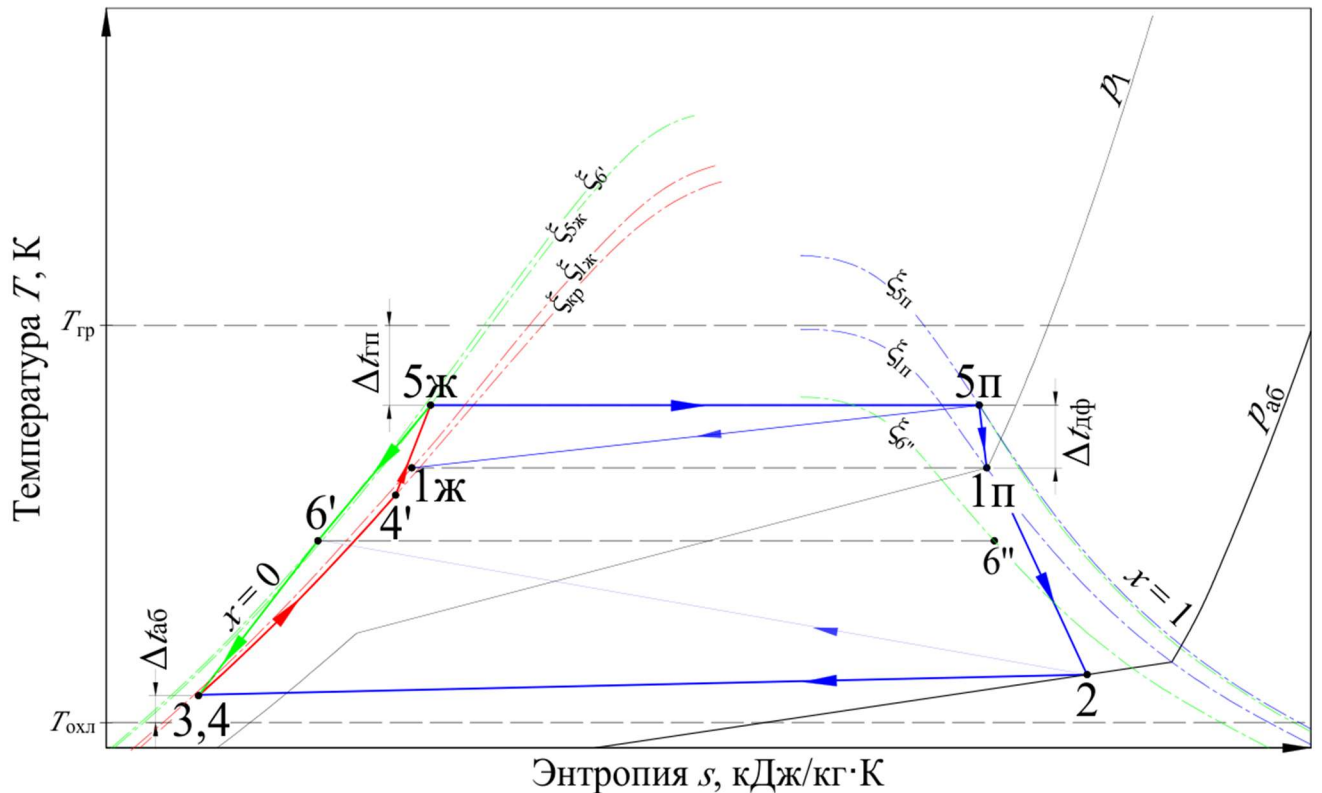


Рисунок 2.13 – Схема с дефлегмацией пара в T - s диаграмме

Исходя из T - s диаграммы видно, что тем ниже концентрация аммиака в растворе, тем ближе кривая насыщения соответствующего раствора к кривой насыщения воды и наоборот.

Так как переохлаждение раствора после генератора пара в рассматриваемой схеме отсутствует, то дросселирование слабого раствора сопровождается парообразованием. По этой причине на обе диаграммы добавлены точки 6' и 6'', характеризующие парообразование вследствие дросселирования раствора.

Дефлегмация пара сопровождается включением дополнительного контура циркуляции рабочего тела после генератора пара (5ж-5п-1п-1ж). Данный контур характеризуется следующими процессами: 5ж-5п – десорбция пара; 5п-1п – образование обогащенной рабочим телом паровой фазы в процессе дефлегмации; 5п-1ж - образование обогащенной абсорбентом жидкой фазы в процессе дефлегмации.

Повышение концентрации аммиака в паре обеспечивает снижение конечной влажности пара после расширения в турбине. Чем выше значение $\Delta t_{дф}$, то есть переохлаждение пара относительно температуры насыщения t_5 , тем выше

концентрация пара после дефлегмации $\xi_{1п}$. С другой стороны, рост $\Delta t_{дф}$ также сопровождается увеличением количества подводимой в цикл теплоты и снижением начальной температуры пара, что негативно влияет на эффективность цикла. Так как пар в таком случае будет насыщенным либо незначительно перегретым, то для оптимизации режима работы турбины и повышения тепловой экономичности вместе с дефлегматором необходима установка дополнительного пароперегревателя. Как и в случае с дефлегматором, это приводит к росту капиталовложений в оборудование и увеличению количества подводимой в цикл теплоты, в то время как энергетическая эффективность решения уступает схеме с регенерацией теплоты растворов [43]. Таким образом, вопрос применения дефлегмации требует дополнительного обоснования. Более подробно влияние $\xi_{рт}$ на основные характеристики цикла приведены в главе 4.

2.3. Модернизированный цикл Ренкина с бромистолитиевым раствором

2.3.1. Принципиальная схема

Принципиальная схема МЦР ($\text{LiBr} + \text{H}_2\text{O}$) представлена на рисунке 2.14. Принцип работы во многом аналогичен изложенному выше для МЦР ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$), но с учетом особенностей водного раствора бромида лития [29]. В паровую турбину поступает рабочее тело в состоянии перегретого пара (водяной пар с концентрацией $\xi_{рт} = 0$) при высоком давлении p_1 и температуре t_1 , где оно совершает полезную работу в процессе расширения до низкого давления (давления абсорбции) $p_2 = p_{аб}$, которое определяется состоянием насыщения слабого раствора. Отработавший после турбины водяной пар с концентрацией $\xi_{рт}$, находящийся при давлении $p_{аб}$ и температуре t_2 , направляется в абсорбер, куда также поступает крепкий раствор с концентрацией $\xi_{кр}$ при низком давлении $p_{аб}$ и температуре t_6 . В абсорбере при взаимодействии двух сред, абсорбента (крепкого раствора с концентрацией $\xi_{кр}$) и рабочего тела (водяного пара с концентрацией $\xi_{рт}$), при давлении $p_{аб}$ происходит процесс абсорбции, вследствие чего пар поглощается абсорбентом с образованием слабого раствора с концентрацией $\xi_{сл}$ (концентрация

раствора снижается). Данный процесс сопровождается выделением теплоты абсорбции $q_{аб}$, которая отводится посредством низкопотенциального источника теплоты (охлаждающего теплоносителя с температурой $t_{охл} = t_7$ на входе в абсорбер), что обеспечивает охлаждение слабого раствора до температуры $t_{аб} = t_3$.

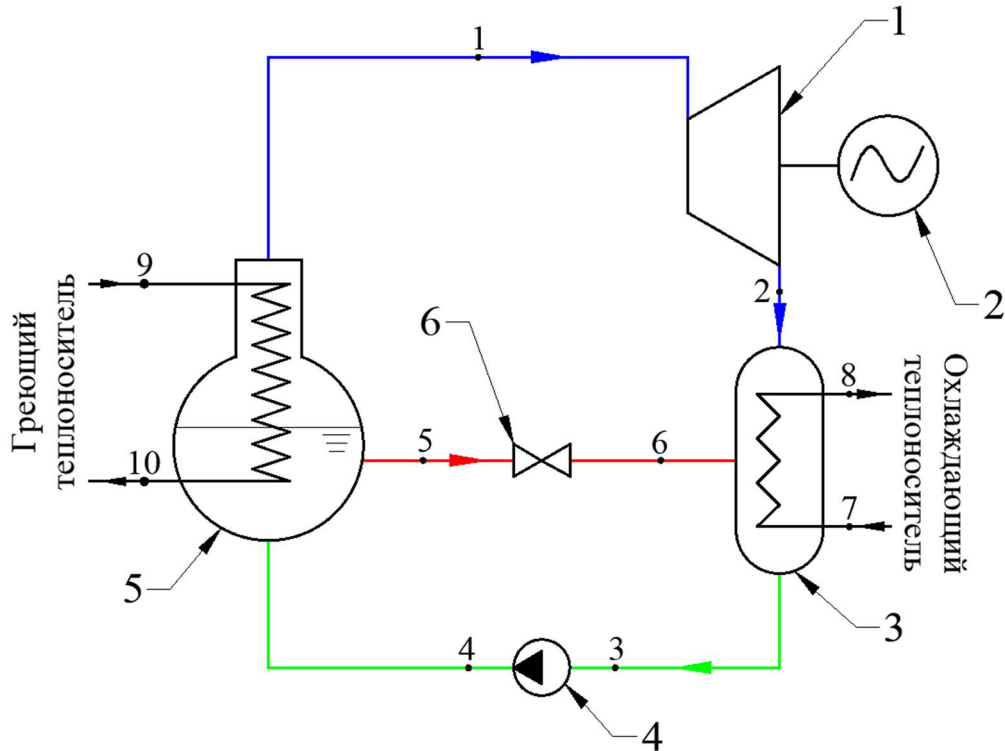


Рисунок 2.14 – Принципиальная схема МЦР (LiBr + H₂O):

1 – паровая турбина; 2 – электрический генератор; 3 – абсорбер;
4 – питательный насос; 5 – генератор пара; 6 – дроссельное устройство

Слабый раствор поступает в питательный насос, где его давление повышается с $p_3 = p_{аб}$ до $p_4 = p_1$ и затем направляется в генератор пара, в который подводится внешняя теплота $q_{гп}$ посредством высокопотенциального источника теплоты (греющего теплоносителя с температурой $t_{гр} = t_9$ на входе в генератор пара). В процессе внешнего подвода теплоты осуществляется нагрев слабого раствора до состояния насыщения (точка 4', на схеме не показана) и затем его кипение при давлении p_1 , вследствие чего происходит процесс десорбции, который сопровождается выпариванием из раствора водяного пара с концентрацией $\xi_{рт}$ и образованием крепкого раствора с концентрацией $\xi_{кр}$. Концентрация раствора по абсорбенту (бромиду лития) при этом повышается ($\xi_{кр} > \xi_{сл}$).

Крепкий раствор при давлении $p_5 = p_1$ и температуре t_5 направляется в дроссельное устройство, где дросселируется до низкого давления $p_6 = p_{аб}$ и

направляется в абсорбер. Водяной пар, выделившийся из раствора в процессе десорбции, направляется в пароперегреватель, встроенный в генератор пара, где перегревается от внешнего источника теплоты (греющего теплоносителя с температурой $t_{гр} = t_9$ на входе в пароперегреватель) и затем направляется в паровую турбину. Цикл замыкается.

Цикл принципиальной схемы с бромистолитиевым раствором в $p-t-\xi$ диаграмме (диаграмме Дюринга) приведен на рисунке 2.15. Серым цветом на диаграмме показаны изолинии соответствующих параметров рабочего тела. Изобары цикла показаны сплошными линиями, изотермы – пунктирными, изоконцентраты – штрихпунктирными.

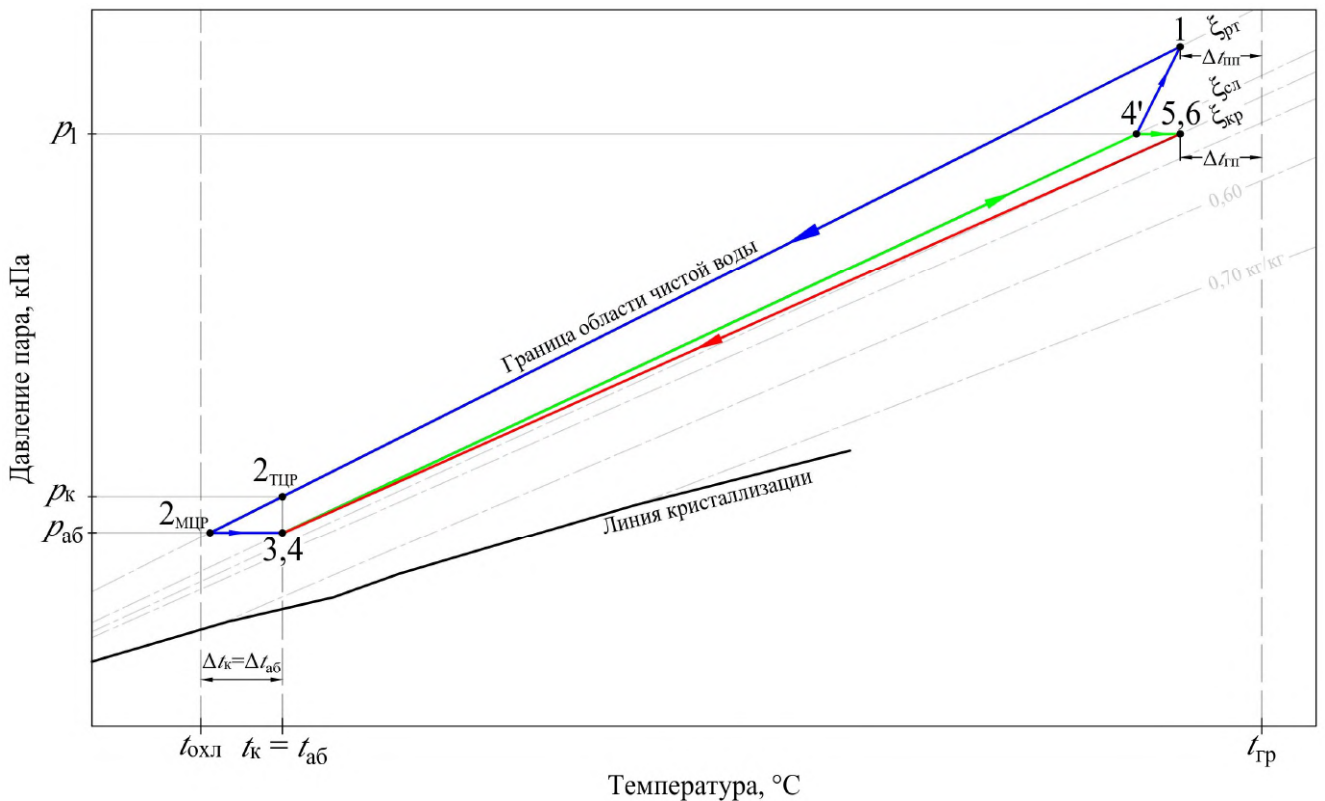


Рисунок 2.15 – Принципиальная схема МЦР (LiBr + H₂O) в $p-t-\xi$ диаграмме

Диаграмма $p-t-\xi$ имеет ряд ограничений при изображении рабочих процессов аналогично $h-\xi$ диаграмме. В частности, не показан процесс сжатия слабого раствора в насосе, поэтому точки 3 и 4 на диаграмме совпадают (причины аналогичны изложенным ранее для водоаммиачного раствора). Дросселирование крепкого бромистолитиевого раствора после генератора пара в зависимости от исходных параметров и режима работы установки также может вызвать

парообразование, которое, тем не менее, происходит менее интенсивно по сравнению с водоаммиачным раствором. Как и в рассматриваемом ранее варианте жидкую фазу вскипевшего раствора в таком случае будет характеризовать точка б', соответствующая точке б на схеме. Для упрощения изображения цикла и по причине меньшей наглядности $p-t-\xi$ диаграммы данный процесс не показан.

На рисунке 2.16 приведен цикл с бромистолитиевым раствором в $T-s$ диаграмме. С учетом применяемого рабочего тела, а также для удобства сравнения с традиционным циклом Ренкина кривая насыщения показана только для воды. Для большей наглядности процесс перегрева образовавшегося в процессе десорбции пара показан с использованием изобары p_1 . Дополнительно показаны кривые степени сухости.

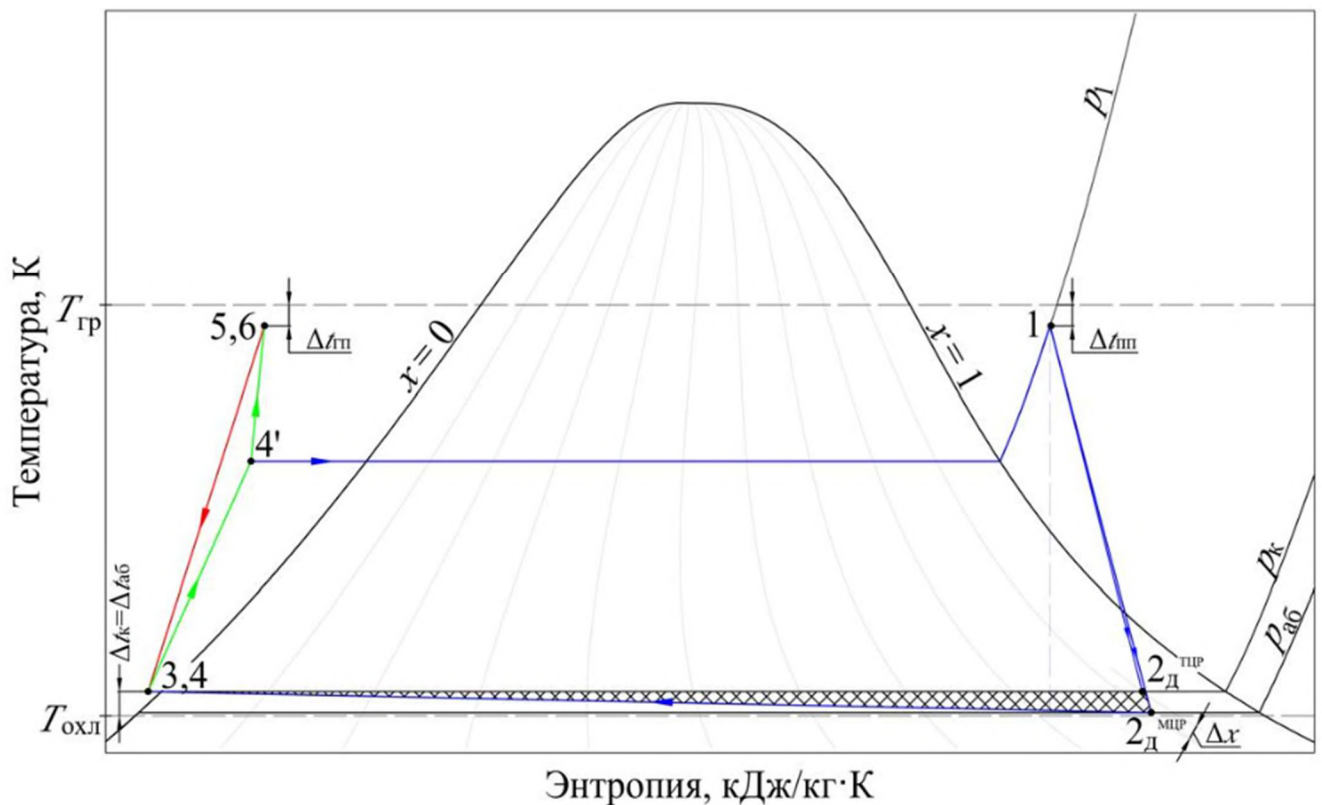


Рисунок 2.16 – Принципиальная схема МЦР (LiBr + H₂O) в $T-s$ диаграмме

Основные процессы [51, 58] в принципиальной схеме МЦР (LiBr + H₂O) следующие: 1-2 – расширение пара в турбине; 2-3 – абсорбция отработавшего после турбины пара крепким раствором; 3-4 – сжатие слабого раствора в насосе (процесс не показан); 4-4' – нагрев слабого раствора до температуры насыщения; 4'-1 – десорбция пара из слабого раствора и перегрев пара; 4'-5 – образование

крепкого раствора в процессе кипения слабого раствора и десорбции пара при подводе внешней теплоты; 5-6 – дросселирование крепкого раствора (процесс не показан); 6-3 – образование слабого раствора в процессе абсорбции пара при отводе теплоты.

Дополнительно добавлены параметры, характеризующие функционирование традиционного цикла Ренкина, в частности точка $2^{ТЦР}$, характеризующая состояние отработавшего после турбины пара при его расширении до давления насыщения воды (как в конденсаторе паросиловой установки). Исходя из $p-t-\xi$ диаграммы видно, что в МЦР при прочих равных (конечной разности температур в абсорбере и конденсаторе $\Delta t_k = \Delta t_{аб}$ при заданной температуре охлаждающего источника $t_{охл}$) процесс расширения пара происходит до более низкого давления (до точки 2). Последнее объясняется законом Рауля, в соответствии с которым при заданной температуре давление паров над раствором всегда будет меньше, чем над чистым рабочим телом (чем выше концентрация раствора, тем больше разница) [51, 58]. Это ведет к повышению полезной работы турбины в МЦР по сравнению с ТЦР. Снижение противодействия приводит также к снижению конечной степени сухости пара на величину Δx , что видно на $T-s$ диаграмме. Заштрихованная область ниже изобары p_k показывает увеличение полезной работы цикла и снижение количества отводимой из цикла теплоты.

2.3.2. Схема с регенерацией теплоты растворов

Регенерация теплоты растворов в АПТ с бромистолитиевым раствором также применяется достаточно широко. Схемное решение выглядит аналогично МЦР ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$), однако греющим является контур крепкого раствора. Схема МЦР ($\text{LiBr} + \text{H}_2\text{O}$) с регенерацией теплоты растворов приведена на рисунке 2.17, а циклы в $p-t-\xi$ и $T-s$ диаграммах – на рисунках 2.18 и 2.19 соответственно.

Функционирование МЦР ($\text{LiBr} + \text{H}_2\text{O}$) при включении в схему РТО-Р происходит следующим образом. Крепкий раствор после генератора пара, имеющий концентрацию $\xi_{кр}$ и температуру t_6 , поступает в РТО-Р, куда также

направляется слабый раствор с концентрацией $\xi_{сл}$ и температурой t_4 ($\approx t_3$) после сжатия питательным насосом. В процессе теплообмена происходит нагрев слабого раствора до температуры t_5 за счет охлаждения крепкого раствора до температуры t_7 . Минимальная разность температур между растворами ($\Delta t_{пто-р}$) имеет место на «холодном конце» теплообменника, то есть в точках 4 и 7. Слабый раствор после РТО-Р поступает в генератор пара, в то время как крепкий – в дроссельное устройство, где дросселируется до низкого давления $p_{аб}$ и направляется в абсорбер [29].

Исходя из приведенных диаграмм видно, что наличие РТО-Р сопровождается включением в цикл дополнительных процессов: 4-5 – нагрев слабого раствора; 6-7 – охлаждение крепкого раствора. Под-процесс 5-5' характеризует недогрев слабого раствора до состояния насыщения в РТО-Р.

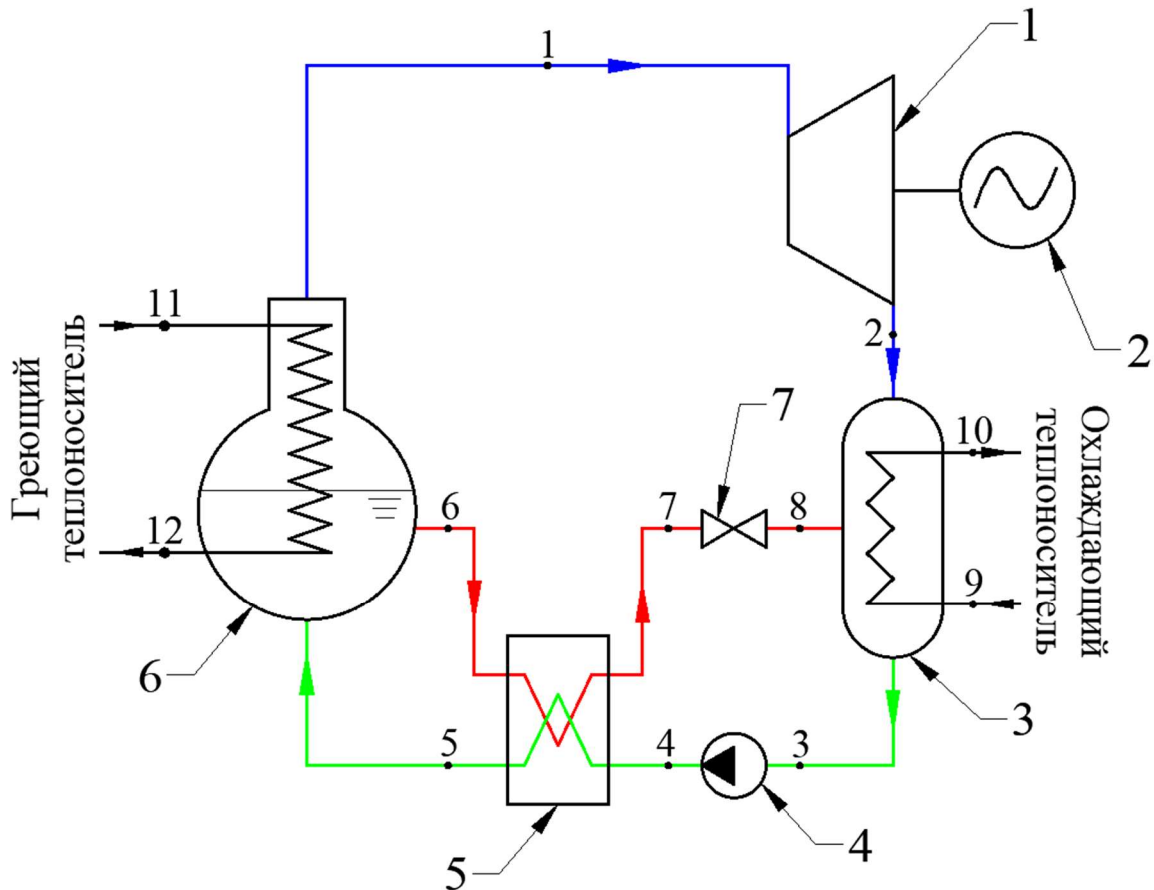


Рисунок 2.17 – Схема с регенерацией теплоты растворов МЦР (LiBr + H₂O):
 1 – паровая турбина; 2 – электрический генератор; 3 – абсорбер;
 4 – питательный насос; 5 – РТО-Р; 6 – генератор пара; 7 – дроссельное устройство

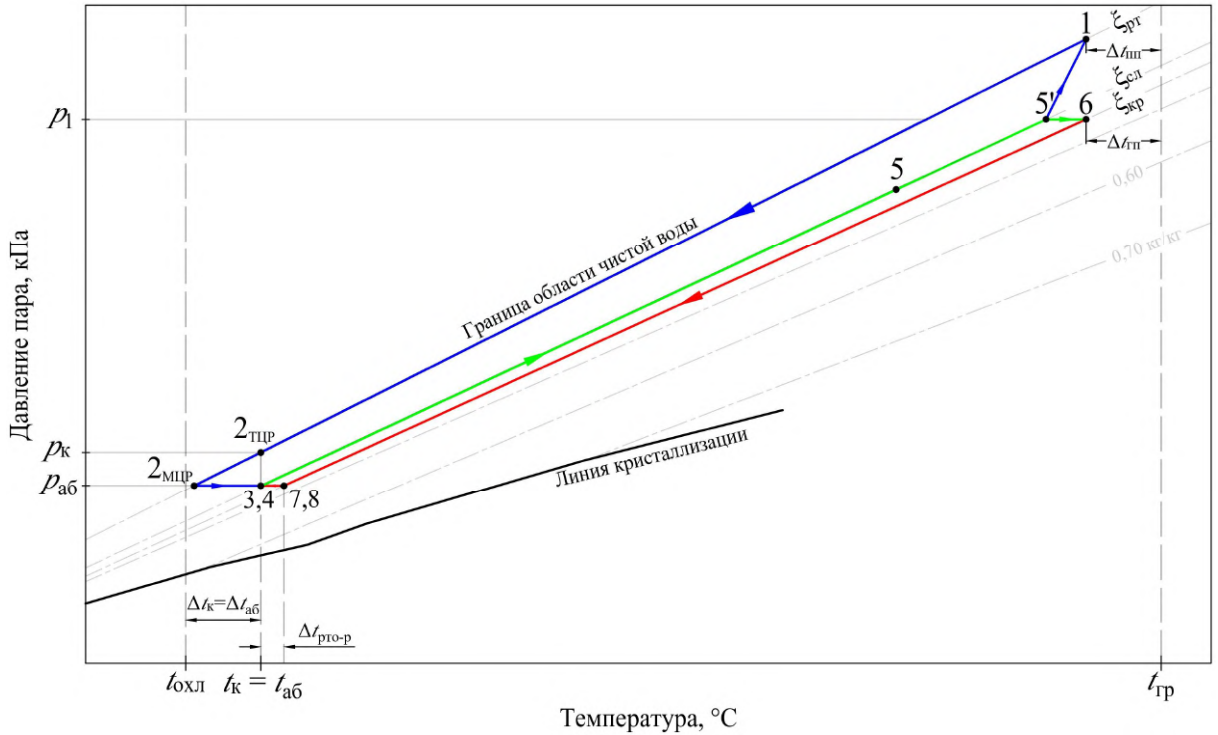


Рисунок 2.18 – Схема с регенерацией теплоты растворов в $p-t-\xi$ диаграмме

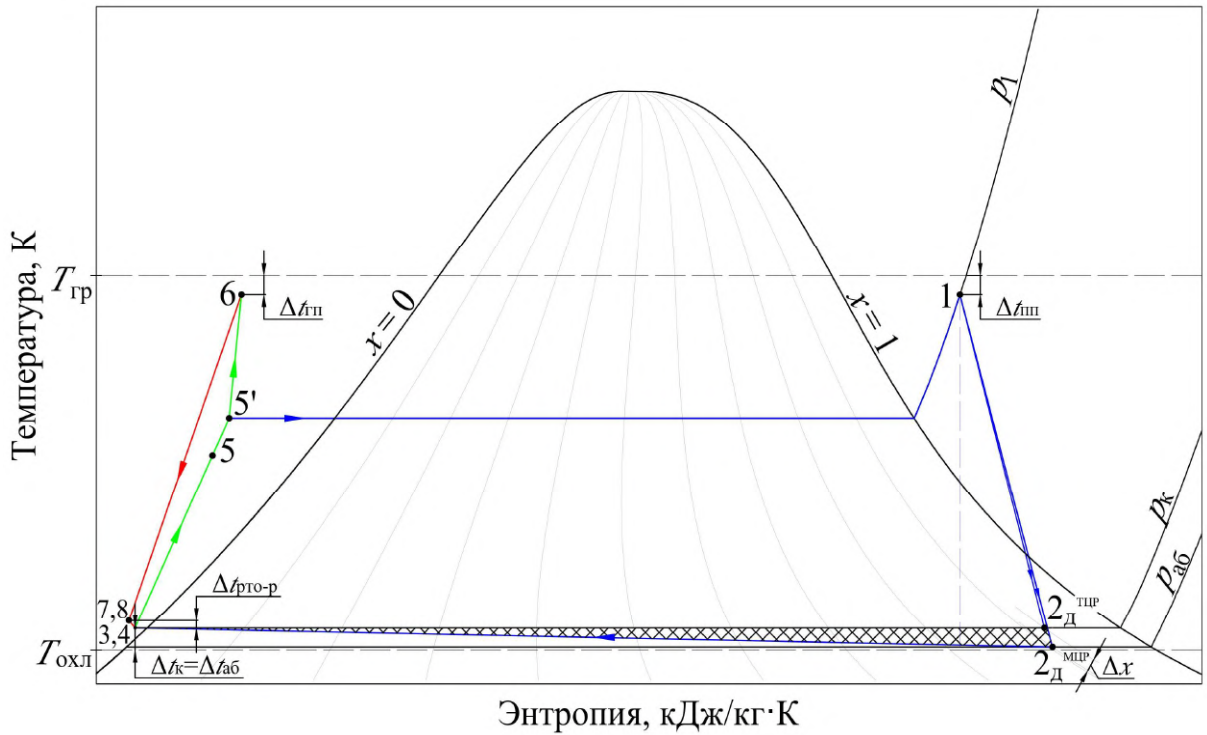


Рисунок 2.19 – Схема с регенерацией теплоты растворов в $T-s$ диаграмме

Регенерация теплоты растворов в комплексе с особенностями растворов (в частности, снижением при заданной температуре охлаждающего источника давления пара после турбины) обеспечивает повышение энергетической эффективности МЦР (LiBr + H₂O) по сравнению с ТЦР, что более подробно раскрыто в главе 4.

2.4. Схемные решения энергетических комплексов для утилизации ВЭР

2.4.1. Особенности применения энергетических комплексов

Как уже отмечалось, МЦР рассматривается в качестве решения для ПТУ энергокомплексов малой мощности, работающих в условиях утилизации ВЭР, в первую очередь тепловых. Исходя из обзора, приведенного в главе 1, видно, что источники ВЭР в различных отраслях промышленности достаточно многообразны по температурному потенциалу, типу теплоносителя, тепловой мощности. Среди объектов, являющихся источниками ВЭР, значительное количество составляют энергетические и технологические установки [4-6, 9-13]. По этой причине для данных объектов были разработаны схемы энергокомплексов для утилизации тепловых ВЭР. В качестве энергетической установки рассматривается ГПУ, в качестве технологической – воздухоподогреватель доменной печи.

Утилизация тепловых ВЭР является достаточно распространенным решением в промышленности [9-13, 17], но не всегда потенциал низко- и среднетемпературных ВЭР используется в полной мере. Такие источники теплоты часто рассматриваются в качестве решения для обеспечения теплоснабжения предприятий или нагрева теплоносителей в технологическом процессе. Очевидно, что в некоторых случаях такая потребность может отсутствовать либо обеспечиваться за счет малой части утилизируемой теплоты. В таком случае оставшаяся и невостребованная часть ВЭР сбрасывается в окружающую среду. Данный вариант, очевидно, является наименее предпочтительным с точки зрения энергетики и экономики.

С учетом того, что для некоторых предприятий более актуальным является вопрос обеспечения электроэнергией, то в этих условиях целесообразным является применение энергокомплексов для утилизации теплоты уходящих газов. В таком случае в качестве основной задачи рассматривается обеспечение максимальной выработки электроэнергии при утилизации сбросной теплоты конкретной установки (то есть при ограниченной тепловой мощности источника ВЭР).

2.4.2. Схема энергокомплекса для утилизации теплоты уходящих газов ГПУ

Принципиальная схема ГПУ приведена на рисунке 2.20. Особенности функционирования ГПУ подробно раскрыты в работах [17, 20, 39].

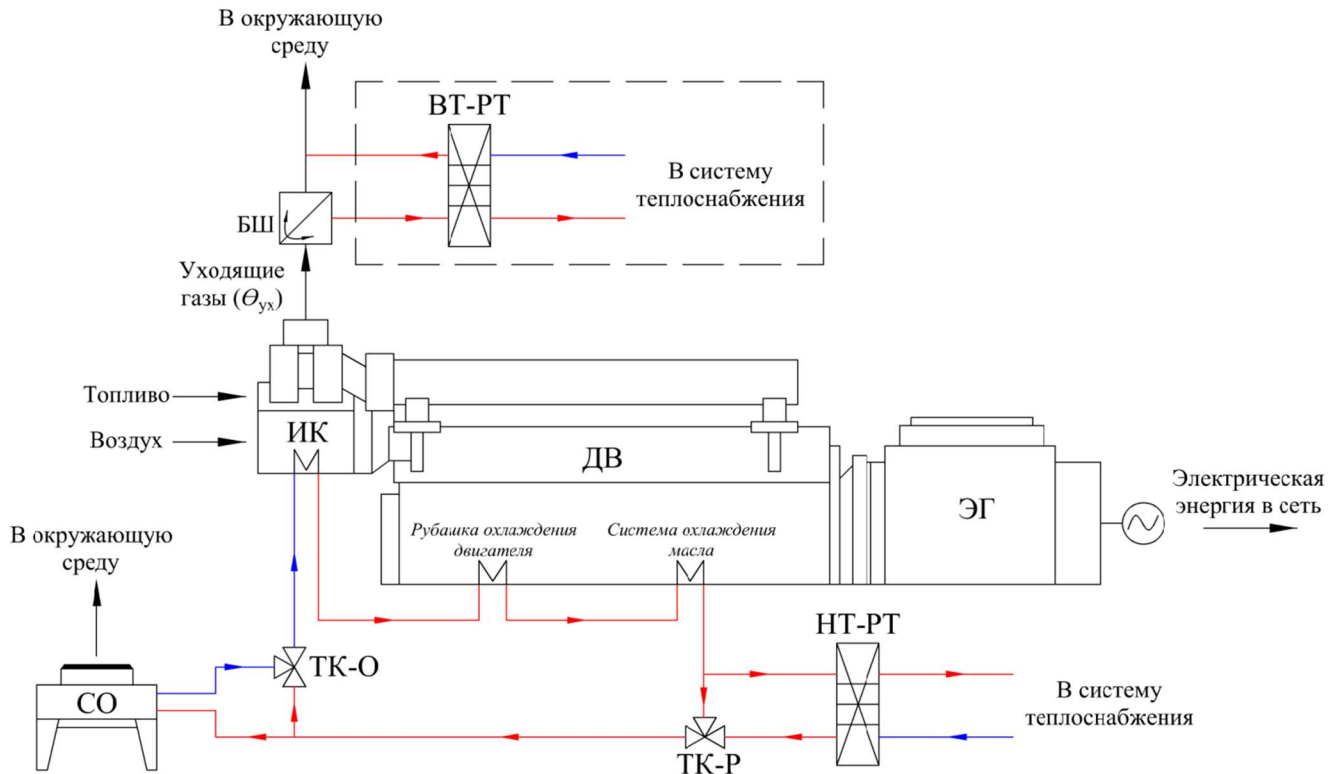


Рисунок 2.20 – Принципиальная схема ГПУ:

ЭГ – электрический генератор; ДВ – двигатель внутреннего сгорания; ИК – интеркулер; СО – сухой охладитель; НТ-РТ – низкотемпературный рекуперативный теплообменник; ТК-О – трехходовой клапан системы охлаждения; ТК-Р – трехходовой клапан системы рекуперации; БШ – байпасный шибер; ВТ-РТ - высокотемпературный рекуперативный теплообменник

В общем виде принцип работы ГПУ заключается в следующем. В установку подается органическое топливо и воздух. Последний предварительно охлаждается в интеркулере ИК (промежуточном охладителе) посредством теплоносителя. Образовавшаяся вследствие смешения топливовоздушная смесь (ТВС) поступает в двигатель ДВ, где вследствие ее сгорания осуществляется выработка электроэнергии и передача ее в сеть посредством электрического генератора ЭГ.

Образовавшиеся в процессе сгорания выхлопные (уходящие) газы с температурой $\Theta_{ух}$ направляются в систему рекуперации теплоты уходящих газов, которая на рисунке 2.20 выделена пунктирной линией и включает в себя высокотемпературный рекуперативный теплообменник ВТ-РТ, в котором теплота

газов передается теплоносителю системы теплоснабжения. В схеме с рекуперацией теплоты уходящих газов также присутствует байпасный шибер БШ, обеспечивающий сброс уходящих газов в атмосферу при отсутствии тепловой нагрузки.

Теплоноситель, обеспечивший охлаждение поступающего в установку воздуха, после интеркулера ИК поступает в рубашку охлаждения и далее в систему охлаждения масла, обеспечивая охлаждение соответствующих систем двигателя ДВ. После этого теплоноситель направляется в низкотемпературный рекуперативный теплообменник НТ-РТ, где нагревает теплоноситель системы теплоснабжения. При отсутствии нагрузки на систему теплоноситель за счет трехходового клапана системы рекуперации ТК-Р направляется в сухой охладитель (драйкулер) СО, рассеивающий теплоту в окружающую среду. С целью регулирования температуры теплоносителя, поступающего в интеркулер ИК, применяется трехходовой клапан системы охлаждения ТК-О.

Когда потребность в теплоснабжении отсутствует либо покрывается за счет тепловой мощности НТ-РТ (то есть теплоты, отводимой от рубашки охлаждения двигателя и системы охлаждения масла) уходящие газы сбрасываются в окружающую среду, что является наименее экономичным вариантом работы ГПУ. Наиболее оптимальным решением в таком случае является утилизация теплоты уходящих газов с целью выработки электрической энергии. Подобное решение подробно было рассмотрено в работе [39] и показало достаточно высокую экономическую целесообразность.

На рисунке 2.21 приведена схема ПТУ на базе МЦР в составе энергокомплекса для утилизации теплоты уходящих газов ГПУ. Уходящие газы в качестве греющего источника теплоты через байпасный шибер БШ поступают в генератор пара ГП, где отдают часть теплоты и после сбрасываются в окружающую среду. Поток уходящих газов (при необходимости) перед поступлением в основную часть и пароперегреватель генератора пара может распределяться в регулирующем клапане РК.

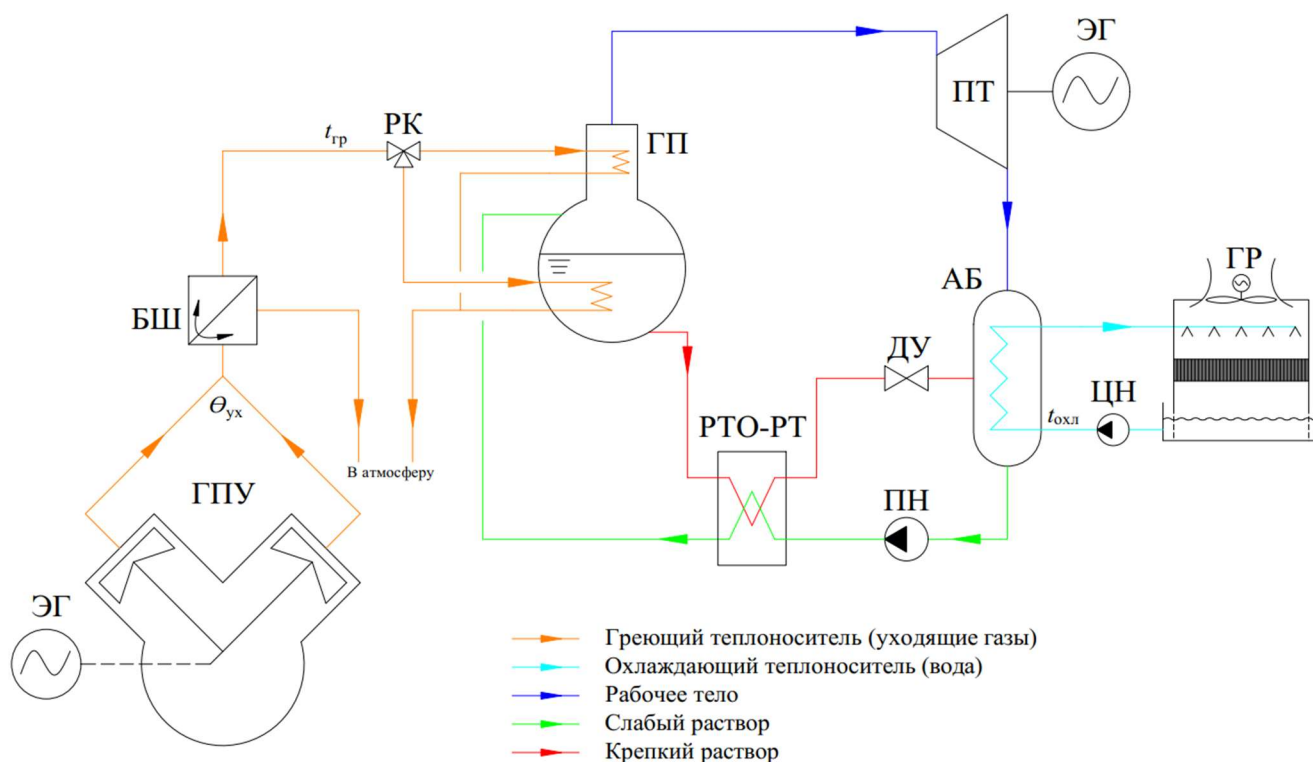


Рисунок 2.21 – Схема энергокомплекса для утилизации сбросной теплоты ГПУ: ГПУ – газопоршневая установка; ЭГ – электрический генератор; БШ – байпасный шибер; РК – регулирующий клапан потока уходящих газов; ГП – генератор пара; ПТ – паровая турбина; АБ – абсорбер; ГР – градирня; ЦН – циркуляционный насос системы охлаждения; ПН – питательный насос; РТО-РТ – регенеративный теплообменник растворов; ДУ – дроссельное устройство

В генераторе пара ГП происходит выпаривание и перегрев рабочего тела, которое затем поступает в паровую турбину ПТ для выработки электроэнергии посредством электрического генератора ЭГ. Отработавший после турбины пар поступает в абсорбер АБ, куда также направляется переохлажденный слабый раствор после регенеративного теплообменника растворов РТО-РТ и дроссельного устройства ДУ. Смешение потоков и отвод теплоты сопровождаются образованием крепкого раствора. Охлаждение абсорбера осуществляется посредством обратной системы водоснабжения с использованием циркуляционного насоса ЦН и вентиляторной градирни ГР. Крепкий раствор питательным насосом ПН перекачивается через регенеративный теплообменник растворов РТО-РТ в генератор пара ГП. Цикл замыкается.

Байпасный шибер БШ (дивертер) служит для сброса уходящих газов в окружающую среду (например, при остановке работы энергетического комплекса).

2.4.3. Схема энергокомплекса для утилизации теплоты продуктов сгорания воздухоподогревателя доменной печи

Нефтехимическая и металлургическая отрасли традиционно относятся к направлениям, характеризующимся значительным количеством ВЭР [4, 5], основными источниками которых являются технологические установки. Несмотря на значительный задел в части энергосберегающих мероприятий, вопрос более полного использования имеющихся ВЭР (особенно тепловых) все еще является актуальным. Примером направления, перспективного с точки зрения утилизации теплоты, является доменный процесс, реализуемый в доменных печах [5], которые представляют собой вертикально расположенные шахтные печи цилиндрической формы, обеспечивающие выплавку чугуна за счет противоточного движения шихты (сырья) и нагретого до высокой температуры газа ($t \approx 2000^\circ\text{C}$).

С целью интенсификации процессов теплообмена и снижения расхода топлива в доменном процессе применяется горячее дутье, то есть подача в печь подогретого до высокой температуры воздуха ($t = 1000-1200^\circ\text{C}$). Нагрев воздуха осуществляется в специальных воздухоподогревателях регенеративного типа. На рисунке 2.22 приведено общее устройство воздухонагревателя [6], представляющего собой цилиндрический металлический кожух 1, который внутри футерован огнеупорным и теплоизоляционным материалом (кирпичом) 2. Внутри размещена огнеупорная стена 5, разделяющая внутренний объем на две части – камеру горения 3 и насадку 4. Насадка выполняется из огнеупорных кирпичей и образует вертикальные каналы для прохождения продуктов сгорания и воздуха. Воздухонагреватель может работать в режиме нагрева и охлаждения насадки. В режиме нагрева в камеру сгорания 3 через горелку 9 подается газоздушная смесь, которая воспламеняется при контакте с горячими стенками. Образовавшиеся продукты сгорания, меняя направление потока в подкупольном пространстве, поступают в насадку 4. В процессе прохождения через насадку температура газов снижается. После насадки газы ($\Theta_{\text{yx}} = 250-350^\circ\text{C}$) через поднасадочные решетки 16 и дымовой клапан 10 направляются в дымовую трубу (на рисунке не показана) [6].

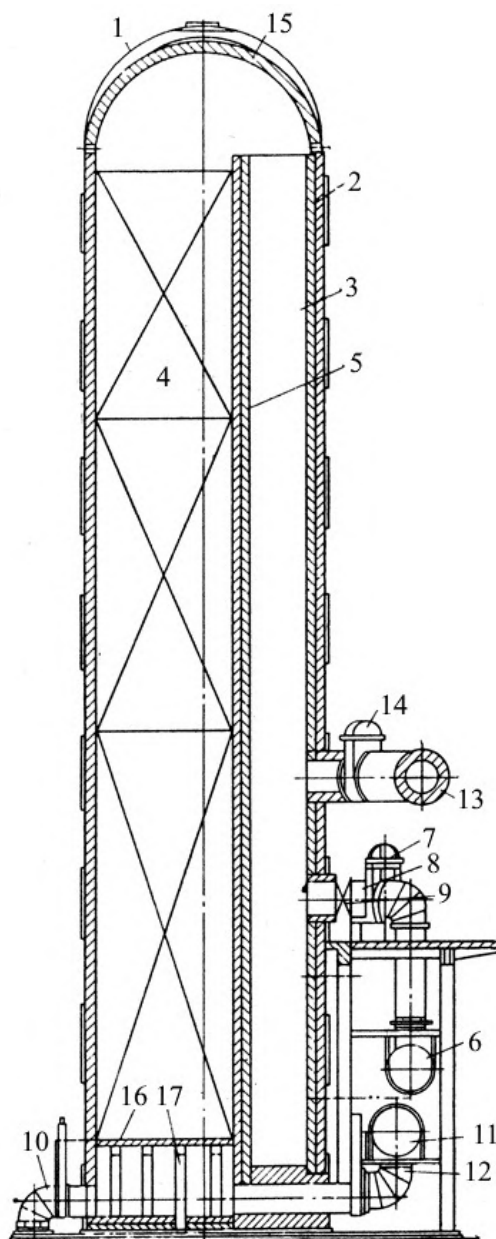


Рисунок 2.22 – Устройство воздухонагревателя [6]:

- 1 – кожух; 2 – кладка; 3 – камера горения; 4 – насадка; 5 – разделительная стена;
 6 – газовый клапан; 7 – отделительный клапан; 8 – подвод к горелке; 9 – горелка;
 10 – дымовой клапан; 11 – клапан холодного дутья; 12 – патрубок трубопровода
 холодного дутья; 13 – трубопровод горячего дутья; 14 – клапан горячего дутья;
 15 – футеровка купола; 16 – литые металлические поднасадочные решетки;
 17 – литые металлические поднасадочные колонны

После этого происходит переключение работы воздухонагревателя на режим охлаждения насадки. В этом режиме по трубопроводу холодного дутья 12 в нагреватель подается холодный воздух, который, проходя через поднасадочные решетки 16 и насадку 4, нагревается до высокой температуры и затем через трубопровод горячего дутья 13 поступает в доменную печь [6]. Для обеспечения

непрерывности подачи горячего воздуха каждая печь имеет 3-4 воздухонагревателя, которые периодически переключаются между режимами нагрева и охлаждения насадки.

В последние годы в энергетике и промышленности распространение получили решения на базе термального масла, которое в схемах с утилизацией теплоты используется в качестве промежуточного контура, обеспечивая инерционность работы системы и термическую стабильность рабочего тела паросиловой установки (актуально в случае применения органических рабочих тел). Схема энергокомплекса для утилизации теплоты продуктов сгорания после воздухонагревателя доменной печи с промежуточным контуром приведена на рисунке 2.23.

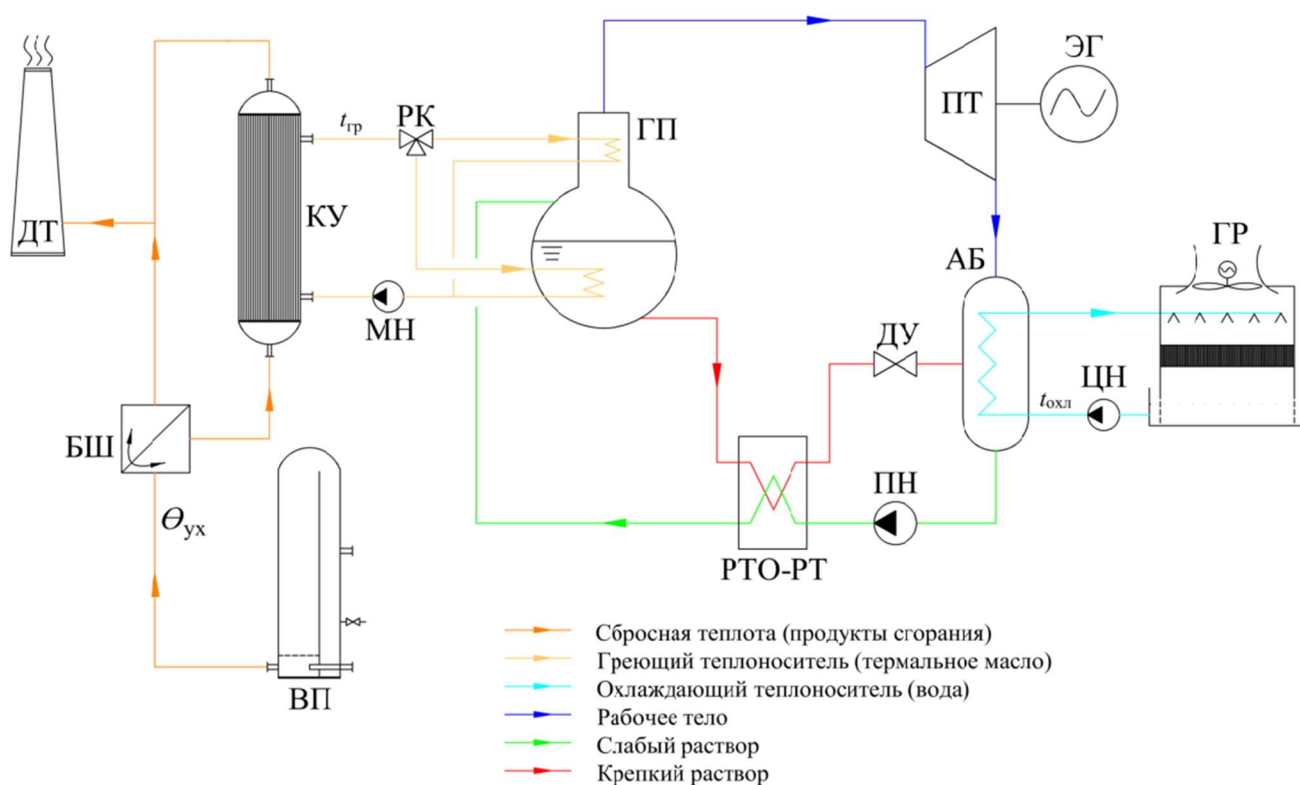


Рисунок 2.23 – Схема энергокомплекса для утилизации теплоты продуктов сгорания после воздухоподогревателя доменной печи:

ВП – воздухоподогреватель; БШ – байпасный шибер потока уходящих газов; ДТ – дымовая труба; КУ – котел-утилизатор; РК – регулирующий клапан потока термального масла; МН – насос термального масла; ГП – генератор пара; ПТ – паровая турбина; ЭГ – электрический генератор; АБ – абсорбер; ГР – градирня; ЦН – циркуляционный насос системы охлаждения; ПН – питательный насос; РТО-РТ – регенеративный теплообменник растворов; ДУ – дроссельное устройство

Принцип работы схемы заключается в следующем. Продукты сгорания через байпасный шибер БШ направляются в котел-утилизатор КУ, в котором вследствие теплообмена происходит нагрев термального масла и его перекачивание посредством масляного насоса МН в генератор пара. Поток термального масла, выступающего в качестве греющего теплоносителя, перед поступлением в основную часть и пароперегреватель генератора пара может распределяться в регулирующем клапане РК. Функционирование МЦР осуществляется способом, аналогичным изложенному выше для схемы с утилизацией теплоты ГПУ.

На схемах приведено расположение потоков для МЦР ($\text{LiBr} + \text{H}_2\text{O}$). Приведенные схемы энергокомплексов будут рассмотрены в главе 4.

2.5. Выводы по второй главе

1. Предложено осуществить замещение процесса конденсации отработавшего после турбины пара на его абсорбцию за счет совмещения паросилового цикла и цикла абсорбционного преобразователя теплоты (АПТ) с целью повышения энергетической эффективности паротурбинных установок малой мощности, работающих по циклу Ренкина. Изложены принципы функционирования модернизированного цикла Ренкина (МЦР).

2. Разработаны схемные решения, применяемые с целью совершенствования энергетических и эксплуатационных характеристик МЦР, рассмотрены принципы их работы и основные процессы, выполнено построение циклов в диаграммах.

3. Разработаны схемные решения по применению паротурбинных установок малой мощности, работающих на базе модернизированного цикла Ренкина, в составе энергокомплексов для утилизации сбросной теплоты технологических и энергетических установок. Рассмотрены особенности включения энергокомплексов в технологические схемы источников ВЭР и принципы работы систем.

Глава 3. РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО И ЭКСЕРГЕТИЧЕСКОГО АНАЛИЗА МОДЕРНИЗИРОВАННОГО ЦИКЛА РЕНКИНА

3.1. Особенности разработки методики термодинамического анализа модернизированного цикла Ренкина

Одной из основных задач в рамках теоретических исследований МЦР является разработка методики термодинамического анализа. Термодинамический анализ заключается в определении параметров рабочего тела во всех точках рассматриваемого цикла на основе заданных граничных условий, расчете удельных характеристик и энергетической эффективности цикла. Рассмотрим общую методологию расчета цикла Ренкина и АПТ.

Методика термодинамического анализа цикла Ренкина (как органического, так и традиционного на водяном паре) достаточно широко и подробно освещена в специальной литературе [141-143]. Термодинамический анализ цикла Ренкина выполняют, отталкиваясь от параметров рабочего тела на входе и на выходе из паровой турбины. Поэтому исходными данными для расчета чаще всего являются давление p_1 и температура t_1 пара перед турбиной, массовый расход рабочего тела (пара) $m_{рт}$, параметры пара после турбины (давление p_2 или температура t_2). В зависимости от источника теплоты и принятого типа генерации пара в исходных данных приводятся соответствующие характеристики греющего источника. При прямом сжигании топлива в котлоагрегате приводятся тип, характеристики и расход топлива, при утилизации теплоты в котле-утилизаторе – тип, характеристики, параметры и расход греющего источника. Для расчета потерь от необратимости вводятся дополнительные коэффициенты η , характеризующие эффективность оборудования и процессов в цикле. В рассматриваемом варианте анализируется простая схема цикла Ренкина, в случае ее усложнения очевидно, что для расчета требуются дополнительные данные (параметры регулируемого отбора, температура перегрева и прочие данные в зависимости от схемного решения).

При термодинамическом анализе АПТ [51-54, 144-145] исходными данными для проектирования являются температуры трех источников теплоты – низко- t_n , средне- t_{cp} и высокопотенциального t_b источника, производительность установки Q , а также рабочее вещество (раствор). С учетом t_n , t_{cp} и t_b и конечной разности температур Δt в основных аппаратах определяются температуры в расчетных точках цикла. Для, например, водоаммиачного раствора, рабочее давление цикла (давление конденсации p_k и кипения p_0) определяется как давление насыщения чистого аммиака при соответствующей температуре конденсации t_k или кипения t_0 . В некоторых случаях учитывается снижение давления насыщения вследствие примесей абсорбента (воды) в рабочем теле [145]. В зависимости от значений t_n , t_{cp} и t_b , а также p_k и p_0 определяются концентрации слабого $\xi_{сл}$ и крепкого растворов $\xi_{кр}$. Концентрация рабочего тела после генератора пара $\xi_{рт}$ определяется как концентрация паровой фазы, равновесная средней концентрации жидкой фазы раствора, кипящего в генераторе пара. Последняя определяется как средневзвешенная к концентрациям кипящих крепкого и слабого растворов в генераторе пара. Температура $t_{рт}$ рабочего агента после генератора пара определяется аналогичным образом – как среднее арифметическое температур крепкого и слабого раствора в генераторе пара. Для расчета действительных характеристик вводятся дополнительные параметры, характеризующие несовершенство процессов абсорбции и десорбции, а также потери давления при протекании пара и жидкости через трубопроводы и аппараты цикла. Далее определяются удельные тепловые потоки через основные аппараты АПТ и расчет характеристик цикла.

При термодинамическом анализе АПТ выделяют два метода проведения анализа цикла – графический и аналитический. Первый выполняется с помощью диаграмм h - ξ (энтальпия-концентрация) или p - t - ξ (давление-температура-концентрация или диаграмма Дюринга), второй – посредством математических выражений. Преимуществом графического метода является наглядность построения процессов в «термохимическом компрессоре» – процессов абсорбции, дефлегмации, ректификации, графический метод в целом является более удобным

и простым для расчетов абсорбционных циклов. Важным преимуществом является возможность быстрой оценки эффективности того или иного схемно-циклового решения. В то же время графический метод неприменим при необходимости выполнения значительного количества расчетов для оценки влияния внешних условий на работу установки, при мониторинге режимов работы системы, при существенном усложнении схемно-цикловых решений, дальнейших исследованиях эффективности цикла. И в целом графический метод может считаться более трудоемким и менее точным особенно в случае необходимости многократных расчетов. В этой ситуации аналитический метод (математическое моделирование) является наиболее оптимальным решением, которое обеспечивает возможность осуществления многопараметрического анализа цикла, под которым понимается оценка влияния ряда варьируемых параметров на термодинамический цикл и его основные характеристики при неизменных прочих параметрах [57]. При выполнении термодинамического анализа расчет основных показателей цикла производится на основе расчетных параметров рабочего тела (t, p, h и ξ), которые, в свою очередь, определяются с учетом внешних условий работы, а также поправок, обеспечивающих приближение условий работы теоретического цикла к действительному. Математическая модель позволяет быстро и с высокой степенью точности производить термодинамический анализ цикла, учитывая при этом те или иные характеристики оборудования или свойства рабочих тел. В настоящем исследовании построение цикла в диаграммах будет применяться для более наглядного изображения цикла и рабочих процессов, а не для расчета параметров рабочего тела.

С учетом изложенных выше особенностей расчета цикла Ренкина и АПТ очевидно, что методика термодинамического анализа МЦР не может быть сформирована простым комбинированием базовых методик. Рассмотрим некоторые особенности методики термодинамического анализа МЦР:

1. Выражения, применяемые для оценки тепловых потоков через основные аппараты МЦР, аналогичны таковым в АПТ (генератор пара, абсорбер, регенеративный теплообменник растворов, дроссельное устройство) и цикле

Ренкина (паровая турбина, питательный насос). Дополнительно при расчете потребляемой насосом работы необходимо учитывать массовый расход раствора, выражаемый через кратность циркуляции.

2. В отличие от АПТ для МЦР необходимыми являются только температуры высокопотенциального (греющего) и низкопотенциального (охлаждающего) источников теплоты. Среднетемпературный источник теплоты отсутствует.

3. Определение рабочих давлений, а исходя из последних – концентраций растворов в цикле по давлению насыщения чистого аммиака, как в случае с АПТ, не является корректным, так как $\xi_{сл}$ и $\xi_{кр}$ существенно отличаются от концентраций как чистого аммиака, так и пара, выделяющегося в генераторе пара вследствие десорбции, что существенным образом влияет на теплофизические и термодинамические свойства рабочего тела. Поэтому в МЦР определение концентрации следует после определения давления в контуре высокого давления.

Давление в контуре «генератор пара – паровая турбина» должно обеспечиваться питательным насосом, как в цикле Ренкина. В противном случае, при определении расчетного давления в цикле по параметрам насыщения слабого раствора, работа турбины будет нестабильной ввиду постоянно изменяющегося перепада давлений вследствие колебаний давления насыщения раствора. Последнее ведет как к снижению ресурса оборудования, так и к нестабильности в части выработки электрической энергии.

В абсорбере давление может быть определено по аналогии с конденсатором в цикле Ренкина, то есть как давление насыщения рабочего тела (в данном случае – раствора) при соответствующей температуре охлаждающего источника. При этом, концентрации должны быть определены с учетом явлений, свойственным действительным процессам в термохимическом насосе.

4. Определение концентрации пара перед турбиной имеет свою специфику. Как уже отмечалось, при расчете циклов АПТ концентрация рабочего тела после генератора пара определяется как равновесная средней концентрации крепкого и слабого растворов. Данный подход является сильно упрощенным, так как концентрация, как уже отмечалось выше, в значительной степени зависит от

конструкции генератора пара, направлений входящих и выходящих потоков, а также других параметров. Более того, равновесность концентраций жидкой и паровой фаз в таком генераторе пара сама по себе является допущением, которое сложно достижимо в реальных установках. Более корректным является метод, базирующийся на материальном балансе потоков [43]. Аналогичная ситуация имеет место при расчете системы дефлегмации. Описанные выше особенности рассмотрены при разработке методики термодинамического анализа.

При разработке методики были приняты следующие допущения:

1. Цикл работает в стационарном режиме.
2. Процесс дросселирования является изоэнтальпийным ($h = \text{const}$).
3. Потери теплоты Δq в трубопроводах и основных аппаратах (кроме генератора пара) пренебрежимо малы.

3.2. Разработка методики термодинамического анализа МЦР с водоаммиачным раствором

3.2.1. Принципиальная схема

Для проведения термодинамического анализа МЦР необходимыми являются как параметры, свойственные циклу Ренкина, так и циклу АПТ. Более подробно необходимые для термодинамического анализа исходные данные, а также логика выбора требуемых параметров рассмотрены в главе 4. Принципиальная схема МЦР ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$) и расположение расчетных точек приведены на рисунке 2.1. Расчет МЦР с водоаммиачным раствором начинается с определения рабочих давлений и концентраций. Концентрация слабого раствора определяется параметрами работы генератора пара и теоретически равновесна соответствующим давлению и температуре десорбции. Данные параметры характеризуются точкой 5. Давление десорбции, кПа, определяется с учетом необходимого давления перед паровой турбиной и потерь давления в пароперегревателе, трубопроводах крепкого раствора и непосредственно генераторе пара:

$$p_{\text{дес}} = p_5 = p_1 + \Delta p_{\text{пп}} = p_{\text{н}} - \Delta p_{\text{гп}} - \Delta p_{\text{ж}}. \quad (3.1)$$

Температура десорбции, °С, определяется с учетом температуры греющего источника (на входе в генератор пара) и конечной разности температур:

$$t_{\text{дес}} = t_3 = t_{\text{гр}} - \Delta t_{\text{гр}}. \quad (3.2)$$

По температуре и давлению десорбции определяется равновесная концентрация слабого раствора $\xi_{\text{сл.т}}$ (жидкой фазы). Данная концентрация является теоретической, так как условие равновесности жидкой и паровой фаз само по себе является допущением и сложно достижимо в реальных установках (ввиду зависимости от многочисленных параметров). Действительная концентрация слабого раствора определяется с учетом величины недовыпаривания раствора в генераторе пара $\Delta\xi_{\text{гр}}$, которая зависит от конструкции последнего. Соответственно, действительная концентрация слабого раствора, кг/кг:

$$\xi_{\text{сл}} = \xi_{\text{сл.т}} + \Delta\xi_{\text{гр}}. \quad (3.3)$$

Концентрация крепкого раствора определяется параметрами работы абсорбера. Данные параметры характеризуются точкой 3. Так как при определении $\xi_{\text{кр}}$ необходимо также учитывать имеющиеся ограничения (изложено ниже), то при определении концентрации необходимо, ориентируясь на заданное значение температуры абсорбции $t_{\text{аб}}$, определить концентрацию крепкого раствора и соответствующее данной концентрации давление абсорбции $p_{\text{аб}} = p_3$ (представляет собой полное давление смеси и определяется с помощью специализированного программного обеспечения либо уравнений состояния). Температура абсорбции, °С, определяется с учетом температуры охлаждающего источника (на входе в абсорбер) и конечной разности температур:

$$t_{\text{аб}} = t_3 = t_{\text{охл}} + \Delta t_{\text{аб}}. \quad (3.4)$$

Как и в предыдущем случае равновесная концентрация крепкого раствора $\xi_{\text{кр.т}}$ (жидкой фазы), определенная по температуре абсорбции, является теоретической. При этом, каждому уровню концентрации при заданной температуре соответствует собственное значение давления абсорбции. Для получения значения действительной концентрации необходимо учитывать явление недонасыщения раствора в абсорбере $\Delta\xi_{\text{аб}}$:

$$\xi_{\text{кр}} = \xi_{\text{кр.т}} - \Delta\xi_{\text{аб}}. \quad (3.5)$$

Одним из ограничивающих факторов при определении концентрации крепкого раствора является интервал (зона) дегазации, представляющий собой разность концентраций крепкого и слабого растворов:

$$\Delta\xi = \xi_{\text{кр}} - \xi_{\text{сл}}. \quad (3.6)$$

Если данный параметр снизится меньше определенного значения, то кратность циркуляции раствора резко возрастет, и работа установки станет неустойчивой. Для водоаммиачного раствора минимальное значение интервала дегазации составляет 0,05-0,06 кг/кг (5-6%) [145]. С другой стороны, в соответствии с законом Коновалова с увеличением концентрации низкокипящего компонента (в данном случае – аммиака) в жидкой фазе увеличивается полное давление смеси, поэтому концентрация крепкого раствора должна быть как можно ниже для обеспечения более низкого давления на выходе из турбины. А так как концентрация крепкого раствора зависит от концентрации слабого раствора, то очевидно, что важно стремиться также к снижению последней. Снижение концентрации слабого раствора, как следует из закона Коновалова, достигается увеличением температуры раствора при заданном давлении или снижением давления при заданной температуре.

Концентрация крепкого раствора при соответствующей температуре абсорбции $t_{\text{аб}}$ должна быть больше концентрации слабого раствора (с учетом недонасыщения в абсорбере $\Delta\xi_{\text{аб}}$) как минимум на величину $\Delta\xi$, однако учитывая особенности регулирования установки и запас на нерасчетные режимы разность концентраций должна быть еще больше. В таком случае:

$$\xi_{\text{кр.т}} = (\xi_{\text{сл.т}} + \Delta\xi_{\text{гп}}) + \Delta\xi + \Delta\xi_{\text{аб}}. \quad (3.7)$$

Определение концентрации крепкого раствора является итерационным процессом. В случае, если заданная температура абсорбции не позволит обеспечить достаточную величину интервала дегазации, то $t_{\text{аб}}$ должна быть увеличена. Увеличение интервала дегазации может быть достигнуто также за счет увеличения давления и температуры десорбции, то есть параметров в генераторе пара.

Определение концентрации пара перед турбиной имеет свою особенность. При расчете АПТ концентрация рабочего тела после генератора пара определяется

как равновесная средней концентрации крепкого и слабого растворов. Данный подход является сильно упрощенным, так как концентрация, как отмечено выше, в значительной степени зависит от конструкции генератора пара, направлений потоков и других параметров. Более того, равновесность концентраций жидкой и паровой фаз в генераторе пара является допущением, сложно достижимым в реальных условиях. Поэтому был выбран способ расчета, базирующийся на материальном балансе потоков в термохимическом насосе. Для этого необходимо определить кратность циркуляции крепкого раствора (далее – кратность циркуляции). Данный параметр определяется как отношение расхода крепкого раствора к расходу рабочего тела. При расчетах АПТ кратность циркуляции определяется чаще всего посредством концентраций:

$$f = \frac{m_{\text{кр}}}{m_{\text{рт}}} = \frac{\xi_{\text{рт}} - \xi_{\text{сл}}}{\xi_{\text{кр}} - \xi_{\text{сл}}}, \quad (3.8)$$

где: $m_{\text{рт}}$ – массовый расход рабочего тела, кг/с; $m_{\text{кр}}$ – массовый расход слабого раствора, кг/с.

Кратность циркуляции показывает, что на каждый кг пара, поступающего в паровую турбину, в генератор пара поступает f кг крепкого раствора. С другой стороны, на каждый кг пара, поступившего из турбины, в абсорбер поступает $(f-1)$ кг слабого раствора. Следовательно, кратность циркуляции слабого раствора:

$$f - 1 = \frac{m_{\text{сл}}}{m_{\text{рт}}} = \frac{\xi_{\text{рт}} - \xi_{\text{кр}}}{\xi_{\text{кр}} - \xi_{\text{сл}}}, \quad (3.9)$$

где: $m_{\text{сл}}$ – массовый расход слабого раствора, кг/с.

Материальный баланс генератора пара выглядит следующим образом:

$$m_{\text{кр}} = m_{\text{сл}} + m_{\text{рт}}; \quad (3.10)$$

$$m_{\text{кр}} \xi_{\text{кр}} = m_{\text{сл}} \xi_{\text{сл}} + m_{\text{рт}} \xi_{\text{рт}}; \quad (3.11)$$

$$m_4 \xi_4 = m_5 \xi_5 + m_1 \xi_1. \quad (3.12)$$

Определяя баланс через кратность циркуляции (относительный расход):

$$f \xi_{\text{кр}} = (f-1) \xi_{\text{сл}} + \xi_{\text{рт}}. \quad (3.13)$$

Концентрация пара в таком случае:

$$\xi_{\text{рт}} = f \xi_{\text{кр}} - (f-1) \xi_{\text{сл}}. \quad (3.14)$$

Материальный баланс на примере генератора пара приведен на рисунке 3.1.

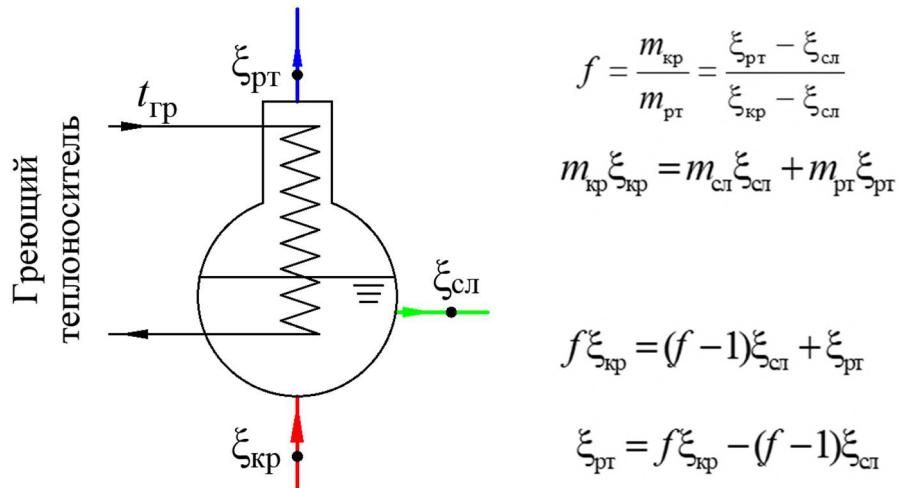


Рисунок 3.1 – Материальный баланс генератора пара в МЦР ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$)

После определения концентраций рабочих потоков, могут быть определены параметры в расчетных точках цикла. Точка 5 характеризует состояние слабого раствора на выходе из генератора пара. По давлению p_5 , температуре t_5 и концентрации $\xi_5 = \xi_{\text{сл}}$ определяется энтальпия h_5 и энтропия s_5 .

Аналогично точка 3 характеризует состояние крепкого раствора на выходе из абсорбера. По давлению насыщения крепкого раствора $p_3 = p_2 = p_{\text{аб}}$, температуре t_3 и концентрации $\xi_3 = \xi_{\text{кр}}$ в точке 3 определяется энтальпия h_3 и энтропия s_3 .

Материальный баланс абсорбера выглядит следующим образом:

$$m_{\text{кр}} \xi_{\text{кр}} = m_{\text{сл}} \xi_{\text{сл}} + m_{\text{рп}} \xi_{\text{рп}}; \quad (3.15)$$

$$m_3 \xi_3 = m_6 \xi_6 + m_2 \xi_2. \quad (3.16)$$

Точка 4 характеризует состояние крепкого раствора после питательного насоса. Давление нагнетания насоса $p_{\text{н}}$, кПа, должно обеспечивать необходимое давление пара перед турбиной и преодолевать потери давления в генераторе пара, трубопроводе крепкого раствора, а также учитывать потери в пароперегревателе:

$$p_{\text{н}} = p_4 = p_1 + \Delta p_{\text{гп}} + \Delta p_{\text{шт}} + \Delta p_{\text{тр}}. \quad (3.17)$$

Точка 6 характеризует состояние слабого раствора после дросселирования от давления в генераторе пара p_5 до давления насыщения крепкого раствора $p_6 = p_3$ после дроссельного устройства. Потери давления на участке трубопровода от выхода из генератора пара до дроссельного устройства не учитываются.

Дросселирование осуществляется при постоянной энтальпии ($h_5 = h_6$). Как уже отмечалось, без переохлаждения слабый раствор после дросселирования может вскипеть, превратившись во влажный пар, что снижает интенсивность абсорбции и приводит к увеличению расхода охлаждающего теплоносителя.

Точка 1 характеризует состояние пара перед турбиной. Ввиду применения пароперегревателя температура в точке 1 определяется с учетом температуры высокопотенциального источника и разности температур в пароперегревателе:

$$t_1 = t_{rp} - \Delta t_{mn}. \quad (3.18)$$

Точка 2 характеризует состояние пара после расширения в паровой турбине до давления насыщения крепкого раствора $p_2 = p_3$. Концентрация пара в процессе расширения при этом также неизменна ($\xi_1 = \xi_2$).

Одним из важнейших параметров является влажность пара в конце действительного процесса расширения x . В работе [47] отмечено, что для водоаммиачного раствора влажность пара после расширения в паровой турбине должна составлять не более 10% (степень сухости $x \geq 0,9$) с целью предотвращения эрозии лопаток. Для крупных ПТУ оптимальной считается влажность не более 12-14% [17]. При анализе МЦР принято граничное значение $x = 0,86$. Далее определяются удельные тепловые потоки и эффективность цикла.

Теоретическая работа турбины, кДж/кг:

$$l_T^{\text{теор}} = h_1 - h_2. \quad (3.19)$$

Теоретическая работа насоса, кДж/кг:

$$l_H^{\text{теор}} = f(h_4 - h_3). \quad (3.20)$$

Полезная работа обратимого цикла, кДж/кг:

$$l_{\text{ц}}^{\text{обр}} = l_T^{\text{теор}} - l_H^{\text{теор}} = (h_1 - h_2) - f(h_4 - h_3). \quad (3.21)$$

Теоретическая удельная тепловая нагрузка генератора пара в МЦР ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$) (подведенная к циклу теплота), кДж/кг:

$$q_1 = q_{\text{гп}}^{\text{теор}} = (h_1 - h_4) + (f - 1)(h_5 - h_4), \quad (3.22)$$

где: $(h_1 - h_4)$ – теплота, затрачиваемая для десорбции пара (в точке 1) из раствора (точка 4), кДж/кг; $(f - 1) \cdot (h_5 - h_4)$ – теплота, затрачиваемая на нагрев раствора (от температуры t_4 до t_5), кДж/кг.

Теоретическая удельная тепловая нагрузка абсорбера в МЦР ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$) (отведенная от цикла теплота), кДж/кг:

$$q_2 = q_{\text{аб}}^{\text{теор}} = (h_2 - h_3) + (f - 1)(h_6 - h_3), \quad (3.23)$$

где: $(h_2 - h_3)$ – теплота, выделяемая вследствие фазового перехода рабочего тела, кДж/кг; $(f - 1) \cdot (h_6 - h_3)$ – теплота, выделяемая вследствие охлаждения раствора (от температуры t_6 к температуре t_3), кДж/кг.

Энергетический баланс в принципиальной схеме МЦР:

$$q_{\text{гп}}^{\text{теор}} + l_{\text{н}}^{\text{теор}} = q_{\text{аб}}^{\text{теор}} + l_{\text{т}}^{\text{теор}}. \quad (3.24)$$

Термический КПД МЦР ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$):

$$\eta_{\text{т}} = \frac{l_{\text{ц}}^{\text{обр}}}{q_1} = \frac{l_{\text{т}}^{\text{теор}} - l_{\text{н}}^{\text{теор}}}{q_{\text{гп}}} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)f}{(h_1 - h_4) + (f - 1)(h_5 - h_4)}. \quad (3.25)$$

Рассмотренные выше значения являются теоретическими, для более полного анализа МЦР необходимо провести оценку действительного цикла с учетом потерь, обусловленных необратимостью реальных процессов. Анализ произведен посредством метода коэффициентов полезного действия [17].

Действительная работа турбины, кДж/кг:

$$l_{\text{т}}^{\text{действ}} = h_1 - h_{2\text{д}}, \quad (3.26)$$

где: $h_{2\text{д}}$ – действительная энтальпия пара после расширения, кДж/кг.

$$h_{2\text{д}} = h_1 - \eta_{\text{oi.t}}(h_1 - h_2). \quad (3.27)$$

Действительная работа насоса, кДж/кг:

$$l_{\text{н}}^{\text{действ}} = f(h_{4\text{д}} - h_3), \quad (3.28)$$

где: $h_{4\text{д}}$ – действительная энтальпия крепкого раствора после сжатия, кДж/кг.

$$h_{4\text{д}} = h_3 + \frac{h_4 - h_3}{\eta_{\text{oi.n}}}. \quad (3.29)$$

Полезная работа, производимая в действительном цикле, кДж/кг:

$$l_{\text{ц}}^{\text{действ}} = l_{\text{т}}^{\text{действ}} - l_{\text{н}}^{\text{действ}} = (h_1 - h_{2\text{д}}) - f(h_{4\text{д}} - h_3). \quad (3.30)$$

Действительная удельная тепловая нагрузка генератора пара, кДж/кг:

$$q_{\text{гп}}^{\text{действ}} = (h_1 - h_{4\text{д}}) + (f - 1)(h_5 - h_{4\text{д}}). \quad (3.31)$$

Действительная удельная тепловая нагрузка абсорбера, кДж/кг:

$$q_{\text{аб}}^{\text{действ}} = (h_{2\text{д}} - h_3) + (f - 1)(h_6 - h_3). \quad (3.32)$$

Внутренний относительный КПД цикла:

$$\eta_{oi}^{\Pi} = \frac{l_{\Pi}^{\text{действ}}}{l_{\Pi}^{\text{обр}}} . \quad (3.33)$$

Внутренний абсолютный КПД цикла:

$$\eta_i^{\Pi} = \eta_{oi}^{\Pi} \eta_T . \quad (3.34)$$

Механическая работа, переданная турбиной электрогенератору, кДж/кг:

$$l_T^M = l_T^{\text{действ}} \eta_M . \quad (3.35)$$

Абсолютный эффективный КПД турбоустановки:

$$\eta_e^T = \eta_M \eta_i^{\Pi} = \frac{l_T^M}{q_1} . \quad (3.36)$$

Работа, передаваемая внешнему потребителю, кДж/кг:

$$l_3 = l_T^M \eta_{\text{гр}} . \quad (3.37)$$

Абсолютный электрический КПД турбогенераторной установки:

$$\eta_e^{\text{ТГ}} = \eta_{\text{гр}} \eta_e^T = \frac{l_3}{q_1} . \quad (3.38)$$

Тепловой КПД генератора пара $\eta_{\text{гп}}$ учитывает потери теплоты в окружающую среду и потери теплоты в паропроводе к паровой турбине. При расчетах АПТ в КПД генератора пара также включаются потери теплоты в регенеративном теплообменнике растворов (при наличии) и соединительных трубопроводах [144]. В таком случае действительная удельная тепловая нагрузка генератора пара в МЦР ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$) с учетом теплового КПД, кДж/кг:

$$q' = q_{\text{гп}}^{\text{действ}} = \frac{(h_1 - h_{4\text{д}}) + (f - 1)(h_5 - h_{4\text{д}})}{\eta_{\text{гп}}} . \quad (3.39)$$

Эффективный абсолютный КПД теплосиловой установки:

$$\eta_e^{\text{уст}} = \eta_{\text{гп}} \eta_e^{\text{ТГ}} = \frac{l_3}{q'} . \quad (3.40)$$

Количество электроэнергии, вырабатываемой электрогенератором в течение часа (электрическая мощность генератора):

$$N = q_1 \eta_e^{\text{ТГ}} m_{\text{гр}} . \quad (3.41)$$

Потеря теплоты в генераторе пара и паропроводе:

$$\Delta q_{\text{гп}} = (1 - \eta_{\text{гп}}) q' . \quad (3.42)$$

Теплота, передаваемая холодному источнику (в абсорбере):

$$q_2^{\text{действ}} = (1 - \eta_i^n) q_1 \quad (3.43)$$

Механические потери в паровой турбине:

$$\Delta q_M = (1 - \eta_M) \eta_i^n \eta_{гп} q' \quad (3.44)$$

Механические и электрические потери в электрическом генераторе:

$$\Delta q_{эГ} = q' (1 - \eta_{эГ}) \eta_i^n \eta_M \eta_{гп} \quad (3.45)$$

Энергетический баланс теплосиловой паротурбинной установки, работающей по модернизированному циклу Ренкина:

$$q' = l_3 + q_{2,\text{действ}} + \Delta q_{эГ} + \Delta q_M + \Delta q_{гп} \quad (3.46)$$

С учетом действительных значений отведенной и подведенной из цикла теплоты выполняется расчет расходов охлаждающего и греющего теплоносителя.

Температура охлаждающего теплоносителя на выходе из абсорбера:

$$t_8 = t_7 + \Delta t_{\text{аб.тн}} \quad (3.47)$$

где: $\Delta t_{\text{аб.тн}}$ – нагрев теплоносителя в абсорбере, °С.

Температура греющего теплоносителя на выходе из генератора пара:

$$t_{10} = t_9 - \Delta t_{\text{гп.тн}} \quad (3.48)$$

где: $\Delta t_{\text{аб.гп}}$ – охлаждение теплоносителя в генераторе пара, °С.

Давление охлаждающего и греющего теплоносителя на выходе из абсорбера и генератора пара соответственно:

$$p_8 = p_7 - \Delta p_{\text{аб.тн}} \quad (3.49)$$

$$p_{10} = p_9 - \Delta p_{\text{гп.тн}} \quad (3.50)$$

В случае применения воды в качестве греющего теплоносителя давление на входе последней на входе в генератор пара p_{11} должно предотвращать вскипание теплоносителя с учетом имеющихся потерь давления $\Delta p_{\text{гп.тн}}$. Потери давления в абсорбере $\Delta p_{\text{аб.тн}}$ должны быть компенсированы насосом с целью обеспечения циркуляции.

Относительный массовый расход охлаждающего и греющего теплоносителя:

$$m_{\text{охл}}^{\text{отн}} = \frac{q_{\text{аб}}^{\text{действ}}}{h_8 - h_7} \quad (3.51)$$

$$m_{\text{гр}}^{\text{отн}} = \frac{q_{\text{гп}}^{\text{действ}}}{h_9 - h_{10}} \quad (3.52)$$

В дальнейших расчетах энергокомплекса используются абсолютные значения массового расхода m (без верхнего индекса как в формулах выше).

3.2.2. Схема с регенерацией теплоты растворов

Схема и расположение расчетных точек МЦР ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$) с регенерацией теплоты растворов приведены на рисунке 2.4. Расчет РТО-Р начинается с «холодного конца» (крепкий раствор до и слабый раствор после теплообменника) [43, 57]. Температура слабого раствора:

$$t_7 = t_4 + \Delta t_{\text{рто-р}}, \quad (3.53)$$

где: $\Delta t_{\text{рто-р}}$ – конечная разность температур в РТО-Р, °С.

Наличие РТО-Р вызывает дополнительные потери давления в гидравлическом контуре ($\Delta p_{\text{рто-р}}$). В таком случае давление после теплообменника, кПа, по контуру крепкого и слабого раствора определяется по выражению:

$$p_5 = p_4 - \Delta p_{\text{рто-р}}; \quad (3.54)$$

$$p_7 = p_6 - \Delta p_{\text{рто-р}}. \quad (3.55)$$

Удельный тепловой поток РТО-Р, кДж/кг, определяется с учетом разности расходов растворов, что выражается через кратность циркуляции:

$$q_{\text{рто-р}} = (f - 1) \cdot (h_6 - h_7) = f(h_5 - h_4). \quad (3.56)$$

Исходя из $q_{\text{рто-р}}$, определенного через контур слабого раствора (точки 6 и 7), рассчитывается энтальпия крепкого раствора после нагрева, кДж/кг:

$$h_5 = h_4 + \frac{f - 1}{f} \cdot (h_6 - h_7). \quad (3.57)$$

Исходя из приведенного выше выражения видно, что на величину энтальпии раствора после РТО-Р также оказывает влияние (хотя и незначительное) его начальное состояние, то есть точка 4 (вернее 4д) – раствор после сжатия насосом.

3.2.3. Схема с регенерацией теплоты рабочего тела

Схема и расположение расчетных точек МЦР ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$) с регенерацией теплоты рабочего тела приведены на рисунке 2.7. Расчет, как и в случае с РТО-Р, начинается с «холодного конца» РТО-РТ (крепкий раствор до и рабочее тело после) [43, 57]. Температура пара после теплообменника:

$$t_3 = t_5 + \Delta t_{\text{рто-рт}}, \quad (3.58)$$

где: $\Delta t_{\text{рто-рт}}$ – конечная разность температур в РТО-РТ, °С.

При учете потерь давления необходимо иметь ввиду различие фаз рабочего тела в различных контурах теплообменника, вследствие чего различными будут и потери давления. В таком случае давление после теплообменника по контуру крепкого раствора и рабочего тела, кПа, определяется по выражению:

$$p_3 = p_2 + \Delta p_{\text{рто-рт.п}}; \quad (3.59)$$

$$p_6 = p_5 - \Delta p_{\text{рто-рт.ж}}; \quad (3.60)$$

где: $\Delta p_{\text{рто-рт.п}}$ – потеря давления в РТО-РТ по паровому контуру, кПа;
 $\Delta p_{\text{рто-рт.ж}}$ – потеря давления в РТО-РТ по жидкостному контуру, кПа.

Удельный тепловой поток РТО-РТ, кДж/кг, определяется по выражению:

$$q_{\text{рто-рт}} = h_2 - h_3 = f \cdot (h_6 - h_5). \quad (3.61)$$

Исходя из уравнения теплового баланса теплообменника определяется энтальпия крепкого раствора после теплообменника, кДж/кг:

$$h_6 = h_5 + \frac{q_{\text{рто-рт}}}{f}. \quad (3.62)$$

Как и в случае с РТО-Р, для величины удельной тепловой нагрузки РТО-РТ характерно влияние начального состояния раствора на входе в теплообменник, то есть точки 5 (вернее 5д), что характеризует раствор после сжатия насосом.

3.2.4. Схема с дефлегмацией пара

Схема и расположение расчетных точек МЦР ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$) с дефлегмацией пара приведены на рисунке 2.10, а схема рабочих потоков генератора пара с дефлегматором – на рисунке 2.11. В процессе расчета схемы с дефлегмацией при определении концентрации жидкой фазы слабого раствора $\xi_{\text{сл.ж}} = \xi_{5\text{ж}}$ в точке 5ж, которая равновесна температуре t_5 и давлению p_5 десорбции, также определяется равновесная t_5 и p_5 концентрация паровой фазы $\xi_{\text{сл.п}} = \xi_{5\text{п}}$ (точка 5п). В теоретическом случае $\xi_{\text{сл.ж}}$ и $\xi_{\text{сл.п}}$ равновесны при данных параметрах и находятся в состоянии насыщения, однако в действительных процессах необходимо учитывать явление недовыпаривания слабого раствора и неравновесность фаз, поэтому точка 5 характеризует частично вскипевшую жидкость (точка 5ж) и имеющий невысокую влажность пар (точка 5п).

Соответственно, пар с концентрацией $\xi_{5п}$ направляется в дефлегматор, к которому подводится внешний охлаждающий источник. Температура данного источника подбирается таким образом, чтоб она была ниже температуры насыщения слабого раствора t_5' для обеспечения частичной конденсации водяных паров из паровой фазы, причем чем больше разность температур $\Delta t_{дф}$ (то есть переохлаждение относительно температуры насыщения раствора), тем выше будет концентрация пара после дефлегмации, но, одновременно с этим, выше и количество подводимой к генератору пара теплоты, а также ниже температура пара, поступающего к паровой турбине. Принято, что потери давления в дефлегматоре отсутствуют. Исходя из указанных соображений, а также схемы рабочих потоков генератора пара, приведенной на рисунке 2.11, температура пара в точке 1 [43]:

$$t_1 = t_5' + \Delta t_{дф}, \quad (3.63)$$

где: $\Delta t_{дф}$ – конечная разность температур в дефлегматоре, представляющая собой переохлаждение относительно температуры насыщения, °С.

Концентрация пара, поступающего в паровую турбину $\xi_{рТ} = \xi_{1п}$ равновесна температуре t_1 и давлению p_1 . Аналогично концентрация флегмы (жидкой фазы) $\xi_{фл} = \xi_{1ж}$, которая имеет повышенную концентрацию абсорбента и стекает в генератор пара, также равновесна температуре t_1 и давлению p_1 .

При этом, для дефлегматора характерен массовый баланс:

$$m_{1п} = m_{5п} - m_{1ж}; \quad (3.64)$$

$$m_{1п} \xi_{1п} = m_{5п} \xi_{5п} - m_{1ж} \xi_{1ж}. \quad (3.65)$$

Соответственно, массовый расход стекающей флегмы:

$$m_{1ж} = m_{1п} \frac{\xi_{1п} - \xi_{5п}}{\xi_{5п} - \xi_{1ж}}. \quad (3.66)$$

Количество теплоты, подводимой к дефлегматору, кДж/кг:

$$q_{дф} = m_{1п} \cdot (h_{5п} - h_{1п}) + m_{1ж} \cdot (h_{5п} - h_{1ж}). \quad (3.67)$$

При оценке теплового баланса цикла теплота дефлегмации обычно относится к отведенной из цикла теплоте, а при расчете эффективности цикла

(в случае с МЦР – при расчете термического КПД) – добавляется к теплоте, подведенной к генератору пара [52].

При наличии системы дефлегмации тепловая нагрузка генератора пара:

$$q_{\text{гп}} = (h_1 - h_4) + (f - 1) \cdot (h_5 - h_4) + q_{\text{дф}}. \quad (3.68)$$

Баланс подводимой и отводимой теплоты в цикле:

$$q_{\text{гп}} + l_{\text{н}} = q_{\text{аб}} + l_{\text{т}} + q_{\text{дф}}. \quad (3.69)$$

Исходя из приведенного выше баланса системы видно, что теплота, отводимая из дефлегматора за счет контакта с паром рабочего тела, в балансе имеет тот же характер, что и теплота абсорбции.

3.3. Разработка методики термодинамического анализа МЦР с бромистолитиевым раствором

3.3.1. Принципиальная схема

Бромистолитиевый раствор относится к нелетучей паре рабочих веществ, что означает наличие в паровой фазе раствора только рабочего тела (водяного пара). Поэтому для бромистолитиевого раствора концентрацию принято определять по абсорбенту, то есть по бромиду лития (в отличие от водоаммиачного раствора) [51]. Соответственно методика определения концентраций растворов в цикле с бромистолитиевым раствором будет отличаться от методики, используемой для цикла с водоаммиачным раствором. За счет принятой методологии определения концентраций растворов расположение соответствующих контуров в МЦР (LiBr + H₂O) отличается от такового в МЦР (NH₃ + H₂O).

Схема и расположение расчетных точек принципиальной схемы МЦР (LiBr + H₂O) приведены на рисунке 2.14. Расчет цикла начинается с определения концентраций растворов. Как уже отмечалось выше, в случае с бромистолитиевым раствором необходимо учитывать, что концентрация рабочего тела перед турбиной известна – это водяной пар с концентрацией $\xi_{\text{рт}} = 0$. Состояние водяного пара определяется температурой t_1 и давлением p_1 . Параметры пара после турбины в традиционном цикле Ренкина характеризуются состоянием насыщения

чистого водяного пара. В МЦР (LiBr + H₂O) давление пара после турбины (давление абсорбции $p_{аб}$, определяемое с помощью специализированного программного обеспечения или уравнений состояния) определяется концентрацией слабого раствора, которая, в свою очередь зависит от температуры абсорбции [29]. Температура абсорбции, °С, определяется с учетом температуры охлаждающего источника и конечной разности температур в абсорбере:

$$t_{аб} = t_3 = t_{охл} + \Delta t_{аб}. \quad (3.70)$$

Теоретическая концентрация слабого раствора [75, 77]:

$$\xi_{сл.т} = \frac{49,04 + 1,125 \cdot t - t'}{134,65 + 0,47 \cdot t}, \quad (3.71)$$

где: $t = t_3$ – температура раствора, °С; $t' = t_{2д}$ – температура насыщения воды, °С.

Действительная концентрация слабого раствора определяется с учетом недонасыщения раствора $\Delta \xi_{аб}$. Действительная концентрация раствора, кг/кг:

$$\xi_{сл} = \xi_{сл.т} + \Delta \xi_{аб}. \quad (3.72)$$

Для бромистолитиевого раствора кратность циркуляции – отношение массового расхода слабого раствора к массовому расходу рабочего тела:

$$f = \frac{m_{сл}}{m_{рт}} = \frac{\xi_{кр}}{\xi_{кр} - \xi_{сл}}. \quad (3.73)$$

Следовательно, кратность циркуляции крепкого раствора:

$$f - 1 = \frac{m_{кр}}{m_{рт}}. \quad (3.74)$$

Концентрация крепкого раствора может быть определена исходя из материального баланса потоков в генераторе пара:

$$m_{сл} \xi_{сл} = m_{кр} \xi_{кр} + m_{рт} \xi_{рт}; \quad (3.75)$$

$$m_4 \xi_4 = m_5 \xi_5 + m_1 \xi_1. \quad (3.76)$$

Выражая через кратность циркуляции:

$$f \xi_{сл} = (f - 1) \cdot \xi_{кр} + \xi_{рт}. \quad (3.77)$$

Так как в паровой фазе раствора присутствует только водяной пар ($\xi_{рт} = \xi_1 = 0$) и концентрация рабочего тела определяется по бромиду лития, то материальный баланс принимает вид:

$$f \xi_{сл} = (f - 1) \cdot \xi_{кр}. \quad (3.78)$$

Исходя из материального баланса концентрация крепкого раствора:

$$\xi_{кр} = \frac{f \xi_{сл}}{f - 1}. \quad (3.79)$$

Материальный баланс на примере генератора пара приведен на рисунке 3.2.

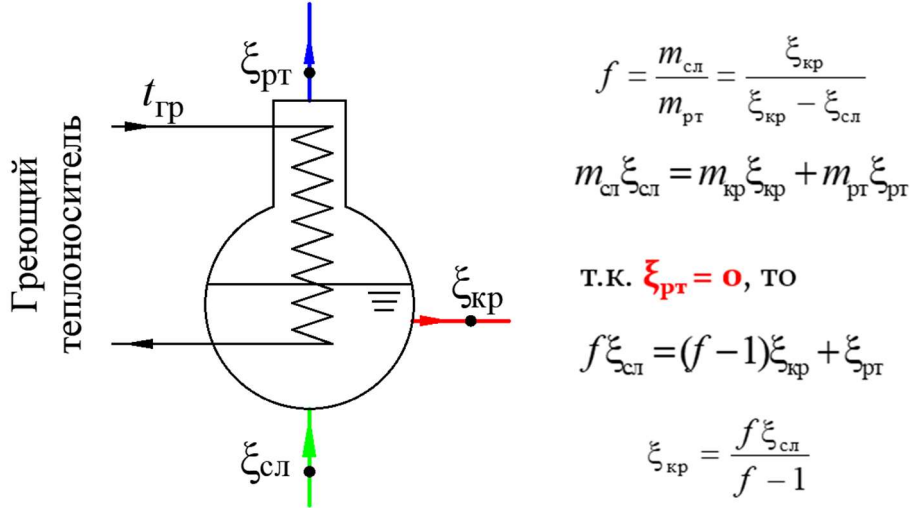


Рисунок 3.2 – Материальный баланс генератора пара в МЦР (LiBr + H₂O)

Рассчитанная таким образом концентрация крепкого раствора является теоретической. Для получения значения действительной концентрации необходимо учитывать явление недовыпаривания раствора в генераторе пара:

$$\xi_{кр} = \xi_{кр,т} - \Delta \xi_{гп}. \quad (3.80)$$

Интервал дегазации в цикле с бромистолитиевым раствором:

$$\Delta \xi = \xi_{сл} - \xi_{кр}. \quad (3.81)$$

Тогда теоретическая удельная тепловая нагрузка генератора пара, кДж/кг:

$$q_1 = q_{гп}^{теор} = (h_1 - h_4) + (f - 1)(h_5 - h_4) = h_1 + f(h_5 - h_4) - h_5. \quad (3.82)$$

Теоретическая удельная тепловая нагрузка абсорбера, кДж/кг:

$$q_2 = q_{аб}^{теор} = (h_2 - h_3) + (f - 1)(h_6 - h_3) = h_2 + f(h_6 - h_3) - h_6. \quad (3.83)$$

При оценке необратимых потерь учитываются действительные значения, по аналогии с изложенной выше методикой термодинамического анализа для МЦР (NH₃ + H₂O). Расчет давлений и температур в расчетных точках, определение удельных характеристик цикла и прочих параметров аналогичны приведенным в методике термодинамического анализа МЦР (NH₃ + H₂O).

3.3.2. Схема с регенерацией теплоты растворов

На рисунке 2.17 приведена схема и расположение расчетных точек МЦР (LiBr + H₂O) с регенерацией теплоты растворов. Расчет схемы выполняется аналогично МЦР (NH₃ + H₂O) и начинается с «холодного конца» РТО-Р [29], который в случае с бромистолитиевым раствором характеризуется потоками слабого раствора до и крепкого раствора после РТО-Р. Температура крепкого раствора:

$$t_7 = t_4 + \Delta t_{\text{рто-р}}, \quad (3.84)$$

где: $\Delta t_{\text{рто-р}}$ – конечная разность температур в РТО-Р, °С.

Наличие РТО-Р вызывает дополнительные потери давления в гидравлическом контуре ($\Delta p_{\text{рто-р}}$). В таком случае давление после теплообменника по контуру слабого и крепкого растворов, кПа, определяется по выражению:

$$p_5 = p_4 - \Delta p_{\text{рто-р}}; \quad (3.85)$$

$$p_7 = p_6 - \Delta p_{\text{рто-р}}. \quad (3.86)$$

Удельный тепловой поток РТО-Р, кДж/кг:

$$q_{\text{рто-р}} = (f - 1) \cdot (h_6 - h_7) = f \cdot (h_5 - h_4). \quad (3.87)$$

Энтальпия крепкого раствора после РТО-Р, кДж/кг:

$$h_5 = h_4 + \frac{f - 1}{f} \cdot (h_6 - h_7). \quad (3.88)$$

На значение h_5 незначительное влияние также оказывает состояние слабого раствора после сжатия насосом.

3.4. Разработка методики эксергетического анализа МЦР

3.4.1. Общая концепция

Эксергия рассматривается как максимально возможная полезная работа (работоспособность), которая может быть произведена веществом при его переходе в состояние термодинамического равновесия с окружающей средой вследствие обратимого процесса. При этом подразумевается не только механическое (давление) и термическое (температура) равновесие, но и

химическое – с компонентами (веществами) в окружающей среде. В этом состоянии система больше не способна произвести работу (следовательно, эксергия равна нулю).

Первые две составляющие представляют собой физическую (или термомеханическую) эксергию, под которой подразумевается максимальное количество работы, получаемой при переходе системы или вещества в состояние механического и термического равновесия с окружающей средой в обратимом процессе. В зарубежных работах такое состояние равновесия называют «dead state» или же «reference state». Стоит отметить, что даже в случае термомеханического равновесия системы с окружающей средой работа может быть получена в том случае, если рабочее вещество (или смесь рабочих веществ) системы не находится в состоянии химического равновесия с компонентами (веществами) окружающей среды. В этой связи вводится понятие полной (или термохимической) эксергии, то есть работы, которая может быть получена вследствие перехода рабочего тела в состояние термического, механического и химического равновесия с окружающей средой. Данное состояние называют полным или термохимическим равновесием («restricted dead state»). Определение данного состояния целесообразно в случае анализа системы в герметичной системе. Для неограниченного состояния равновесия («unrestricted dead state») дополнительно характерно также химическое равновесие [146].

Следовательно, эксергия зависит не только от системы, но еще и от окружающей среды. Окружающая среда является пределом энергетических преобразований, к которым стремится система. Так как атмосфера Земли не является изолированной и также подвержена влиянию внешних факторов (например, солнечному излучению), то для окружающей среды также свойственны изменения температуры, давления и химического состава в том или ином объеме. Следовательно, эксергия изменяется вместе с изменением параметров окружающей среды. В работе [147] проанализировано влияние параметров окружающей среды на эксергию водяного пара. Обнаружено, что влияние давления на эксергию ничтожно мало, в то время как колебания температуры оказывают

существенное влияние на результаты. Например, для цикла Ренкина на водяном паре изменение температуры окружающей среды на 15°C вызывает изменение физической эксергии на 4-20% в зависимости от состояния пара. В работе [148] отмечается, что для рабочих веществ, которые при атмосферном давлении (101,325 кПа) и температуре (принято 25°C) находятся в жидком состоянии, с достаточной степенью точности энтропия и энтальпия в состоянии равновесия могут быть определены как для жидкости в состоянии насыщения при температуре окружающей среды. С другой стороны, в некоторых случаях определяющим параметром может выступать давление. В работе [149] при эксергетическом анализе дизельных двигателей для оценки состояния равновесия использовались только значения давления окружающей среды, так как дизельные двигатели (так же, как и турбины) для производства работы используют процесс расширения.

Вопрос определения химического равновесия («*unrestricted dead state*») более сложен и может меняться в зависимости от анализируемых процессов и веществ (а также их наличия и отсутствия в окружающей среде). В некоторых случаях окружающая среда является функцией процесса и исследуемых веществ, так как ее параметры, равно как и состав, могут изменяться и выбираться отдельно. В частности, такой подход применим при эксергетическом анализе процессов, в которых имеют место преобразования распространенных в атмосфере веществ (углекислый газ, водяной пар, кислород, азот и прочие вещества) [150]. В тех случаях, когда преобразования веществ, которые содержатся в атмосфере, отсутствуют, такой подход неприменим. В работах Шаргута и других авторов [151, 152] в качестве окружающей среды принята эталонная среда с фиксированным составом и параметрами (хотя это состояние может не совпадать с состоянием окружающей среды, принятой для анализа конкретной системы). Концентрация каждого анализируемого компонента сопоставляется с его же концентрацией в окружающей среде и производится расчет стандартной (эталонной) эксергии вещества. Наиболее распространенные соединения имеют нулевую эксергию, а редкие вещества имеют положительную эксергию, значения которой возрастают в зависимости от редкости вещества, таким образом определяя экономическую

ценность того или иного вещества. Существуют и другие способы определения состояния химического равновесия, которые более подробно раскрыты в специальной литературе и научных работах [153-155].

Известны и другие составляющие эксергии – потенциальная, кинетическая, ядерная и прочие. Кинетическая и потенциальная эксергия энергопреобразующих систем равны нулю, так как данные системы находятся преимущественно в поле действия земного притяжения и неподвижны относительно поверхности Земли [52]. Прочие составляющие эксергии не учитываются. Соответственно, для теплоэнергетических установок наиболее используемыми считаются физическая и химическая эксергия, которые и будут далее рассмотрены более подробно.

3.4.2. Физическая эксергия

Удельная эксергия j -го потока рабочего тела, кДж/кг, может быть выражена как сумма удельной физической и химической эксергии [52]:

$$e_j = e_j^{ph} + e_j^{ch}, \quad (3.89)$$

где: e_j^{ph} – удельная физическая эксергия потока рабочего тела, кДж/кг; e_j^{ch} – удельная химическая эксергия потока рабочего тела, кДж/кг.

Удельная физическая эксергия потока рабочего тела, кДж/кг [146, 157]:

$$e_j^{ph} = h_j - h_{j,0} - T_0(s_j - s_{j,0}), \quad (3.90)$$

где: h_j , s_j – удельная энтальпия, кДж/кг, и энтропия, кДж/(кг·К), j -го рабочего потока при расчетных параметрах в системе (в соответствующей точке); $h_{j,0}$, $s_{j,0}$ – удельная энтальпия и энтропия рабочего потока в состоянии равновесия с окружающей средой; T_0 – температура окружающей среды, К.

Как уже отмечалось, вопрос влияния окружающей среды на работу установок очень важен. Чаще всего при эксергетическом анализе теплотехнических установок температуру окружающей среды принимают равной 0-25°C, в то время как давление 101,325 кПа [17]. В целом считается, что точка отсчета должна быть выбрана таким образом, чтобы минимальное значение эксергии потока рабочего тела в цикле было немного выше 0 (нуля) [156]. Если при расчете физической

эксергии значения получились отрицательными, то в качестве точки отсчета (точки равновесия) необходимо выбрать более девальвированное состояние рабочего тела либо более девальвированное вещество.

Физическая эксергия отражает механическое и термическое равновесие рабочего тела с окружающей средой. При этом различные рабочие вещества при атмосферном давлении могут находиться в различных агрегатных состояниях (аммиак – в газообразном, вода – в жидком). В то же время большая часть как теплоэнергетических, так и холодильных установок функционируют как закрытые системы, которые не обмениваются веществом с окружающей средой, поэтому давление окружающей среды не оказывает существенного влияния на осуществление рабочих процессов и может не учитываться при определении параметров равновесия [157]. По этой причине состояние равновесия того или иного рабочего вещества с достаточной степенью точности может быть определено как насыщенная жидкость или насыщенный пар при температуре окружающей среды T_0 , что уже упоминалось ранее [148]. Если рабочее тело при параметрах окружающей среды (условно $t_0 = 0-25^\circ\text{C}$ и $p_0 = 101,325$ кПа) находится в жидком состоянии (например, вода), то состояние равновесия принимается как насыщенная жидкость. Если же нормальная температура кипения вещества при атмосферном давлении ниже, чем принятая температура окружающей среды (например, аммиак), то состояние равновесия может быть принято, как для насыщенного пара при t_0 . Более подробно вопрос выбора точек отсчета для различных веществ рассмотрен в [157]. При эксергетическом анализе важнейшую играет роль именно разность величин эксергии, а не их абсолютные значения.

В настоящем эксергетическом анализе при определении параметров рабочего тела в точке термомеханического равновесия с окружающей средой для воды и водного раствора бромида лития принимается состояние насыщенной жидкости при t_0 , для водоаммиачного раствора и некоторых органических рабочих тел – насыщенного пара при t_0 .

3.4.3. Химическая эксергия

Вопрос определения химической эксергии рабочего тела более сложен. В общем случае химическая эксергия включает в себя две составляющие – реакцию и концентрационную. Реакционная составляющая эксергии получается в результате проведения реакции девальвации, продуктами которой служат выбранные вещества отсчета. Концентрационная составляющая эксергии получается в результате изменения концентрации веществ отсчета до их концентрации в окружающей среде [158]. В том случае, когда разделение раствора производится в установке с замкнутым циклом (например, АПТ), химическая эксергия может быть принята равной нулю [158]. Такое изменение уровня начала отсчета эксергии не скажется на результатах расчета. В более современных работах нет единого мнения по вопросу расчета химической эксергии растворов в АПТ – встречаются как работы с учетом химической эксергии рабочих потоков [159, 160], так и без учета последней [161, 162]. Однако даже в случае расчета химической эксергии можно отметить несколько путей определения данной величины. В исследовании [159] при определении химической эксергии помимо концентрации дополнительно учитывается удельная работа смешения. В таком случае удельная химическая эксергия раствора (смеси) для j -го потока:

$$e_j^{ch} = \xi_j \cdot e_{рт}^{0, ch} + (1 - \xi_j) \cdot e_{абс}^{0, ch} + I_{\xi_j}^{см}, \quad (3.91)$$

где: ξ_j – концентрация рабочего потока, кг/кг; $e_{рт}^{0, ch}$, $e_{абс}^{0, ch}$ – стандартная химическая эксергия чистого рабочего тела ($\xi = 1$) и абсорбента ($\xi = 0$), кДж/кмоль; $I_{\xi_j}^{см}$ – удельная работа смешения (разделения), кДж/кг.

Удельная работа смешения (разделения), кДж/кг, представляет собой работу, требуемую для процесса смешения (разделения) двух чистых компонентов раствора и получения смеси с концентрацией ξ_j :

$$I_{\xi_j}^{см} = [h_{j,0} - \xi_j \cdot h_{рт,0} - (1 - \xi_j) \cdot h_{абс,0}] - T_0 \cdot [s_{j,0} - \xi_j \cdot s_{рт,0} - (1 - \xi_j) \cdot s_{абс,0}], \quad (3.92)$$

где: $h_{рт,0}$, $s_{рт,0}$ – удельная энтальпия, кДж/кг, и энтропия, кДж/(кг·К), чистого рабочего тела; $h_{абс,0}$, $s_{абс,0}$ – удельная энтальпия, кДж/кг, и энтропия, кДж/(кг·К), чистого абсорбента.

В случае с водоаммиачным раствором в качестве компонентов раствора выступают аммиак (рабочее тело) и вода (абсорбент). Известно несколько подходов к определению стандартной химической эксергии индивидуальных (чистых) веществ [163, 164]. В соответствии с [165] стандартная химическая эксергия чистой воды и аммиака:

$$e_{\text{рт}}^{0.ch} = e_{\text{NH}_3}^{0.ch} = 336\,684 \text{ кДж/кмоль}; \quad (3.93)$$

$$e_{\text{абс}}^{0.ch} = e_{\text{H}_2\text{O}}^{0.ch} = 45 \text{ кДж/кмоль}. \quad (3.94)$$

При отклонении температуры окружающей среды от расчетного значения стандартная химическая эксергия чистого компонента должна быть пересчитана с учетом поправочных коэффициентов. В работе [165] приводится методология расчета точки равновесия с окружающей средой и химической эксергии для чистых веществ. В работе [160] приводится способ для определения химической эксергии веществ, претерпевающих преобразования в закрытых системах:

$$e_j^{ch} = \frac{e_{\text{рт}}^{0.ch}}{M_{\text{рт}}} \xi_j + \frac{e_{\text{абс}}^{0.ch}}{M_{\text{абс}}} (1 - \xi_j), \quad (3.95)$$

где: $M_{\text{рт}}$, $M_{\text{абс}}$ – молярная масса рабочего тела и абсорбента (молярная масса аммиака $M_{\text{NH}_3} = 17,031 \text{ кг/кмоль}$, воды $M_{\text{H}_2\text{O}} = 18,01 \text{ кг/кмоль}$).

Для водоаммиачного раствора:

$$e_j^{ch} = \frac{e_{\text{NH}_3}^{0.ch}}{M_{\text{NH}_3}} \xi_j + \frac{e_{\text{H}_2\text{O}}^{0.ch}}{M_{\text{H}_2\text{O}}} (1 - \xi_j). \quad (3.96)$$

В случае с водным раствором бромида лития также имеется несколько методик оценки химической эксергии. В работе [166] производится анализ и сравнение методик по определению физической и химической эксергии водного раствора бромида лития, а также сравнение результатов. Расчет эксергии водного раствора бромида лития, как и в случае с водоаммиачным раствором выполняется на базе методики, представленной в работах Я. Шаргута [164, 167]. Молярная масса бромида лития $M_{\text{LiBr}} = 86,85 \text{ кг/кмоль}$, воды $M_{\text{H}_2\text{O}} = 18,01 \text{ кг/кмоль}$. Молярная ψ и массовая ξ концентрации связаны выражением [52]:

$$\psi_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{(1 - \xi_{\text{LiBr}}) \cdot M_{\text{LiBr}}}{(1 - \xi_{\text{LiBr}}) \cdot M_{\text{LiBr}} + \xi_{\text{LiBr}} \cdot M_{\text{H}_2\text{O}}}; \quad (3.97)$$

$$\psi_{\text{LiBr}} = 1 - y_{\text{H}_2\text{O}}, \quad (3.98)$$

где: ξ_{LiBr} – концентрация раствора (по бромиду лития), кг/кг.

Молярная масса раствора [166]:

$$M_{\text{LiBr}+\text{H}_2\text{O}} = \psi_{\text{H}_2\text{O}} \cdot M_{\text{H}_2\text{O}} + \psi_{\text{LiBr}} \cdot M_{\text{LiBr}}. \quad (3.99)$$

Моляльность (количество растворенного вещества по отношению к заданной массе растворителя), моль/кг растворителя [166]:

$$m = \frac{\xi_{\text{LiBr}}}{(1 - \xi_{\text{LiBr}}) \cdot M_{\text{LiBr}}} = \frac{\psi_{\text{LiBr}}}{(1 - \psi_{\text{LiBr}}) \cdot M_{\text{H}_2\text{O}}}. \quad (3.100)$$

Осмотический коэффициент, характеризующий отклонение растворителя от идеального поведения, согласно закону Рауля:

$$\varphi = 1 + \sum_{i=1}^6 a_i \cdot m^{i/2} + \frac{p}{2 \cdot \nu} \cdot \sum_{i=1}^2 i \cdot b_i \cdot m^{i/2}, \quad (3.101)$$

где: a – активность вещества; p – давление, кПа.

Активностью называют такую концентрацию вещества в растворе, при которой свойства данного раствора могут быть описаны теми же уравнениями, что и свойства идеального раствора. Коэффициент активности воды $a_{\text{H}_2\text{O}}$:

$$\ln(a_{\text{H}_2\text{O}}) = -\varphi \cdot \nu \cdot m \cdot M_{\text{H}_2\text{O}}. \quad (3.102)$$

Коэффициент активности бромида лития a_{LiBr} может быть определен исходя из активности воды по уравнению Гиббса-Дюгема, которое описывает взаимосвязь между изменениями химического потенциала компонентов в системе [168, 169]:

$$\int_1^2 d(\ln(a_{\text{LiBr}})) = - \int_1^2 \frac{\psi_{\text{H}_2\text{O}}}{\psi_{\text{LiBr}}} d(\ln(a_{\text{H}_2\text{O}})). \quad (3.103)$$

Предел интегрирования 1 характеризует общее рабочее состояние y_{LiBr} , в то время как предел 2 – насыщенное состояние, соответствующее максимальной растворимости $y_{\text{LiBr.насыщ}}$. Данное состояние соответствует равновесию раствора и чистого бромида лития, в таком случае для состояния 2 $a_{\text{LiBr}} = 1$. В таком случае:

$$\ln(a_{\text{LiBr}}) = -\nu \cdot \left[\ln(m) + \sum_{i=1}^6 \frac{(i+2)}{i} \cdot \left(a_i + i \frac{p \cdot b_i}{2\nu} \right) \cdot (m)^{i/2} \right]_{\psi_{\text{LiBr}}}^{\psi_{\text{LiBr.насыщ}}}, \quad (3.104)$$

где: ν – степень диссоциации молекул (для LiBr $\nu = 2$); $\psi_{\text{LiBr.насыщ}}$ – состояние насыщения, характеризуемое наивысшей растворимостью; ψ_{LiBr} – рассматриваемое состояние раствора.

Члены уравнений a и b определяются согласно уравнениям [166]:

$$a_i = \sum_{j=0}^2 a_{ij} \cdot T^{-j}; \quad (3.105)$$

$$b_i = \sum_{j=0}^2 b_{ij} \cdot T^{-j}. \quad (3.106)$$

Химическая эксергия неидеальных растворов (которым является водный раствор бромида лития) определяется как функция активности и стандартной эксергии чистых компонентов:

$$e^{ch} = (1 / M_{\text{раств}}) \cdot \left[\sum_{i=1}^n \psi_i \cdot e_i^{0, ch} + R \cdot T_0 \cdot \sum_{i=1}^n \ln(a_i) \right]. \quad (3.107)$$

В случае с водным раствором бромида лития:

$$e^{ch} = \left(\frac{1}{M_p} \right) \cdot [\psi_{\text{H}_2\text{O}} \cdot e_{\text{H}_2\text{O}}^{0, ch} + \psi_{\text{LiBr}} \cdot e_{\text{LiBr}}^{0, ch} + R \cdot T_0 \cdot (\psi_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \ln(a_{\text{H}_2\text{O}}) + \psi_{\text{LiBr}} \cdot \ln(a_{\text{LiBr}}))]. \quad (3.108)$$

Исходя их выражения видно, что химическая эксергия включает два слагаемых – химическую эксергию чистых компонентов и деструкцию эксергии в процессе растворения. Стандартная химическая эксергия чистых компонентов:

$$e_k^{ch} = \left(\frac{1}{M_{\text{LiBr}+\text{H}_2\text{O}}} \right) \cdot [\psi_{\text{H}_2\text{O}} \cdot e_{\text{H}_2\text{O}}^{0, ch} + \psi_{\text{LiBr}} \cdot e_{\text{LiBr}}^{0, ch}]. \quad (3.109)$$

Деструкция эксергии в процессе растворения:

$$e_p^{ch} = \left(\frac{R \cdot T_0}{M_{\text{LiBr}+\text{H}_2\text{O}}} \right) \cdot [\psi_{\text{H}_2\text{O}} \cdot e_{\text{H}_2\text{O}}^{0, ch} + \psi_{\text{LiBr}} \cdot e_{\text{LiBr}}^{0, ch}]. \quad (3.110)$$

Стандартная химическая эксергия чистых компонентов абсорбента [170]:

$$e_{\text{Li}}^{0, ch} = 393 \text{ кДж/кмоль}; \quad (3.111)$$

$$e_{\text{Br}_2}^{0, ch} = 101,2 \text{ кДж/кмоль}. \quad (3.112)$$

Итого для бромида лития по итогам расчетов в работе [171]:

$$e_{\text{LiBr}}^{0, ch} = 101,6 \text{ кДж/кмоль}. \quad (3.113)$$

На рисунке 3.3 схематически представлена методология для определения химической эксергии раствора на примере бромида лития.

Так как в МЦР рабочие процессы характеризуются тремя уровнями концентрации рабочих потоков (крепкий и слабый раствор, рабочее тело), то значения химической и физической эксергии потока рабочего тела должны быть

определены для трех различных концентраций с учетом определения трех точек равновесия с окружающей средой.

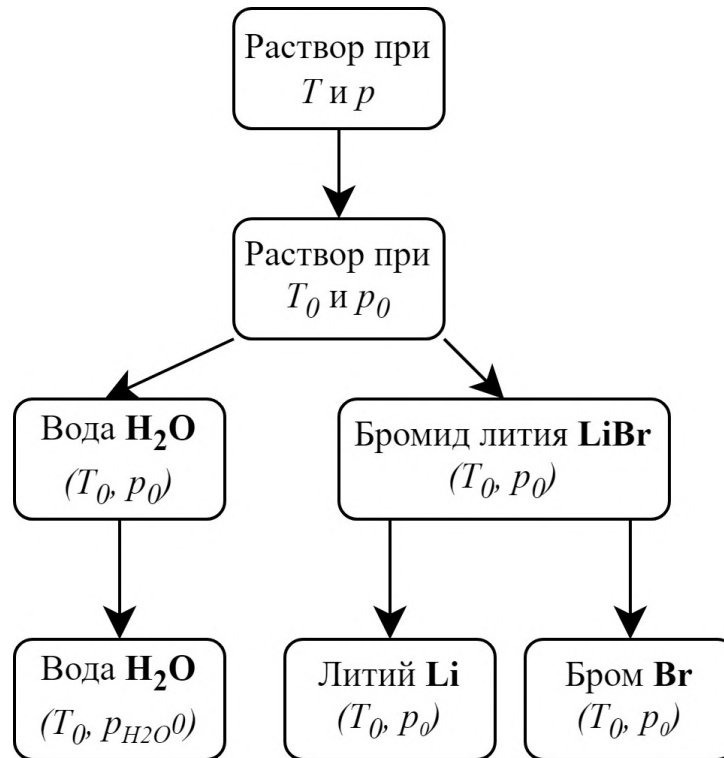


Рисунок 3.3 – Методология определения химической эксергии раствора в точке равновесия с окружающей средой

Абсолютное значение эксергии представляет собой произведение массового расхода рабочего тела через k -й элемент и удельной эксергии j -го рабочего потока:

$$E_j = e_j \cdot m_k = e_j^{ph} \cdot m_k + e_j^{ch} \cdot m_k. \quad (3.114)$$

В настоящем исследовании химическая эксергия раствора определяется посредством изложенных выше методик, но при расчете эксергетических характеристик не учитывается для удобства сравнения значений эксергии с циклом Ренкина (так как значения химической эксергии обычно во много раз выше, чем значения физической эксергии). Как уже отмечалось, исключение химической эксергии при анализе закрытых систем не оказывает влияния на результаты [158].

3.4.4. Методика эксергетического анализа МЦР

Первоочередной задачей при эксергетическом анализе является определение эксергии входящих и выходящих потоков рабочего тела для каждого элемента установки.

Потери эксергии (деструкция эксергии) могут быть определены на основании эксергетического баланса k -го элемента:

$$\Pi_k = [(E_{\text{вх.}k} + E_{\text{вх.}Q.k}) - E_{\text{вых.}k}] - L_k, \quad (3.115)$$

где: $E_{\text{вх.}k}$ – эксергия входящего в элемент потока рабочего тела (или их сумма), кВт; $E_{\text{вх.}Q.k}$ – эксергия потока теплоты, кВт; $E_{\text{вых.}k}$ – эксергия выходящего из элемента потока рабочего тела (или их сумма), кВт; L_k – полезная работа, производимая аппаратом и отдаваемая потребителю, кВт.

Эксергия потока теплоты:

$$E_{\text{вх.}Q.k} = Q_k \cdot \theta_k = Q_k \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right), \quad (3.116)$$

где: θ_k – температурный фактор Карно (эксергетическая температурная функция); T_k – температурный уровень теплового потока в k -ом элементе, К.

Если рассматриваемый аппарат (элемент) производит полезную работу, то по уравнению (3.142) L_k берется со знаком «−» (минус), то есть снижает потери эксергии. Таким элементом в МЦР является паровая турбина. Если для работы аппарата требуется внешняя работа (насос), то L_k берется со знаком «+» (плюс).

Потери эксергии могут быть также определены посредством уравнения Гюи-Стодолы по приращению энтропии $S_{\text{пр.}k}$ в рассматриваемом элементе:

$$\Pi_k = T_0 \cdot S_{\text{пр.}k} = T_0 \cdot m_k \cdot \Delta s_k. \quad (3.117)$$

Оценка степени необратимости реальных процессов и циклов характеризуется эксергетическим КПД:

$$\eta_{\text{экс}} = \frac{E_{\text{вых}}}{E_{\text{вх}}}. \quad (3.118)$$

Ниже приведен поэлементный эксергетический анализ МЦР более подробно. Эксергетический анализ цикла в соответствии с методиками [146, 157] приведен ниже. При эксергетическом анализе МЦР необходимо учитывать массовые расходы потоков, поэтому расчет необходимо вести с использованием абсолютных значений эксергии E . На рисунке 3.4 представлены рабочие потоки, а также работа основных элементов. Точки пронумерованы исходя из схемы МЦР с регенерацией теплоты растворов.

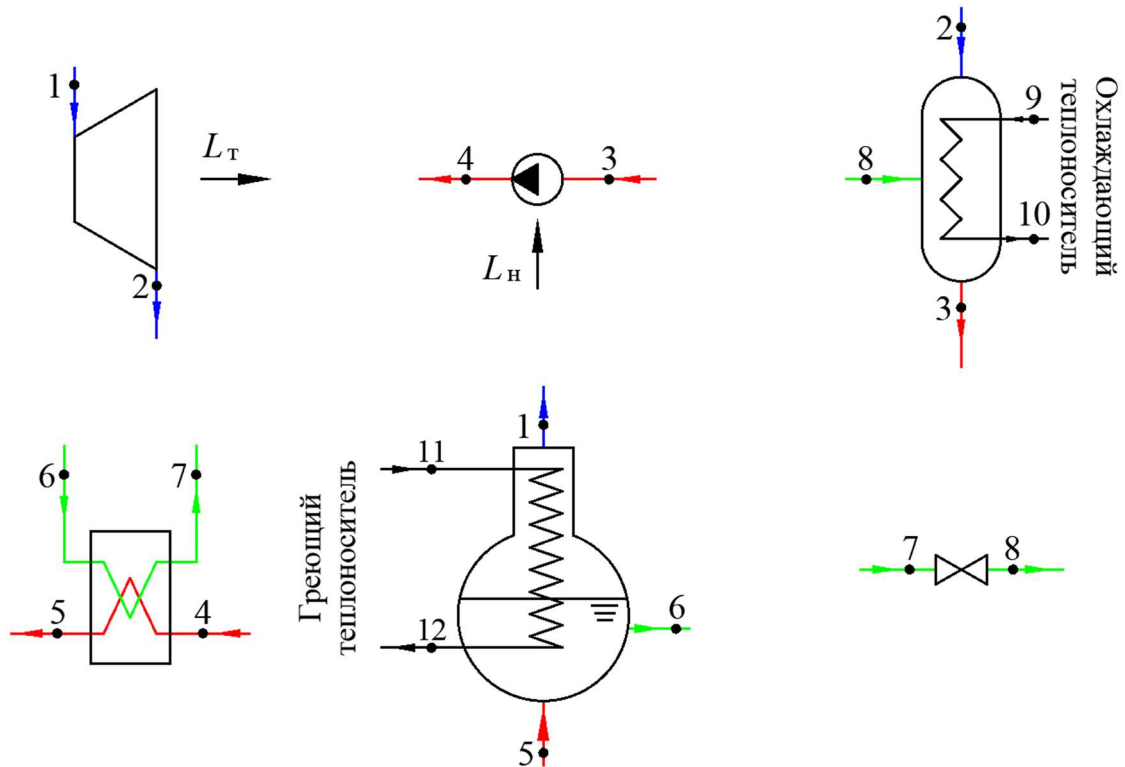


Рисунок 3.4 – Рабочие потоки основных элементов МЦР

Ниже приведен анализ отдельных элементов.

1. Паровая турбина (Т). Для турбины характерны рабочие потоки:

$$E_{\text{вх}}^T = E_1; \quad (3.119)$$

$$E_{\text{вых}}^T = E_2. \quad (3.120)$$

Для выходного потока рабочего тела принимаются параметры пара в конце действительного расширения (в точке 2д).

Потеря эксергии в турбине (с учетом полезной работы):

$$\Pi_T = E_{\text{вх}}^T - E_{\text{вых}}^T - L = E_1 - E_2 - L_T. \quad (3.121)$$

Или выражая потери эксергии через приращение энтропии:

$$\Pi_T = T_0 \cdot m_T \cdot \Delta s_T = T_0 \cdot m_{\text{пр}} \cdot (s_2 - s_1). \quad (3.122)$$

Эксергетический КПД паровой турбины:

$$\eta_{\text{экс}}^T = \frac{L}{E_{\text{вх}} - E_{\text{вых}}} = \frac{L_T}{E_1 - E_2}. \quad (3.123)$$

2. Питательный насос (Н). Для насоса характерны рабочие потоки:

$$E_{\text{вх}}^H = E_3; \quad (3.124)$$

$$E_{\text{вых}}^H = E_4. \quad (3.125)$$

Параметры выходного потока принимаются с учетом потерь (точка 4д).

Так как работа насоса характеризуется потреблением внешней работы, то потеря эксергии в насосе определяется по выражению:

$$\Pi_{\text{н}} = E_{\text{вх}}^{\text{н}} - E_{\text{вых}}^{\text{н}} + L = E_3 - E_4 + L_{\text{н}}. \quad (3.126)$$

Или:

$$\Pi_{\text{н}} = T_0 \cdot m_{\text{н}} \cdot \Delta s_{\text{н}} = T_0 \cdot m_{\text{кр}} \cdot (s_4 - s_3). \quad (3.127)$$

Эксергетический КПД питательного насоса:

$$\eta_{\text{экс}}^{\text{н}} = \frac{E_{\text{вых}}^{\text{н}} - E_{\text{вх}}^{\text{н}}}{L} = \frac{E_3 - E_4}{L_{\text{н}}}. \quad (3.128)$$

3. Дроссельное устройство (ДУ). Дроссельное устройство, применяемое в МЦР, служит для расширения рабочего тела без отдачи внешней работы, то есть для дросселирования. Такие процессы с термодинамической точки зрения считаются нежелательными. С точки зрения эксергетического анализа подобные элементы относят к диссипативным элементам, то есть рассеивающим и приводящим к невозвратным потерям эксергии. В некоторых работах [172] дроссельное устройство рассматривается совместно с абсорбером. Потери эксергии в обоих элементах суммируются. Характерные рабочие потоки:

$$E_{\text{вх}}^{\text{ду}} = E_7; \quad (3.129)$$

$$E_{\text{вых}}^{\text{ду}} = E_8. \quad (3.130)$$

Потери эксергии в дроссельном устройстве:

$$\Pi_{\text{ду}} = E_{\text{вх}}^{\text{ду}} - E_{\text{вых}}^{\text{ду}} = E_7 - E_8. \quad (3.131)$$

Или:

$$\Pi_{\text{ду}} = T_0 \cdot m_{\text{ду}} \cdot \Delta s_{\text{ду}} = T_0 \cdot m_{\text{сл}} \cdot (s_8 - s_7). \quad (3.132)$$

Эксергетический КПД дроссельного устройства:

$$\eta_{\text{экс}}^{\text{ду}} = \frac{E_{\text{вх}}^{\text{ду}}}{E_{\text{вых}}^{\text{ду}}} = \frac{E_7}{E_8}. \quad (3.133)$$

4. Регенеративный теплообменник растворов (РТО-Р). Теплообменник характеризуется двумя входящими и двумя выходящими потоками рабочего тела:

$$E_{\text{вх}}^{\text{рто-р}} = E_4 + E_6; \quad (3.134)$$

$$E_{\text{вых}}^{\text{рто-р}} = E_5 + E_7. \quad (3.135)$$

Для потока крепкого раствора, входящего в теплообменник, принимаются действительные параметры после сжатия в насосе (точка 4д).

Потеря эксергии в теплообменнике:

$$\Pi_{\text{рто-р}} = E_{\text{вх}}^{\text{рто-р}} - E_{\text{вых}}^{\text{рто-р}} = (E_4 + E_6) - (E_5 + E_7). \quad (3.136)$$

Или:

$$\Pi_{\text{рто-р}} = T_0 \cdot [m_{\text{кр}} \cdot (s_5 - s_4) - m_{\text{сл}} \cdot (s_6 - s_7)]. \quad (3.137)$$

Эксергетический КПД теплообменника определяется как отношение прироста эксергии $\Delta E_{\text{нагр}}^{\text{рто-р}}$ нагреваемого рабочего потока (крепкого раствора) к уменьшению эксергии $\Delta E_{\text{охл}}^{\text{рто-р}}$ охлаждаемого рабочего потока (слабого раствора):

$$\eta_{\text{экс}}^{\text{рто-р}} = \frac{\Delta E_{\text{нагр}}^{\text{рто-р}}}{\Delta E_{\text{охл}}^{\text{рто-р}}} = \frac{E_5 - E_4}{E_6 - E_7}. \quad (3.138)$$

5. Генератор пара (ГП). Эксергия входящих и выходящих потоков может быть определена либо посредством эксергии потока теплоты, либо за счет учета потоков греющего теплоносителя. В настоящем анализе будет использован последний вариант. В таком случае для генератора пара:

$$E_{\text{вх}}^{\text{ГП}} = E_5 + E_{11}; \quad (3.139)$$

$$E_{\text{вых}}^{\text{ГП}} = E_1 + E_6 + E_{12}. \quad (3.140)$$

Потеря эксергии в генераторе пара:

$$\Pi_{\text{ГП}} = E_{\text{вх}}^{\text{ГП}} - E_{\text{вых}}^{\text{ГП}} = (E_5 + E_{11}) - (E_1 + E_6 + E_{12}). \quad (3.141)$$

Эксергетический КПД генератора пара определяется отношением потери эксергии контура растворов $\Delta E_{\text{р}}^{\text{ГП}}$ к потере эксергии контура теплоносителя $\Delta E_{\text{тн}}^{\text{ГП}}$:

$$\eta_{\text{экс}}^{\text{ГП}} = \frac{\Delta E_{\text{р}}^{\text{ГП}}}{\Delta E_{\text{тн}}^{\text{ГП}}} = \frac{E_1 + E_6 - E_5}{E_{11} - E_{12}}. \quad (3.142)$$

6. Абсорбер (АБ). В эксергетическом анализе АПТ [157, 173] потеря эксергии определяется аналогично приведенному выше выражению для генератора пара, но с учетом направлений рабочих потоков (2 входящих и 1 выходящий). В случае с МЦР абсорбер должен рассматриваться как конденсатор ПТУ, то есть как диссипативный элемент, основная задача которого – отвод в окружающую среду потока теплоты, температура которого близка к температуре окружающей среды, а

эксергия близка к нулю. В таком случае определение степени необратимости (эксергетического КПД) абсорбера не имеет смысла. Рабочие потоки абсорбера:

$$E_{\text{вх}}^{\text{аб}} = E_2 + E_8; \quad (3.143)$$

$$E_{\text{вых}}^{\text{аб}} = E_3. \quad (3.144)$$

Для расчета E_2 используются действительные параметры пара (точка 2д).

Потеря эксергии в абсорбере:

$$\Pi_{\text{аб}} = E_{\text{вх}}^{\text{аб}} - E_{\text{вых}}^{\text{аб}} = E_2 + E_8 - E_3. \quad (3.145)$$

7. Система в целом (МЦР). При анализе системы в целом используют понятия превратимой части энергии на входе $\Delta E_{\text{вх}}^{\text{мцр}}$ и на выходе $\Delta E_{\text{вых}}^{\text{мцр}}$ из системы:

$$E_{\text{вх}}^{\text{мцр}} = W_{\text{т}}; \quad (3.146)$$

$$E_{\text{вых}}^{\text{мцр}} = (E_{11} - E_{12}) + W_{\text{н}}. \quad (3.147)$$

Эксергетический баланс системы выглядит следующим образом:

$$E_{\text{вх}}^{\text{мцр}} = E_{\text{вых}}^{\text{мцр}} + \Pi_{\text{мцр}}. \quad (3.148)$$

Суммарная потеря эксергии в системе:

$$\Pi_{\text{мцр}} = \sum \Pi_k = \Pi_{\text{т}} + \Pi_{\text{н}} + \Pi_{\text{ду}} + \Pi_{\text{рто-р}} + \Pi_{\text{гп}} + \Pi_{\text{аб}}. \quad (3.149)$$

На основании имеющихся данных также определяется доля потери эксергии в k -ом элементе к общей потере эксергии в системе ($\Pi_k / \sum \Pi_k$). Коэффициент эксергетических потерь элемента системы, характеризующий отношение эксергетических потерь в элементе к превратимой энергии на входе в установку:

$$k_{\text{э},k} = \Pi_k / E_{\text{вх}}^{\text{мцр}}. \quad (3.150)$$

Полный коэффициент эксергетических потерь системы:

$$k_{\text{э},\text{мцр}} = \frac{\Pi_{\text{мцр}}}{E_{\text{вх}}^{\text{мцр}}} = \sum k_{\text{э},k}. \quad (3.151)$$

Эксергетический КПД системы:

$$\eta_{\text{экс}}^{\text{мцр}} = \frac{E_{\text{вых}}^{\text{мцр}}}{E_{\text{вх}}^{\text{мцр}}} = 1 - k_{\text{э},\text{мцр}}. \quad (3.152)$$

Для большей наглядности результаты эксергетического анализа представлены в виде диаграммы эксергетических потоков. В приложении А приведены результаты термодинамического и эксергетического анализа циклов.

3.5. Выводы по третьей главе

1. Изложены основные подходы при разработке методики термодинамического анализа МЦР, в частности, определение рабочих давлений и концентраций.

2. Разработана методика термодинамического анализа модернизированного цикла для водоаммиачного и бромистолитиевого раствора, базирующаяся на материальном балансе термохимического насоса.

3. Разработаны методики термодинамического анализа схемных решений, применяемых с целью совершенствования энергетических и эксплуатационных характеристик МЦР.

4. Разработана методика эксергетического анализа модернизированного цикла для водоаммиачного и бромистолитиевого раствора, базирующаяся на термодинамическом анализе и учитывающая необходимость расчета точек термодинамического равновесия для рабочего тела при трех различных концентрациях, а также особенности определения эксергетической эффективности абсорбера.

Глава 4. ПАРАМЕТРИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МОДЕРНИЗИРОВАННОГО ЦИКЛА РЕНКИНА

4.1. Исходные данные для проведения параметрического анализа

На основании разработанных методик термодинамического и эксергетического анализа выполнен параметрический анализ и сравнение основных характеристик МЦР с конкурирующими технологиями (ТЦР и ОЦР). Исходные данные приняты в соответствии с условиями работы, характерными для паротурбинных установок малой мощности, обеспечивающим выработку электрической энергии посредством утилизации сбросной теплоты технологических и энергетических установок. В диапазоне $t_1 = 200-300^\circ\text{C}$ анализ произведен для ТЦР и МЦР ($\text{LiBr} + \text{H}_2\text{O}$), в диапазоне $t_1 = 100-200^\circ\text{C}$ – для МЦР ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$) и ОЦР. Рабочее тело ОЦР в базовом варианте расчета – R141b.

Температура греющего теплоносителя $t_{\text{гр}}$ принята в диапазоне $115-315^\circ\text{C}$ с целью обеспечения t_1 при конечной разности температур между греющим теплоносителем и рабочим телом в пароперегревателе $\Delta t_{\text{пп}} = 15^\circ\text{C}$. Для базового варианта расчета принято $t_{\text{гр}} = 215^\circ\text{C}$ ($t_1 = 200^\circ\text{C}$). Значение $t_{\text{гр}}$ характеризует температуру теплоносителя на входе в генератор пара или котел-утилизатор.

Температура охлаждающего теплоносителя $t_{\text{охл}}$ зависит от географического местоположения, времени года и типа системы охлаждения. Принята обратная система водоснабжения с поверхностным водяным теплообменным аппаратом (абсорбером или конденсатором) и сухой вентиляторной градирней, получившая распространение в связи с ростом стоимости водных ресурсов и ужесточением законодательства в части природопользования. Для базового варианта расчета принято значение $t_{\text{охл}} = 20^\circ\text{C}$. С целью оценки влияния географического расположения и климатических условий на показатели цикла дополнительно был проанализирован диапазон $t_{\text{охл}} = 10-40^\circ\text{C}$. Значение $t_{\text{охл}}$ характеризует температуру охлаждающего теплоносителя на входе в абсорбер или конденсатор. Выбор $t_{\text{охл}}$ в качестве параметра для сравнения обусловлен различием в свойствах растворов и

чистых рабочих тел [53], вследствие чего при заданном значении $t_{\text{охл}}$ для различных циклов характерны различные конечные температуры пара t_2 .

Давление пара перед турбиной p_1 принято исходя из условий достижения высокой термодинамической эффективности при обеспечении приемлемого уровня влажности пара в конце действительного процесса расширения (что в меньшей степени актуально для рабочих веществ ОЦР и в большей – для воды). Для базового варианта расчета ($t_{\text{гр}} = 215^\circ\text{C}$, $t_{\text{охл}} = 20^\circ\text{C}$) приняты следующие значения: $p_{1.\text{ТЦР}} = p_{1.\text{МЦР}(\text{LiBr}+\text{H}_2\text{O})} = 750$ кПа, $p_{1.\text{МЦР}(\text{NH}_3+\text{H}_2\text{O})} = 2000$ кПа, $p_{1.\text{ОЦР}(\text{R141b})} = 3947,9$ кПа (давление насыщения при выбранном значении t_1). Сравнение влияния p_1 на показатели различных циклов имеет смысл только в случае применения одного и того же рабочего тела, что было выполнено для ТЦР и МЦР ($\text{LiBr} + \text{H}_2\text{O}$).

Расход пара перед турбиной $m_{\text{рт}} = m_1$ в базовом варианте для всех циклов принят 1 кг/с (3600 кг/ч) с целью оценки удельной производительности единицы расхода рабочего тела при прочих равных условиях.

Особенностью МЦР является необходимость учета параметров термохимического насоса. К таким параметрам относятся интервал дегазации $\Delta\xi$, кратность циркуляции f , неполнота выпаривания (недовыпаривание) раствора в генераторе пара $\Delta\xi_{\text{гп}}$ и неполнота насыщения (недонасыщение) раствора в абсорбере $\Delta\xi_{\text{аб}}$. Кратность циркуляции f характеризуется как отношение расхода раствора, поступающего из абсорбера в генератор пара, к расходу рабочего тела, направляющегося из генератора пара в паровую турбину. По причине различий в свойствах смесей и методике определения концентраций, в МЦР ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$) определение f осуществляется по расходу крепкого раствора $m_{\text{кр}}$, в то время как в МЦР ($\text{LiBr} + \text{H}_2\text{O}$) – по расходу слабого раствора $m_{\text{сл}}$ [51, 58]. Для базового варианта расчета принято $f = 7$ для обеих циклов.

Интервал дегазации $\Delta\xi$ представляет собой разность концентраций крепкого и слабого раствора, являясь движущей силой процессов абсорбции и десорбции. При чрезмерном снижении $\Delta\xi$ интенсивность процессов массопереноса в термохимическом насосе резко снижается, поэтому данный параметр должен

поддерживаться выше минимально допустимого значения. Минимальное значение разности концентраций для водоаммиачного раствора составляет 0,05-0,06 кг/кг (5,0-6,0%) [145], для бромистолитиевого – 0,035-0,04 кг/кг (3,5-4,0%) [58, 144]. Исходя из этого приняты минимальные значения $\Delta\xi$: МЦР ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$) = 0,06 кг/кг, МЦР ($\text{LiBr} + \text{H}_2\text{O}$) = 0,04 кг/кг. В последнем случае $\Delta\xi$ является расчетным параметром, поэтому при несоблюдении условия $\Delta\xi \geq 0,04$ кг/кг должны быть скорректированы прочие параметры цикла (например, кратность циркуляции).

Недовыпаривание $\Delta\xi_{\text{гп}}$ и недонасыщение $\Delta\xi_{\text{аб}}$ раствора являются величинами, характеризующими несовершенство процессов абсорбции и десорбции, которые обусловлены конечным временем контакта, ограниченной площадью соприкосновения и зависят от свойств растворов, режима работы установки, конструкции генератора пара и абсорбера. Наличие $\Delta\xi_{\text{гп}}$ и $\Delta\xi_{\text{аб}}$ не позволяет достичь равновесности фаз и характеризует отклонение действительных процессов в термохимическом насосе от теоретических. Экспериментальные исследования АПТ с бромистолитиевым раствором показывают, что неполнота насыщения слабого раствора в абсорбере может колебаться в диапазоне 0,5-2,5%. С ростом давления в абсорбере величина $\Delta\xi_{\text{аб}}$ снижается и в некоторых случаях не превышает 0,5% (0,05 кг/кг) [144]. Недовыпаривание раствора $\Delta\xi_{\text{гп}}$ также зависит от значительного числа факторов. Для генераторов пара затопленного типа недовыпаривание $\Delta\xi_{\text{гп}}$ крепкого раствора бромида лития может составлять 2,5-3,5%, однако при работе в условиях низкого давления значение $\Delta\xi_{\text{гп}}$ увеличивается и может достигать 4,0-5,0%, что обусловлено, в первую очередь, негативным влиянием гидростатического столба жидкости на процесс десорбции [58]. На уровень $\Delta\xi_{\text{гп}}$ в генераторах затопленного типа также влияют плотность теплового потока, концентрация и температура раствора, давление пара над поверхностью раствора, схема подачи раствора в аппарат (более предпочтительной считается нижняя подача раствора). Влияние гидростатического эффекта тем меньше, чем интенсивнее происходит парообразование, поэтому рост плотности теплового потока ведет к снижению $\Delta\xi_{\text{гп}}$. Аналогичное влияние оказывает и рост давления. Одновременно с этим в генераторах пленочного типа $\Delta\xi_{\text{гп}}$ меньше, чем в

генераторах затопленного типа примерно в два раза и в среднем составляет 1,0-2,0%, что объясняется отсутствием гидростатического эффекта, а также более интенсивным тепломассопереносом при кипении раствора, происходящим по всей высоте трубного пучка аппарата [51].

Для водоаммиачного раствора характерны аналогичные зависимости, однако с учетом более высоких рабочих давлений, свойственным рабочему веществу, абсолютные значения недовыпаривания и недонасыщения в общем случае ниже, чем в случае с бромистолитиевым раствором. В частности, $\Delta\xi_{гп}$ может составлять 0,1-2,0% [144], в то время как $\Delta\xi_{аб}$ – 0,5-2,0%. В работе [54] отмечается, что влияние гидростатического эффекта для водоаммиачного раствора целесообразно учитывать при давлениях ниже 120 кПа. В обоих вариантах МЦР рассматриваются абсорберы с совмещенным тепломассопереносом [51].

Работа генератора пара в МЦР характеризуется более высоким рабочим давлением, что наряду с, как правило, более высокой тепловой нагрузкой обуславливает снижение $\Delta\xi_{гп}$ по сравнению с АПТ. По этой причине в обоих случаях принято значение $\Delta\xi_{гп} = 0,5\%$. С другой стороны, работа абсорбера в МЦР характеризуется более низким рабочим давлением по сравнению с АПТ, что обуславливает увеличение влияния гидростатического эффекта на работу аппарата и соответствующий рост $\Delta\xi_{аб}$. Исходя из этого для МЦР (LiBr + H₂O) принято значение $\Delta\xi_{аб} = 2,5\%$, в то время как для МЦР (NH₃ + H₂O) по причине более высокого давления в абсорбере принято $\Delta\xi_{аб} = 1,0\%$.

Потери давления Δp в различных элементах цикла приняты относительно значений в контуре высокого (p_1) и низкого ($p_2 = p_{аб}$) давления. Наибольшие потери давления имеют место в генераторе пара $\Delta p_{гп}$ и котле-утилизаторе $\Delta p_{ку}$ (в обоих случаях принято значение в 20% от величины p_1), а также в регенеративном теплообменнике растворов (РТО-Р) $\Delta p_{рто-р}$ (принято 10% от p_1). Потери давления в жидкостных трубопроводах $\Delta p_{тр}$ приняты 5% от p_1 . Потери давления в пароперегревателе (включая паропроводы к турбине) приняты 5% p_1 . При анализе принятых значений Δp учитывались результаты теоретических и экспериментальных испытаний АПТ [53-54, 58, 144], технические данные

производителей оборудования (в частности, АБХМ производства «Теплосибмаш» [174]). Анализ приведенных в каталогах данных показал, что принятые Δp подобраны с запасом и достаточно точно отражают характеристики оборудования.

Конечная разность температур Δt в теплообменных аппаратах зависит от значительного количества факторов – конструкций аппаратов, схемы подачи рабочих потоков, параметров и свойств теплоносителей. Принята конечная разность температур в абсорбере $\Delta t_{аб} = 15^\circ\text{C}$, в генераторе пара $\Delta t_{гп} = 15^\circ\text{C}$. Для РТО-Р с учетом высокой плотности теплового потока и применения современных конструкций теплообменников принято $\Delta t_{рто-р} = 5^\circ\text{C}$.

Как уже отмечалось, анализ выполнен для ПТУ мощностью в диапазоне 1-10 МВт, которые распространены как для выработки электроэнергии [15, 24, 25], так и для привода турбоагрегатов ТЭС [15, 18] и прочих нужд. Такие турбины классифицируются как малые. Рекомендуемые значения внутреннего относительного КПД для турбин мощностью до 100 МВт находятся в диапазоне 0,7-0,8 [175]. Так как при анализе паровых турбин с уменьшением мощности необходимо учитывать снижение эффективности оборудования [176], то для диапазона температур пара $t_1 = 100-200^\circ\text{C}$ принято $\eta_{oi.т} = 0,70$, для диапазона $t_1 = 200-300^\circ\text{C}$ – $\eta_{oi.т} = 0,75$. Величина внутреннего относительного КПД насоса $\eta_{oi.н}$ принята равной $\eta_{oi.т}$. Механический КПД турбины в соответствии с приведенными в технической литературе [177, 178] данными принят $\eta_m = 0,95$. КПД электрического генератора принят на основании технических характеристик электрических генераторов типа Т2 производства «Электросила» с воздушным охлаждением, принято $\eta_{эг} = 0,95$.

Для оценки полной тепловой нагрузки генератора пара необходимо учитывать потери теплоты в окружающую среду. В работе [53] отмечается, что в зависимости от толщины теплоизоляции генератора пара тепловые потери могут достигать 4-10% и $\eta_{гп}$ находится в диапазоне 0,9-0,96. Для генератора пара принято значение $\eta_{гп} = 0,9$, аналогично для котла-утилизатора $\eta_{ку} = 0,9$.

Исходные данные, необходимые для термодинамического анализа базового варианта расчета циклов, приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Исходные данные для термодинамического анализа базового варианта расчета циклов

Параметр		Единица измерения	МЦР (NH ₃ + H ₂ O)	МЦР (LiBr + H ₂ O)	ТЦР (H ₂ O)	ОЦР (R141b)
Температура греющего теплоносителя	$t_{гр}$	°С	215			
Температура охлаждающего теплоносителя	$t_{охл}$	°С	20			
Давление пара перед паровой турбиной	p_1	кПа	2000	750	750	3947,9
Расход пара перед турбиной	$m_{рт}$	кг/с	1			
Кратность циркуляции	f	–	7	7	–	–
Интервал дегазации	$\Delta\xi$	кг/кг	0,06	0,04	–	–
Неполнота насыщения раствора в абсорбере	$\Delta\xi_{аб}$	кг/кг	0,01	0,025	–	–
Неполнота выпаривания раствора в генераторе пара	$\Delta\xi_{гп}$	кг/кг	0,005	0,005	–	–
Потери давления в генераторе пара и котле-утилизаторе	$\Delta p_{гп} / \Delta p_{ку}$	кПа	20% p_1			
Потери давления в пароперегревателе и паропроводах	$\Delta p_{пп}$	кПа	5% p_1			
Потери давления в жидкостных трубопроводах	$\Delta p_{тр}$	кПа	5% p_1			
Потери давления в РТО-Р	$\Delta p_{рто-р}$	кПа	10% p_1	10% p_1	–	–
Конечная разность температур в пароперегревателе	$\Delta t_{пп}$	°С	15			
Конечная разность температур в абсорбере	$\Delta t_{аб}$	°С	15	15	–	–
Конечная разность температур в конденсаторе	$\Delta t_{кд}$	°С	–	–	15	15
Конечная разность температур в генераторе пара	$\Delta t_{гп}$	°С	15	15	–	–
Конечная разность температур в РТО-Р	$\Delta t_{рто-р}$	°С	5	5	–	–
Внутренний относительный КПД паровой турбины	$\eta_{oi.т}$	–	0,75			
Внутренний относительный КПД питательного насоса	$\eta_{oi.н}$	–	0,75			
Механический КПД паровой турбины	η_m	–	0,95			
КПД электрического генератора	$\eta_{эг}$	–	0,95			
Потери теплоты в генераторе пара	$\eta_{гп}$	–	0,9	0,9	–	–
Потери теплоты в котле-утилизаторе	$\eta_{ку}$	–	–	–	0,9	0,9

4.2. Теоретические исследования модернизированного цикла Ренкина

4.2.1. Анализ результатов базового варианта расчета

В приложении А приведены результаты термодинамического и эксергетического анализа 4 циклов – ТЦР, ОЦР, а также МЦР с водоаммиачным и бромистолитиевым раствором. На рисунке 4.1 представлено распределение потерь эксергии в основных элементах каждого из циклов (ввиду малых значений не приводятся относительные потери эксергии в питательном насосе и в дроссельном устройстве МЦР). Дополнительно показаны значения термического и эксергетического КПД, а также КПД теплосиловой установки. По левой оси отложены значения потерь эксергии в элементах (относительно общих потерь в циклах), по правой оси – значения КПД.

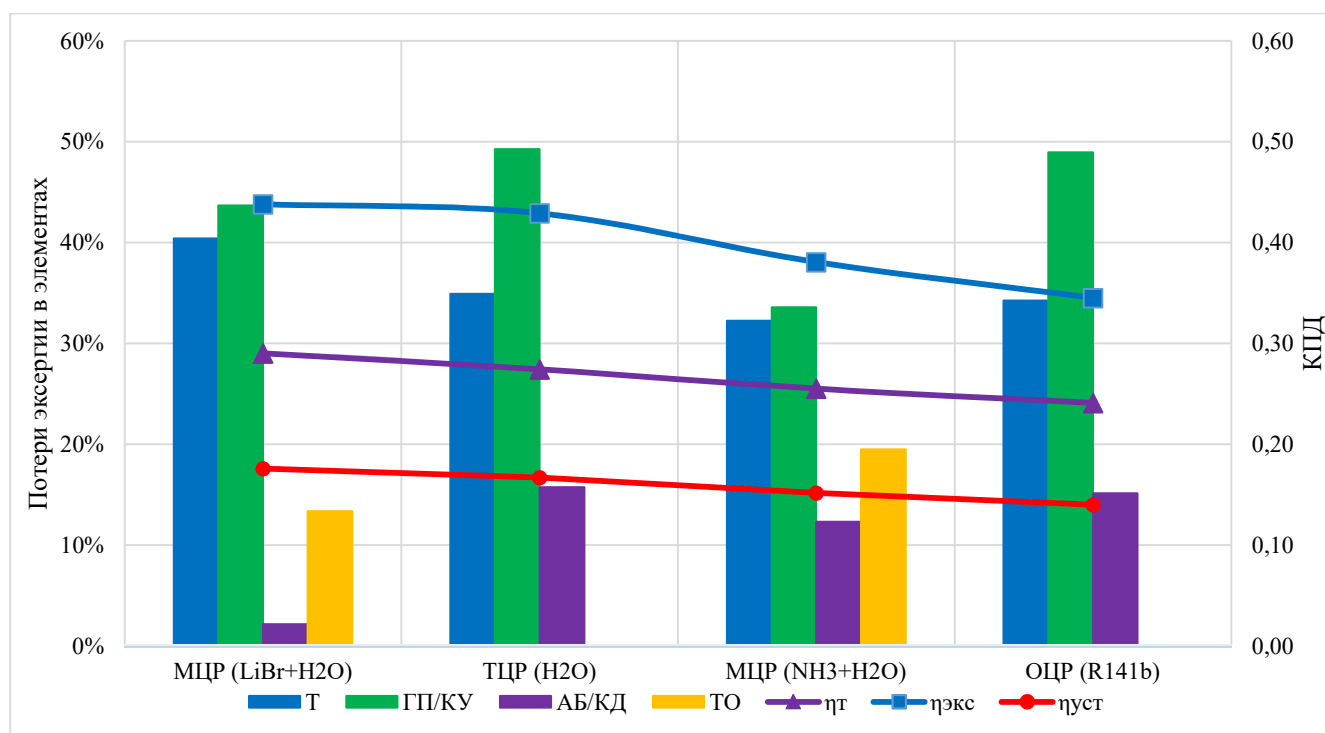


Рисунок 4.1 – Распределение потерь эксергии по основным элементам циклов (Т – паровая турбина, ГП – генератор пара, КУ – котел-утилизатор, АБ – абсорбер, КД – конденсатор, ТО – регенеративный теплообменник)

Исходя из приведенных результатов видно, что МЦР (LiBr + H₂O) характеризуется наивысшим термическим и эксергетическим КПД, превышающим соответствующие значения ТЦР и МЦР (NH₃ + H₂O). Наименьшей

эффективностью характеризуется ОЦР (R141b). В частности, термический КПД МЦР ($\text{LiBr} + \text{H}_2\text{O}$) составляет 0,2904, что на 5,87% выше, чем термический КПД ТЦР (на 0,0161 в абсолютном выражении). Относительно МЦР ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$) и ОЦР прирост термического КПД $\Delta\eta_t$ составляет 13,77% и 20,53% соответственно (0,0352 и 0,0495 в абсолютном выражении соответственно). При учете необратимых процессов, имеющих место в различных звеньях, КПД теплосиловой установки на базе МЦР ($\text{LiBr} + \text{H}_2\text{O}$) составляет 0,1760, что также выше, чем у установки на базе ТЦР на 5,44% в относительном и на 0,0091 в абсолютном выражении. Это позволяет дополнительно обеспечить выработку 52,48 кВт электрической мощности на каждый 1 кг/с рабочего тела. Для эксергетического КПД характерны аналогичные зависимости. Более подробно работа МЦР в условиях низкого противодавления рассмотрена в следующем параграфе.

Во всех рассматриваемых случаях наибольшие значения деструкции эксергии имеют место в точке подвода греющего источника теплоты, то есть в генераторе пара или котле-утилизаторе, что в целом характерно для паросиловых циклов и обусловлено как наивысшей среди прочих элементов разностью температур как между греющим теплоносителем и рабочим телом, так и между средней температурой в аппарате и температурой окружающей среды. Значительны также потери в паровой турбине, что, однако, может быть вызвано низким значением эффективности ($\eta_{oi.t} = 0,75$), принятым по причине анализа установок малой мощности, а также учетом механических и электрических потерь.

Также видно различие в уровне потерь эксергии в низкотемпературной части цикла, в частности, в конденсаторе и абсорбере. Результаты показывают, что в абсорбере уровень потерь ниже, чем в конденсаторе, что видно при сравнении ТЦР и МЦР ($\text{LiBr} + \text{H}_2\text{O}$), для которых характерны уровни потерь в конденсаторе и абсорбере 15,7% и 2,2% соответственно. Это обусловлено влиянием абсорбента на параметры рабочего тела, что выражается в снижении давления и температуры насыщения в абсорбере, которое ведет к уменьшению разности температур между окружающей средой и рабочим телом. С другой стороны, абсорбер предполагает 3 потока рабочего тела по сравнению с конденсатором, более того помимо теплоты

фазового перехода должно быть обеспечено охлаждение раствора, поступающего из генератора пара. Однако за счет применения регенерации теплоты растворов тепловая мощность потока крепкого раствора существенно снижается и практически становится равной тепловой мощности потока слабого раствора, компенсируя друг друга. Вследствие более высокого давления в конденсаторе теплота отработавшего пара в ТЦР выше, чем в МЦР. Как итог, для данных параметров тепловая мощность абсорбции ниже, чем конденсации.

Хотя деструкция эксергии в абсорбере МЦР ниже, чем в ОЦР и ТЦР, но наличие теплообменника (РТО-Р) вызывает дополнительные потери, что видно исходя из рисунка 4.1. Это обусловлено высокими температурами сред, а также конечной разностью температур. Во всех рассмотренных тепло- и тепломассообменных аппаратах имеет место необходимость определения оптимальной пропорции между разностью температур и площадью поверхности теплообмена. Как известно, снижение разности температур при прочих равных ведет к снижению потерь эксергии в цикле и повышению его энергетической эффективности (особенно если речь об РТО-Р). Однако в то же время в соответствии с уравнением теплопередачи это ведет к увеличению площади поверхности теплообмена, металлоемкости и росту капиталовложений в оборудование. По этой причине расчетные характеристики оборудования должны определяться на основании технико-экономического анализа.

Потери эксергии в насосах незначительны и не оказывают существенного влияния на эксергетический КПД. В то же время стоит отметить, что ввиду более высокого расхода рабочего тела потери эксергии в насосах в МЦР существенно выше, чем в ТЦР и ОЦР. В случае с бромистолитиевым раствором негативным фактором также является более высокая вязкость перекачиваемой среды, что обуславливает увеличение технической работы и мощности насоса.

Потери эксергии в дроссельных устройствах МЦР ($\text{LiBr} + \text{H}_2\text{O}$) и МЦР ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$) также невелики ввиду наличия предварительного охлаждения раствора в РТО-Р, а также приближения параметров работы к параметрам окружающей среды.

4.2.2. Анализ эффективности энергокомплекса на базе МЦР

Исходя из результатов базового варианта расчета, приведенных в приложении А и на рисунке 4.1, видно, что МЦР (LiBr + H₂O) и ТЦР характеризуются наивысшей эффективностью. По этой причине данные циклы будут проанализированы дополнительно. В приложении А представлены результаты термодинамического анализа, то есть расчет удельных характеристик цикла. Так как энергокомплексы, рассматриваемые в настоящей работе, применяются в качестве решения для утилизации ВЭР, то с целью приведения характеристик циклов к подобным условиям расчеты МЦР (LiBr + H₂O) и ТЦР были выполнены при заданной тепловой мощности источника теплоты $Q_{\text{ист}}$. В таком случае определение массового расхода рабочего тела перед турбиной осуществляется исходя из теплового баланса генератора пара и котла-утилизатора.

Тепловая мощность генератора пара и котла-утилизатора:

$$Q_{\text{гп}} = Q_{\text{ист}} \eta_{\text{гп}}; \quad (4.1)$$

$$Q_{\text{ку}} = Q_{\text{ист}} \eta_{\text{ку}}. \quad (4.2)$$

Тепловой баланс генератора пара и котла-утилизатора по рабочему телу:

$$Q_{\text{гп}} = h_1 m_1 + h_6 m_1 (f - 1) - h_5 m_1 f = h_1 m_1 + h_6 m_6 - h_5 m_5; \quad (4.3)$$

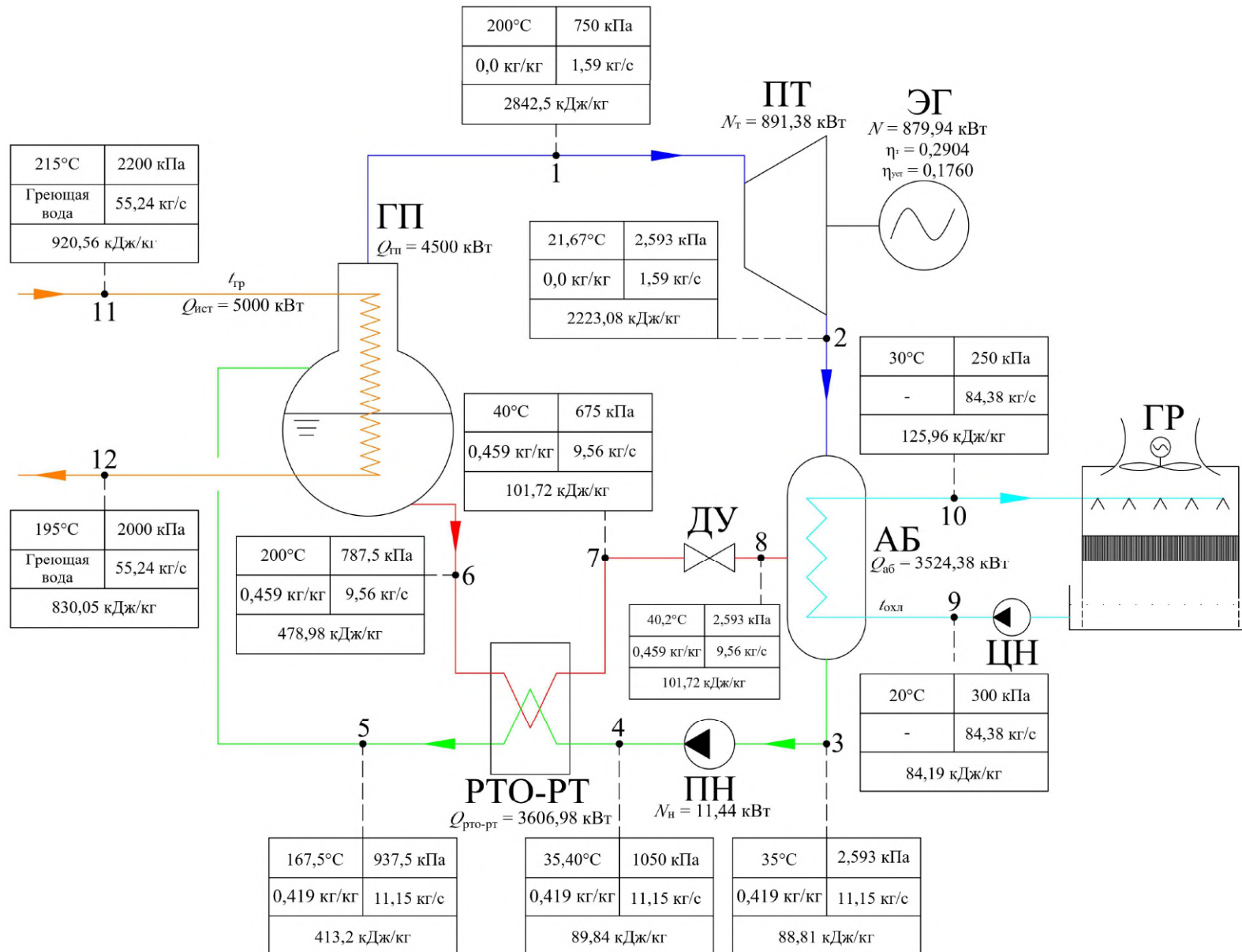
$$Q_{\text{ку}} = h_1 m_1 - h_{4\text{д}} m_{4\text{д}}. \quad (4.4)$$

Расход рабочего тела перед турбиной в МЦР и ТЦР соответственно:

$$m_{\text{мцр}} = \frac{Q_{\text{ист}} \eta_{\text{гп}}}{h_1 + h_6 (f - 1) - h_5 f}; \quad (4.6)$$

$$m_{\text{тцр}} = \frac{Q_{\text{ист}} \eta_{\text{ку}}}{h_1 + h_{4\text{д}}}. \quad (4.7)$$

Расчеты выполнены при $Q_{\text{ист}} = 5\,000$ кВт. На рисунках 4.2 и 4.3 приведены параметры рабочего тела и основные показатели циклов (условные обозначения приняты аналогично рисунку 2.21). Исходные данные (кроме $m_{\text{рт}}$) соответствуют таблице 4.1. Параметры рабочего тела и характеристики циклов в базовом варианте расчета МЦР и ТЦР, приведенные в таблицах А.6, А.7, А.11 и А.12, остаются неизменными (кроме массовых расходов).

Рисунок 4.2 – Параметры рабочего тела и основные показатели МЦР (LiBr + H₂O)

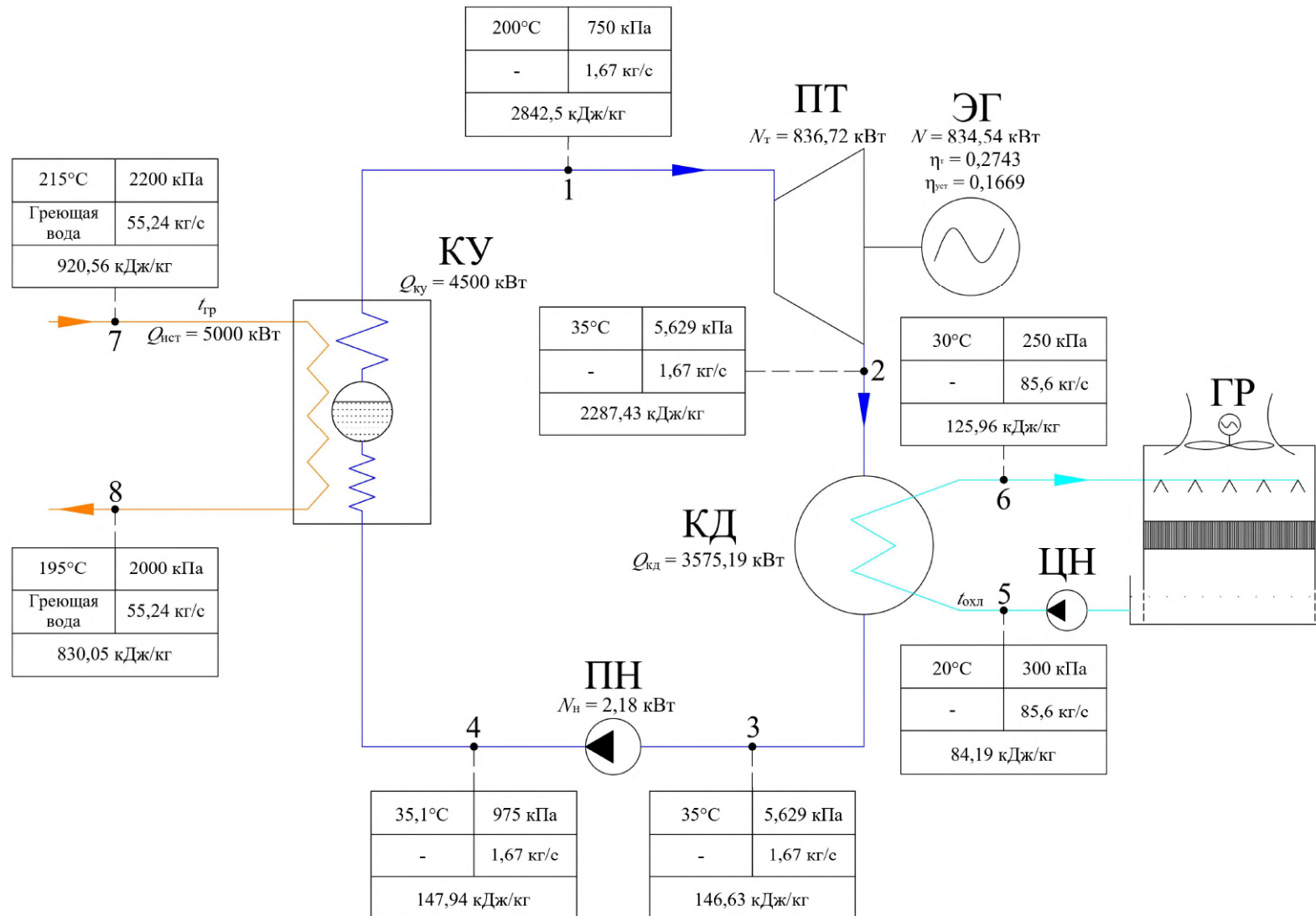


Рисунок 4.3 – Параметры рабочего тела и основные показатели ТЦР

Ранее отмечалось, что в рассматриваемых условиях работы энергетическая эффективность МЦР ($\text{LiBr} + \text{H}_2\text{O}$) выше, чем ТЦР. В частности, термический КПД модернизированного цикла выше аналогичного значения ТЦР на 5,87% (на 0,0161 в абсолютном выражении), в то время как КПД теплосиловой установки – на 5,44% (на 0,0091 в абсолютном выражении). Повышение энергетической эффективности МЦР относительно ТЦР складывается из увеличения полезной работы турбины и повышения средней температуры подвода теплоты в цикл.

Повышение полезной работы турбины в МЦР обусловлено увеличением перепада давлений вследствие снижения давления пара в абсорбере. Последнее, в свою очередь, вызвано влиянием абсорбента на свойства рабочего тела. Как уже отмечалось, в соответствии с законом Рауля давление пара (одного из компонентов) над раствором всегда будет ниже, чем давление пара данного компонента над чистым веществом (при одинаковой температуре) [51, 58].

На рисунке 4.4 приведена зависимость давления водяного пара от температуры и концентрации водного раствора бромида лития (для сравнения также добавлена зависимость давления паров над чистой водой). Видно, что с ростом температуры и концентрации водного раствора бромида лития давление паров снижается относительно значений над чистым веществом (водой).

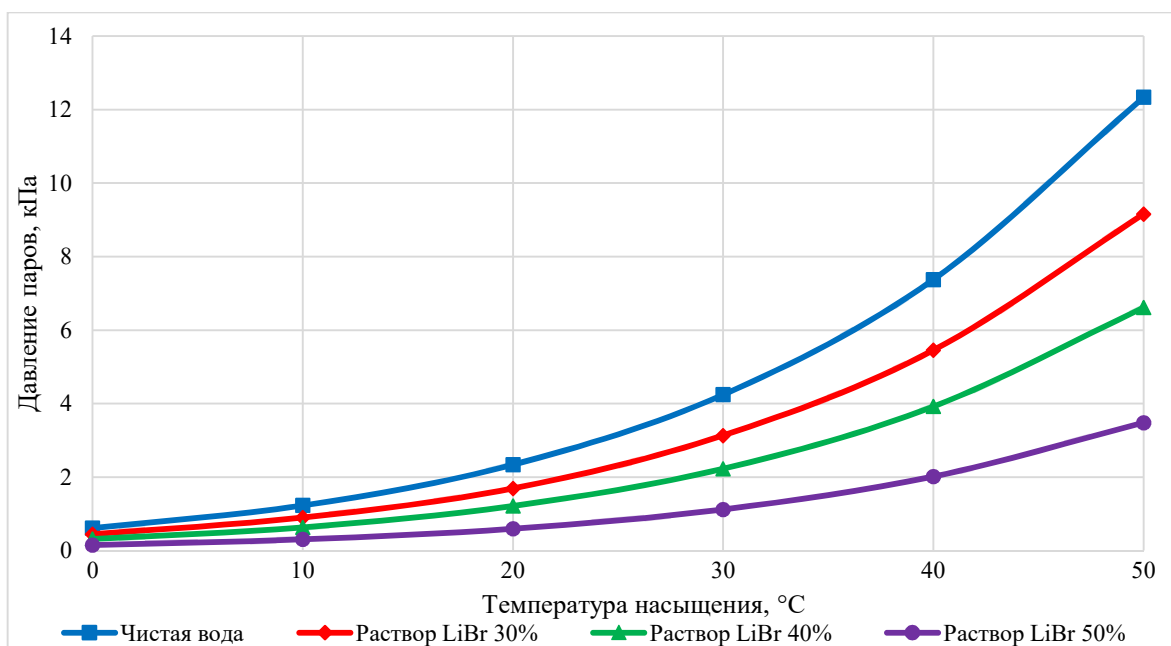


Рисунок 4.4 – Зависимость давления водяных паров от температуры и концентрации водного раствора бромида лития [51, 94]

В диапазоне температур 0-50°C давление водяных паров над поверхностью раствора в среднем на 55-65% ниже, чем над поверхностью чистой воды (как в случае с ТЦР) при той же температуре. Например, при температуре +30°C давление водяных паров над поверхностью воды составляет 4,24 кПа, а над поверхностью раствора бромида лития (при $\xi = 0,40$ кг/кг) – 2,22 кПа. При этом, с ростом температуры данная разность давлений увеличивается (в абсолютном выражении). Как уже отмечалось, снижение конечного давления пара в МЦР также сопровождается увеличением конечной влажности пара.

Увеличение средней температуры подвода теплоты в цикл достигается посредством регенерации теплоты растворов, что обеспечивает нагрев слабого раствора за счет охлаждения крепкого раствора, покидающего генератор пара. Как уже отмечалось, данное техническое решение позволяет не только снизить количество теплоты, подводимой в генератор пара, но и уменьшить количество теплоты, отводимой от абсорбера. Таким образом, по своему эффекту регенерация теплоты растворов является решением, аналогичным регенеративному подогреву питательной воды, обладая, тем не менее, рядом преимуществ. В частности, эффективность применения в условиях низких начальных параметров пара, предварительное охлаждение поступающего в абсорбер крепкого раствора, отсутствие необходимости в регенеративном отборе пара (и соответствующем снижении электрической мощности установки). Более подробно влияние РТО-Р на эффективность цикла рассмотрено в параграфе 4.2.4. Сравнение МЦР с регенерацией теплоты растворов и традиционного цикла Ренкина с регенеративным подогревом питательной воды представлено в параграфе 4.2.7.

Стоит отметить, что в рассматриваемых условиях повышение эффективности МЦР относительно ТЦР обеспечивается именно за счет комплексного влияния регенерации теплоты растворов и снижения давления пара в абсорбере, так как при рассмотрении данных факторов по отдельности эффективность МЦР в любом из вариантов будет ниже, чем ТЦР. Тем не менее, применение регенерации теплоты растворов оказывает большее влияние на показатели и эффективность цикла, чем увеличение полезной работы турбины.

Исходя из приведенных в таблицах А.7 и А.12 характеристик видно, что МЦР характеризуется более высокими удельными значениями подведенной $q_{гп}$ и отведенной $q_{аб}$ теплоты по сравнению с соответствующими значениями $q_{ку}$ и $q_{кд}$ в ТЦР, что можно объяснить необходимостью обеспечивать охлаждение и нагрев дополнительной части раствора в абсорбере и генераторе пара. Также в МЦР имеет место более высокое значение технической работы насоса l_n , что обусловлено большим расходом и вязкостью перекачиваемой жидкости. Одновременно с этим МЦР характеризуется более высоким значением полезной работы турбины. В таблице 4.2 приведены удельные теоретические и действительные характеристики циклов. Действительные значения характеризуют расчет с учетом внутреннего относительного КПД турбины и насоса. Также приведены фактические значения тепловой и электрической мощности аппаратов для приведенного расчета.

Таблица 4.2 – Основные характеристики МЦР и ТЦР

Часть баланса	Элемент цикла	Теоретическое значение, кДж/кг	Действительное значение, кДж/кг	Фактическое значение, кВт
МЦР				
Подведенная теплота/работа	Генератор пара (ГП)	2 825,75	2 823,96	4 500,00
	Питательный насос (ПН)	5,39	7,18	11,44
	Итого $Q_{подв.}$:	2 831,14	2 831,14	4 511,44
Отведенная теплота/работа	Паровая турбина (ПТ)	825,90	619,43	891,38
	Потери в турбине*	–	–	95,68*
	Абсорбер (АБ)	2 005,24	2 211,71	3 524,38
	Итого $Q_{отв.}$:	2 831,14	2 831,14	4 511,44
Распределение отведенной теплоты/работы	ПТ / $Q_{отв.}$	29,17%	21,88%	19,76%
	АБ / $Q_{отв.}$	70,83%	78,12%	78,12%
ТЦР				
Подведенная теплота/работа	Котел-утилизатор (КУ)	2 694,89	2 694,56	4 500,00
	Питательный насос (ПН)	0,98	1,31	2,18
	Итого $Q_{подв.}$:	2 695,87	2 695,87	4 502,18
Отведенная теплота/работа	Паровая турбина (ПТ)	740,10	555,08	836,72
	Потери в турбине**	–	–	90,27**
	Конденсатор (КД)	1 955,77	2 140,80	3 575,19
	Итого $Q_{отв.}$:	2 695,87	2 695,87	4 502,18
Распределение отведенной теплоты/работы	ПТ / $Q_{отв.}$	27,45%	20,59%	18,59%
	КД / $Q_{отв.}$	72,55%	79,41%	79,41%

*Электрические и механические потери в турбине МЦР составляют 95,68 кДж/кг (2,12%).

**Электрические и механические потери в турбине ТЦР составляют 90,27 кДж/кг (2,0%).

При рассмотрении баланса отведенной теплоты и работы видно, что в абсорбер отводится меньшее количество из подведенной к циклу теплоты (78,12%) по сравнению с конденсатором (79,41%). Эффективность цикла повышается за счет увеличения количества теплоты, поступающей в паровую турбину. Исходя из фактических значений, приведенных в таблице 4.2, видно, что при заданном значении $Q_{ист}$ и соответствующим $Q_{гп} = Q_{ку}$ электрическая мощность турбины в МЦР выше, чем в ТЦР на 6,50%. С учетом потребляемой мощности насоса (которая более чем 5 раз выше, чем в ТЦР) электрическая мощность установки на базе МЦР выше на 45,4 кВт (5,44%). Также видно, что тепловая мощность абсорбера меньше мощности конденсатора на 1,4%. В таблице 4.3 приведены значения тепловой мощности рабочих потоков абсорбера и конденсатора.

Таблица 4.3 – Тепловая мощность рабочих потоков конденсатора и абсорбера

Конденсатор		Абсорбер	
Отработавший пар на входе	$m_{п} \cdot h_{п} = m_2 \cdot h_2 =$ $= 3\,820,06 \text{ кВт}$	Отработавший пар на входе	$m_{рт} \cdot h_{рт} = m_2 \cdot h_2 =$ $= 3\,542,48 \text{ кВт}$
		Крепкий раствор на входе	$m_{кр} \cdot h_{кр} = m_8 \cdot h_8 =$ $= 972,54 \text{ кВт}$
Конденсат пара на выходе	$m_{к} \cdot h_{к} = m_3 \cdot h_3 =$ $= 244,87 \text{ кВт}$	Слабый раствор на выходе	$m_{сл} \cdot h_{сл} = m_3 \cdot h_3 =$ $= 990,64 \text{ кВт}$
Итого тепловая мощность конденсатора:	$Q_{кд} = m_{п} \cdot h_{п} - m_{к} \cdot h_{к} =$ $= 3\,575,19 \text{ кВт}$	Итого тепловая мощность абсорбера:	$Q_{аб} = m_{рт} \cdot h_{рт} + m_{кр} \cdot h_{кр} -$ $- m_{сл} \cdot h_{сл} = 3\,524,38 \text{ кВт}$

Абсорбер предполагает 3 потока рабочего тела по сравнению с конденсатором и помимо теплоты фазового перехода должно быть обеспечено охлаждение раствора, поступающего из генератора пара. По этой причине удельный тепловой поток в абсорбере выше, чем в конденсаторе. Однако за счет применения регенерации теплоты растворов тепловая мощность потока крепкого раствора существенно снижается и практически становится равной тепловой мощности потока слабого раствора, компенсируя друг друга. С другой стороны, вследствие более высокого давления на выходе из турбины теплота потока отработавшего пара в ТЦР выше, чем в МЦР. По итогу для рассматриваемых параметров работы установки тепловая мощность абсорбции ниже, чем конденсации (в зависимости от режима работы $q_{аб}$ может быть равно или выше $q_{кд}$).

Исходя из приведенных на рисунке 4.2 данных видно, что для паровой турбины, работающей в составе энергокомплекса на базе модернизированного цикла Ренкина (МЦР), характерно достаточно низкое противодавление (давление в абсорбере), которое составляет 2,594 кПа. Для серийно выпускаемых моделей паровых турбин малой мощности характерны более высокие значения конечного давления. В технической литературе [15, 17] минимальных значений указывается диапазон давлений 3,0-4,0 кПа. Данный диапазон обусловлен в том числе и возможностями конденсационных установок, воздухоудаляющих и прочих систем [18]. Работа при меньшем давлении (2,0-3,0 кПа) возможна, например, при неполной нагрузке или снижении температуры охлаждающей воды (в частности, для паровой турбины К-17 в таких условиях возможна работа при давлении в конденсаторе 2,94; 3,33; 3,73 кПа) [15]. Так как в абсорбере МЦР (LiBr + H₂O) в ряде режимов имеет место достаточно низкое давление, а серийно выпускаемые образцы паровых турбин обеспечивают расширение до 3,0-4,0 кПа, то необходимо учесть наличие данного перепада давления в низкотемпературной части цикла. Это может быть обеспечено за счет применения дроссельного устройства, устанавливаемого после паровой турбины (рисунок 4.5).

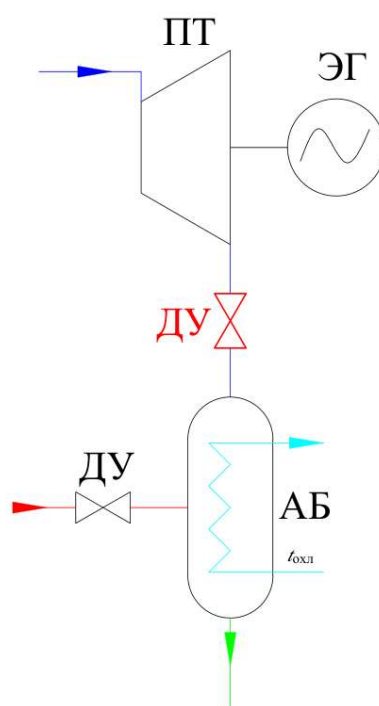


Рисунок 4.5 – Включение в схему установки дроссельного вентиля после турбины

В таком случае расширение пара в турбине будет происходить до давления, на которое рассчитаны серийные образцы паровых турбин (3,0-4,0 кПа), а дальнейшее расширение пара до более низкого давления в абсорбере (2,0-3,5 кПа) будет происходить в дроссельном устройстве. Расчеты показывают, что включение в схему расширительного устройства (с ограничением конечного давления расширения пара до значения 3,5 кПа) несколько снижает эффективность модернизированного цикла в сравнении со схемой без дроссельного устройства (термический КПД снижается на 4,0%, а электрическая мощность – на 4,1%). Тем не менее, даже при таких ограничениях эффективность модернизированного цикла все равно остается выше, чем у традиционного цикла Ренкина. Обеспечение необходимого (более высокого) уровня давления в абсорбере может быть осуществлено также за счет регулирования концентрации раствора в абсорбере (за счет снижения содержания бромида лития). Для максимального использования потенциала МЦР необходимы проектные работы в части паровых турбин малой мощности, работающих при низких давлениях пара.

4.2.3. Анализ влияния начальных и конечных параметров пара

Исходя из применения теплоутилизационных установок был проанализирован диапазон температур греющего источника $t_{гр} = 115-315^{\circ}\text{C}$ (при расчетах принято $\Delta t_{min} = 15^{\circ}\text{C}$). Анализируемый интервал значений $t_{гр}$ с учетом опыта применения паросиловых циклов был разделен на 2 условных диапазона – низко- и среднетемпературный. Низкотемпературный диапазон ($t_{гр} = 115-215^{\circ}\text{C}$) характеризует применение в качестве источника теплоты, например, водяного пара котельных или систем теплоснабжения. В данных условиях были проанализированы МЦР ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$) и ОЦР. Так как рассматриваются меньшие температуры, чем в условиях базового варианта расчета, то для ОЦР были выбраны рабочие тела, применяемые в рассматриваемом диапазоне температур, в частности, R142b и R245fa [179]. При этих температурах осуществление цикла Ренкина на водяном паре (в том числе модернизированного) труднореализуемо исходя из

условий обеспечения достаточного перепада давлений на турбине и обеспечения эрозионной устойчивости оборудования ввиду высокой конечной влажности пара. По этой причине для воды был рассмотрен среднетемпературный диапазон ($t_{гр} = 215-315^{\circ}\text{C}$), который характеризует применение в качестве источника пара из отборов турбин, сбросную теплоту технологических и энергетических установок. В данном диапазоне рассмотрены МЦР ($\text{LiBr} + \text{H}_2\text{O}$) и ТЦР.

Очевидно, что в МЦР еще одним фактором, оказывающим влияние на функционирование цикла, является концентрация рабочего тела. В зависимости от типа раствора (летучий или нелетучий) непосредственное влияние на работу цикла оказывает концентрация в различных точках цикла. В случае с летучими рабочими телами – это концентрация пара перед паровой турбиной. В случае же с нелетучими рабочими телами пар перед турбиной условно можно считать свободным от абсорбента и потому важное значение приобретает концентрация слабого раствора в абсорбере, определяющая давление в последнем и теплоперепад в турбине. В обоих случаях универсальным параметром, позволяющим учитывать влияние термохимического насоса на работу цикла, является кратность циркуляции f . Для МЦР расчет выполнен при нескольких значениях кратности циркуляции.

На рисунке 4.6, а) приведена графическая зависимость термического КПД цикла η_t от начальной температуры пара в диапазоне температур $t_1 = 200-300^{\circ}\text{C}$ для МЦР ($\text{LiBr} + \text{H}_2\text{O}$) и ТЦР, а на рисунке 4.6, б) – зависимость КПД теплосиловой установки $\eta_{уст}$ в том же диапазоне температур для МЦР ($\text{LiBr} + \text{H}_2\text{O}$) и ТЦР. Показатели эффективности МЦР ($\text{LiBr} + \text{H}_2\text{O}$) приведены для трех значений кратности циркуляции – 4, 6, 8. Принято, что при $t_1 = 200^{\circ}\text{C}$ начальное давление пара $p_1 = 750$ кПа, с ростом t_1 на каждые 20°C происходит повышение p_1 на 250 кПа. Исходя из представленной зависимости видно, что с ростом t_1 (и $t_{гр}$) и термический КПД цикла η_t , и КПД теплосиловой установки $\eta_{уст}$ растут, что совпадает с общими закономерностями, свойственным циклу Ренкина [17]. Повышение температуры греющего источника на 20°C обеспечивает повышение $\eta_{уст}$ на 2,4-5,3% для ТЦР и на 2,4-5,7% для МЦР ($\text{LiBr} + \text{H}_2\text{O}$). В обоих случаях наивысший прирост $\eta_{уст}$ соответствует увеличению t_1 с 200 до 220°C , что может быть объяснено наиболее

оптимальным соотношением t_1 и p_1 по сравнению с другими комбинациями давления и температуры. Зависимость η_T от t_1 имеет характер, аналогичный $\eta_{уст}$. КПД теплосиловой установки на базе модернизированного цикла $\eta_{уст}$ (равно как и $\eta_{экс}$) во всем исследуемом диапазоне выше аналогичного показателя для ТЦР в среднем на 4,1-9,1%, причем чем выше f , тем больше КПД. В частности, при $t_1 = 300^\circ\text{C}$ в ТЦР $\eta_{уст} = 0,1998$, в то время как в МЦР в зависимости от f соответственно: $\eta_{уст_{f=4}} = 0,2079$, $\eta_{уст_{f=6}} = 0,2141$, $\eta_{уст_{f=8}} = 0,2179$, что выше КПД ТЦР на 4,08, 7,15 и 9,09% в относительном выражении соответственно. Последнее обусловлено тем, что с ростом кратности циркуляции растет и концентрация слабого раствора в абсорбере $\xi_{сл}$, что при прочих равных обеспечивает снижение давления насыщения в абсорбере и увеличение полезного теплоперепада турбины.

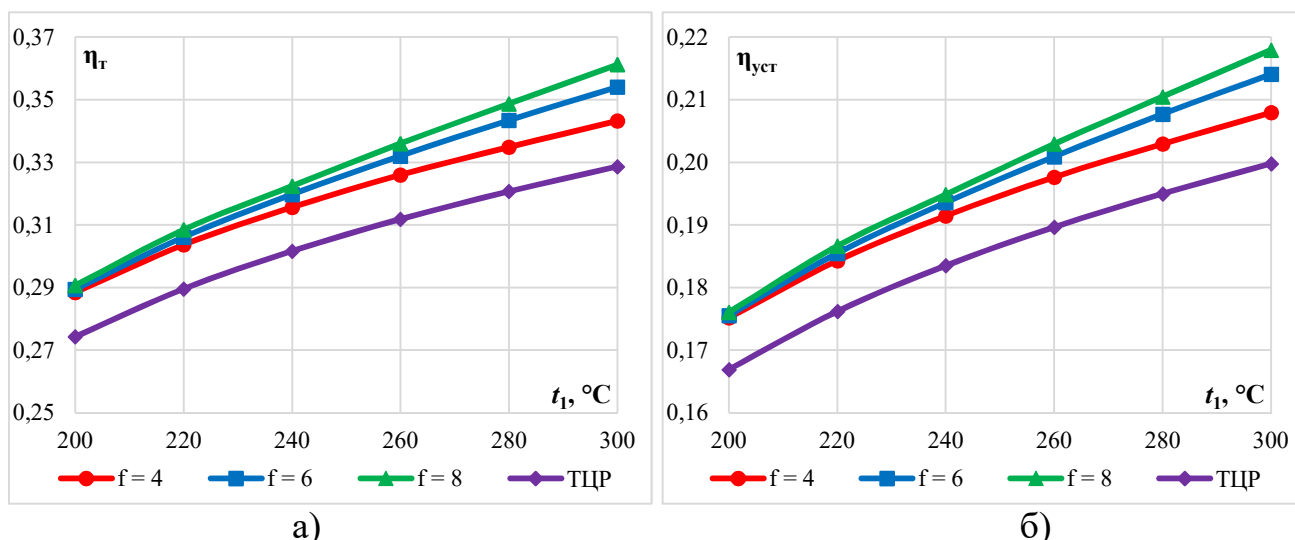


Рисунок 4.6 – Зависимость для МЦР ($\text{LiBr} + \text{H}_2\text{O}$) и ТЦР от t_1 :

а) термического КПД цикла η_T ; б) КПД теплосиловой установки $\eta_{уст}$

С другой стороны, увеличение $\xi_{сл}$ сопровождается повышением конечной влажности пара, что необходимо учитывать при проектировании установки. Риск повышения влажности пара особенно характерен при $f > 6$ (для условий базового варианта расчета). Помимо влажности, снижение давления в абсорбере (как и в конденсаторе) сопровождается дополнительными факторами, которые должны быть учтены. Чрезмерное углубление вакуума обуславливает рост удельного объема пара, что ведет к увеличению площади теплообменной поверхности, сечений паропроводов и последних ступеней турбины. Дополнительно снижается конечная разность температур в теплообменном аппарате, что также ведет к

увеличению размеров, площади поверхности и металлоемкости [17]. Углубление вакуума также ведет к повышению рисков присосов воздуха, что в условиях применения бромистолитиевого раствора ведет не только к снижению показателей цикла, но и к повышению коррозионной активности раствора [58]. Дополнительно также необходимо учитывать работоспособность отечественных серийных паровых турбин в условиях низкого противодавления (упоминалось в параграфе 4.2.2). В данной главе рассматривается теоретический вариант работы МЦР, предполагающий работу турбины при низком противодавлении.

Еще одним негативным фактором увеличения кратности циркуляции является снижение интервала дегазации раствора $\Delta\xi$, который при $f = 8$ находился в диапазоне от 0,026 до 0,035 кг/кг (2,6-3,5%). Очевидно, что чрезмерное снижение $\Delta\xi$ вызывает уменьшение интенсивности процессов сорбции в термохимическом насосе, что негативным образом влияет на функционирование цикла. Для бромистолитиевого раствора минимально допустимым значением разности концентраций растворов (интервала дегазации) считается 0,035-0,04 кг/кг [58]. Повышение $\Delta\xi$ может быть достигнуто посредством увеличения концентрации крепкого раствора $\xi_{кр}$, что обеспечивается снижением давления насыщения рабочего тела в генераторе пара либо повышением температуры самого раствора. Очевидно, что последнее может быть нереализуемо исходя из ограничений греющего источника, в то время как снижение рабочего давления в генераторе пара снижает также начальное давление пара перед турбиной p_1 . С другой стороны, снижение p_1 позволяет при прочих равных повысить температуру перегрева пара и увеличить степень конечную степень сухости.

Исходя из приведенной зависимости также видно, что в диапазоне $f = 6-8$ рост t_1 ведет к увеличению разницы между $\eta_{уст}$ на МЦР и на ТЦР, в то время как при $f = 4$ наблюдается обратный эффект и разница в КПД циклов с повышением t_1 снижается. Это обусловлено опережающим ростом значений тепловой мощности абсорбера и генератора пара по сравнению с конденсатором и котлом-утилизатором. При больших значениях f данные эффекты также присутствуют, однако они компенсируются параллельным приростом полезной работы цикла, что

при $f = 4$ в меньшей степени оказывает влияние на показатели цикла. Также стоит отметить повышение эффективности РТО-Р с увеличением кратности циркуляции.

Таким образом, термический КПД МЦР (LiBr + H₂O) тем выше, чем выше кратность циркуляции, однако с учетом имеющихся ограничений наиболее оптимальное значение f должно определяться на основании технико-экономического анализа. Исходя из соображений эффективности цикла и эксплуатационных характеристик установки для рассмотренного выше температурного диапазона таким значением является $f = 6$. В случае с водоаммиачным раствором посредством кратности циркуляции определяется концентрация пара перед турбиной, который может содержать значительное количество абсорбента (воды). По этой причине влияние f на показатели цикла с водоаммиачным раствором выше, чем в случае с бромистолитиевым раствором. Более того, значение f оказывает различное влияние на показатели МЦР (NH₃ + H₂O) в зависимости от температурных условий функционирования цикла. На рисунке 4.7 приведена зависимость термического КПД МЦР (NH₃ + H₂O) от кратности циркуляции в диапазоне температур $t_1 = 100-200^\circ\text{C}$, для удобства данный диапазон был разделен на два интервала температур – $t_1 = 100-150^\circ\text{C}$, приведенный на рисунке 4.7, а) и $t_1 = 150-200^\circ\text{C}$, приведенный на рисунке 4.7, б). Принято, что при $t_1 = 200^\circ\text{C}$ начальное давление пара перед турбиной $p_1 = 2000$ кПа, со снижением t_1 на каждые 20°C принято уменьшение p_1 на 350-400 кПа.

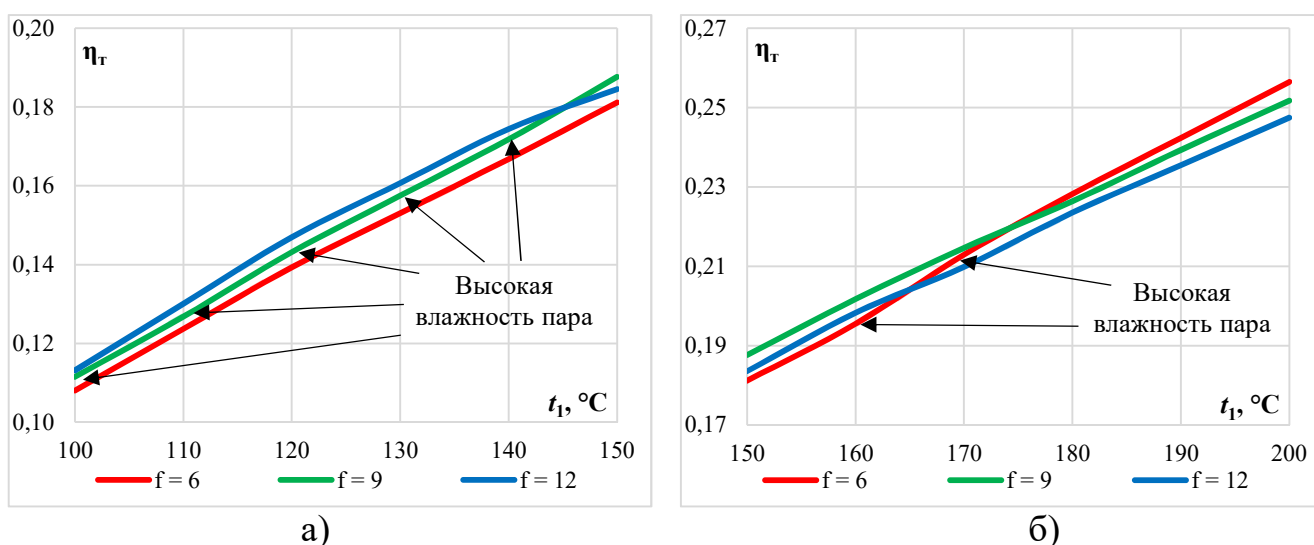


Рисунок 4.7 – Зависимость термического КПД МЦР (NH₃ + H₂O) η_T от f :
а) при $t_1 = 100-150^\circ\text{C}$; б) при $t_1 = 150-200^\circ\text{C}$

Исходя из представленных зависимостей видно, что в интервале температур $t_1 = 100-145^\circ\text{C}$ наивысшая эффективность цикла достигается при $f = 12$, в диапазоне температур $t_1 = 145-175^\circ\text{C}$ – при $f = 9$, а при $t_1 > 175^\circ\text{C}$ – при $f = 6$, то есть при низких температурах греющего источника $t_{гр}$ ($100-150^\circ\text{C}$) и малых значения кратности циркуляции ($f = 6-9$) η_t цикла ниже, чем при более высоких значениях. Это обусловлено тем, что при низких параметрах пара (t_1 и p_1) кратность циркуляции f недостаточна для обеспечения необходимой концентрации аммиака, при которой пар в заданных t_1 и p_1 будет перегретым или как минимум насыщенным. Вследствие этого при малых f поступающий в паровую турбину пар находится во влажном состоянии, что ведет к снижению полезного теплоперепада на турбине, а также к росту конечной влажности, снижению эксплуатационной надежности оборудования и снижению внутреннего относительного КПД турбины. Потому для увеличения концентрации аммиака перед турбиной при прочих равных необходимо увеличивать f или интервал дегазации раствора $\Delta\xi$. Кроме того, чем ниже f , тем выше при прочих равных конечная влажность пара. В частности, в диапазоне $t_1 = 100-140^\circ\text{C}$ высокая влажность пара на входе в турбину имеет место при $f = 6$ и $f = 9$, а в диапазоне $t_1 = 140-180^\circ\text{C}$ – при $f = 6$.

На рисунке 4.8, а) приведена графическая зависимость термического КПД цикла η_t от начальной температуры пара в диапазоне температур $t_1 = 100-200^\circ\text{C}$ для МЦР ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$) и ОЦР, а на рисунке 4.8, б) – зависимость КПД теплосиловой установки $\eta_{уст}$ в том же диапазоне температур для МЦР ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$) и ОЦР. Для МЦР ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$) с целью упрощения прочтения графической зависимости приводятся максимальные для заданного t_1 значения η_t и $\eta_{уст}$ независимо от f (так как при различных температурах греющего источника наивысшая эффективность цикла достигается при различных f). В качестве рабочих тел ОЦР проанализированы R142b и R245fa. Принято, что при $t_1 = 200^\circ\text{C}$ начальное давление пара перед турбиной $p_1 = 2000$ кПа, со снижением t_1 на каждые 20°C p_1 понижается на 350-400 кПа.

Как и в случае с ТЦР и МЦР ($\text{LiBr} + \text{H}_2\text{O}$) с ростом t_1 термический КПД цикла η_t и КПД теплосиловой установки $\eta_{уст}$ растут. Повышение температуры греющего

источника на 20°C обеспечивает повышение $\eta_{\text{уст}}$ на 5,2-23,1% для ОЦР (R142b), на 3,5-16,9% для ОЦР (R245fa) и на 11-22,4% для МЦР ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$). В обоих случаях наивысший прирост $\eta_{\text{уст}}$ соответствует увеличению t_1 со 100 до 120°C , что может быть объяснено наиболее оптимальным соотношением t_1 и p_1 по сравнению с другими комбинациями давления и температуры. Зависимость η_{T} от t_1 имеет характер, аналогичный $\eta_{\text{уст}}$.

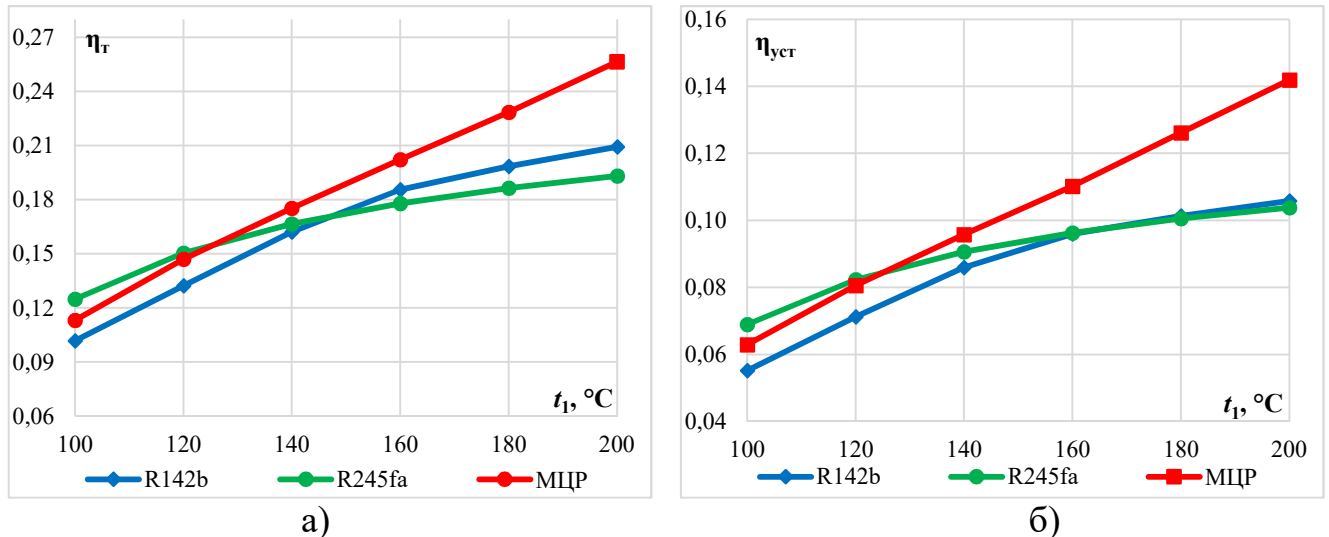


Рисунок 4.8 – Зависимость для МЦР ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$) и ОЦР от t_1 :

а) термического КПД цикла η_{T} ; б) КПД теплосиловой установки $\eta_{\text{уст}}$

Влияние увеличения начальной температуры t_1 на термический КПД η_{T} при разных значениях кратности циркуляции f различно в зависимости от диапазона температур. В частности, рост t_1 с 160 до 180°C ведет к росту η_{T} МЦР на 14,3% при $f=6$, на 11,9% при $f=9$ и на 10,8% при $f=12$. Однако при повышении t_1 с 100 до 120°C η_{T} МЦР растет на 22,4% при $f=6$, на 23,4% при $f=9$ и на 23,0% при $f=12$. То есть наибольшие изменения η_{T} имеют место при значениях f , близких к оптимальным при заданных параметрах греющего источника.

КПД теплосиловой установки на базе МЦР $\eta_{\text{уст}}$ во всем исследуемом диапазоне выше аналогичного показателя для ОЦР на базе R142b в среднем на 11,3-21,5% (на 0,0115-0,0450 в абсолютном выражении). Однако в диапазоне температур $t_1 = 100-120^{\circ}\text{C}$ эффективность ОЦР на базе R245fa выше, чем МЦР, в остальном же диапазоне эффективность МЦР выше. Это можно объяснить эффективностью R245fa при $t_1 = 100-120^{\circ}\text{C}$ и сложностью с обеспечением как приемлемой влажности, так и эффективности в случае с МЦР.

Результаты расчетов показывают, что снижение эффективности МЦР в связи со снижением температуры греющего источника имеет место также по той причине, что вместе со снижением $t_{гр}$ (и t_6) при заданном рабочем давлении растет концентрация жидкой фазы раствора (концентрация слабого раствора $\xi_{сл}$), что, в свою очередь, ведет к росту концентрации крепкого раствора $\xi_{кр}$. Последнее ведет к увеличению противодавления на выходе из турбины, снижая при этом полезную работу цикла.

Дополнительно была проанализирована эксергетическая эффективность рассматриваемых циклов. На рисунке 4.9, а) приведена зависимость эксергетического КПД $\eta_{экс}$ МЦР ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$) и ОЦР от t_1 , а на рисунке 4.9, б) – аналогичная зависимость для МЦР ($\text{LiBr} + \text{H}_2\text{O}$) и ТЦР.

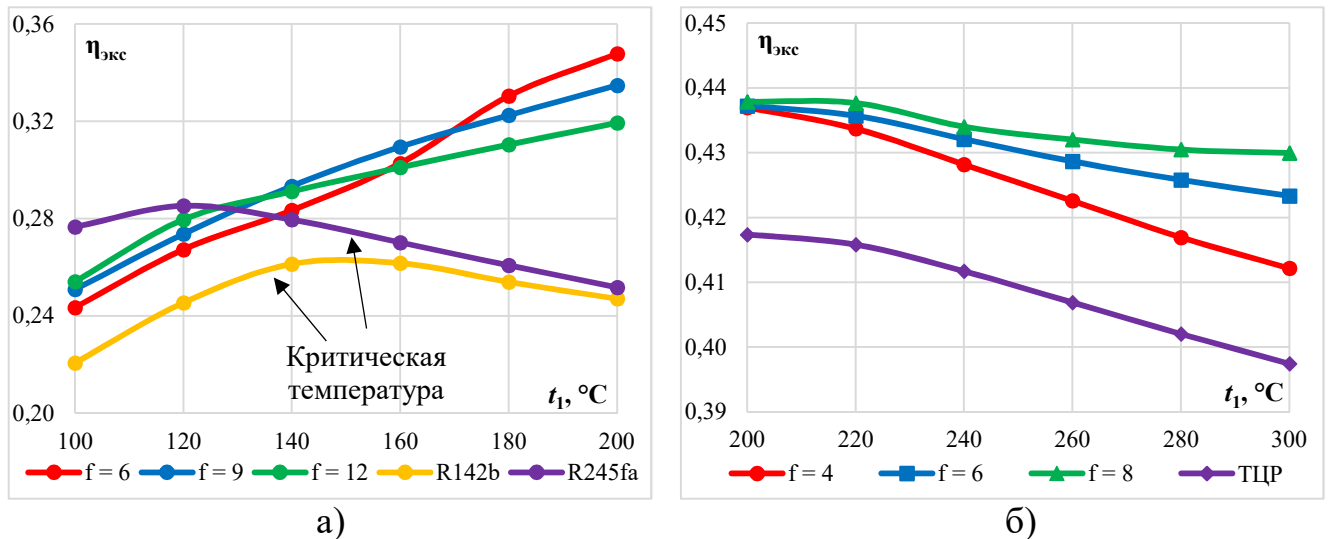


Рисунок 4.9 – Зависимость $\eta_{экс}$ от t_1 для:
а) МЦР ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$) и ОЦР; б) МЦР ($\text{LiBr} + \text{H}_2\text{O}$) и ТЦР

Исходя из приведенной на рисунке 4.8, а) зависимости видно, что с ростом начальной температуры пара эксергетический КПД МЦР ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$) повышается, при этом, в зависимости от f и t_1 различается эффективность цикла. Как и в изложенной выше зависимости η_T и $\eta_{уст}$ МЦР ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$), в интервале температур $t_1 = 100-140^\circ\text{C}$ наивысшие значения $\eta_{экс}$ имеют место при $f = 12$, в диапазоне температур $t_1 = 140-160^\circ\text{C}$ – при $f = 9$, а при $t_1 > 160^\circ\text{C}$ – при $f = 6$, то есть распределение температур в зависимости от f несколько изменилось, но концептуально осталось прежним – при более низких температурах повышение эксергетического КПД достигается за счет повышения кратности циркуляции и

наоборот. Как уже отмечалось, с ростом начальной температуры влажность пара снижается, что ведет к росту эксергетического КПД. Дальнейшее снижение $\eta_{\text{экс}}$ обусловлено уже отмечавшимися эффектами – с ростом температуры греющего источника растет подвод работы к питательному насосу (вследствие роста p_1 при увеличении t_1), также увеличивается подвод греющей теплоты в генератор пара и растет деструкция приводной эксергии (по причине увеличения разности температур между греющим источником и окружающей средой). Указанные выше факторы компенсируют увеличение полезной работы цикла (выходной эксергии).

Исходя из приведенной на рисунке 4.9, б) зависимости видно, что с ростом t_1 значение $\eta_{\text{экс}}$ снижается, однако для $f = 6-8$ данное снижение выражено в меньшей степени, чем при $f = 4$ и в ТЦР. Снижение $\eta_{\text{экс}}$ обусловлено тем, что с ростом температуры греющего источника растет подвод работы к питательному насосу (вследствие роста p_1 при увеличении t_1), также увеличивается подвод греющей теплоты в генератор пара и деструкция приводной эксергии (по причине увеличения разности температур между греющим источником и окружающей средой). Указанные выше обстоятельства компенсируют увеличение полезной работы цикла (выходной эксергии).

Было проанализировано влияние начального давления p_1 на η_t и $\eta_{\text{экс}}$. Как уже отмечалось, данный анализ целесообразно выполнять для циклов, в которых используется одно и то же рабочее тело. С этой целью были рассмотрены МЦР (LiBr + H₂O) и ТЦР. Начальное давление было проанализировано в диапазоне 500-1500 кПа, прочие исходные данные приняты соответственно таблице 4.1. На рисунке 4.10, а) приведена зависимость η_t от p_1 для ТЦР и МЦР (LiBr + H₂O), а на рисунке 4.10, б) – $\eta_{\text{экс}}$ в тех же условиях.

Исходя из представленной зависимости видно, что в обоих случаях с ростом начального давления перед турбиной термический КПД цикла растет, хотя при $t_1 = \text{const}$ это ведет к росту конечной влажности пара. Повышение p_1 на каждые 100 кПа (0,1 МПа) ведет к росту η_t МЦР на 1,4-2,6%, а η_t ТЦР – на 2,2-6,2%. Во всем исследуемом диапазоне термический КПД МЦР выше, чем ТЦР. В то же время, в абсорбере имеет место более высокая конечная влажность пара. В

частности, снижение степени сухости в конце расширения ниже допустимого значения 0,86 в МЦР имеет место при $p_1 = 1100$ кПа, а в ТЦР при $p_1 = 1300$ кПа.

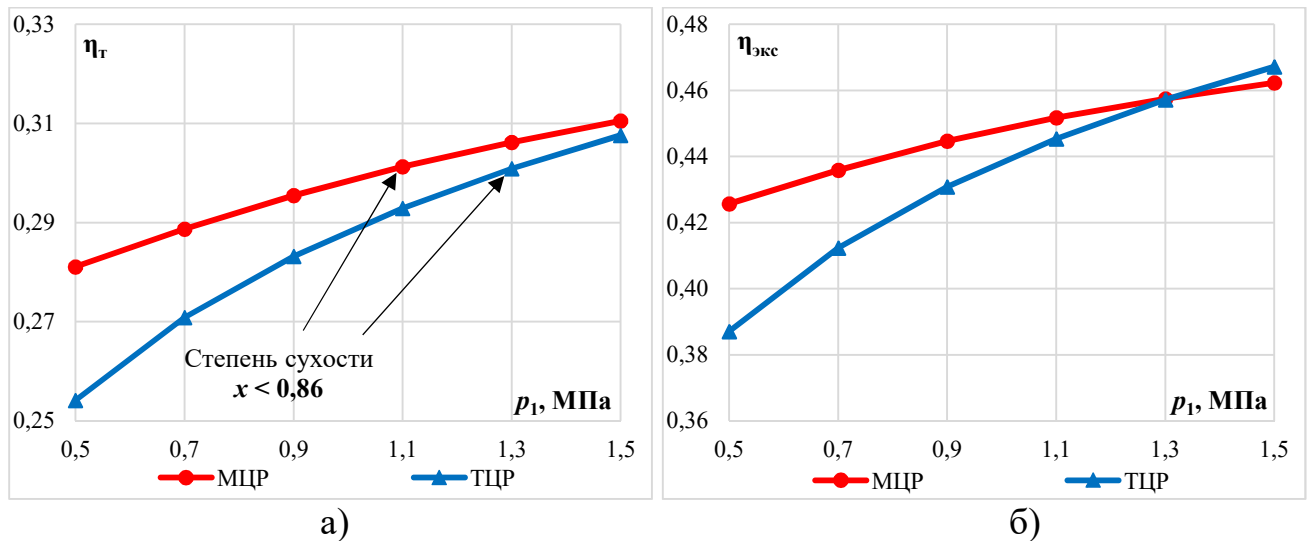


Рисунок 4.10 – Зависимость для МЦР (LiBr + H₂O) и ТЦР от p_1 :
а) термического КПД η_t ; б) эксергетического КПД $\eta_{экс}$

Результаты расчетов показывают, что с повышением давления разница в эффективности между МЦР и ТЦР снижается, если при $p_1 = 500$ кПа $\eta_{t_МЦР}$ выше $\eta_{t_ТЦР}$ на 0,0269 (на 10,6% в относительном выражении), то при $p_1 = 1500$ кПа разница составляет 0,0029 (1,0%). Это объясняется тем, что при увеличении давления (при $t_{гр} = \text{const}$) концентрация крепкого раствора в генераторе пара снижается, что ведет к снижению концентрации слабого раствора и соответствующему повышению давления в абсорбере. Последнее, как уже отмечалось, ведет к снижению полезной работы цикла. По этой причине в МЦР подбор оптимального давления необходим не только с точки зрения получения высокой эффективности в процессе расширения рабочего тела в турбине, но и с целью оптимизации работы термохимического насоса. Указанные выше эффекты негативно влияют на эксергетическую эффективность цикла, поэтому при увеличении p_1 до 1300 кПа эксергетические КПД циклов практически уравниваются, а при $p_1 = 1400-1500$ кПа эффективность ТЦР становится выше, чем у МЦР. Это объясняется снижением полезной работы модернизированного при увеличении количества теплоты, необходимой для подвода в генератор пара.

Для более полной оценки влияния p_1 и $t_{гр}$ на показатели МЦР (LiBr + H₂O) в целом и термохимического насоса в частности дополнительно было

проанализировано 2 варианта функционирования цикла, в которых температура крепкого раствора на выходе из генератора пара t_6 принята постоянной. Кроме того, поддержание t_6 на заданном уровне может иметь место в процессе регулирования производительности установки либо при фиксации температуры раствора в требуемых технологических диапазонах, например, при ограничении максимальной температуры раствора с целью снижения его коррозионной активности либо в случае поддержания диапазона температур, в которых свойства раствора известны (что является актуальной задачей исходя из различий температурных пределов функционирования АПТ и МЦР). На рисунке 4.11, а) приведена зависимость η_T МЦР (LiBr + H₂O) от t_1 при постоянной температуре крепкого раствора (принято $t_6 = 200^\circ\text{C}$) и $f = 6$. С ростом $t_{гр}$ принято увеличение p_1 на 250 кПа с шагом в 20°C . На рисунке 4.11, б) приведена аналогичная зависимость η_T МЦР (LiBr + H₂O) от t_1 при $t_6 = \text{const}$, но при $p_1 = \text{const}$ (принято $p_1 = 1000$ кПа).

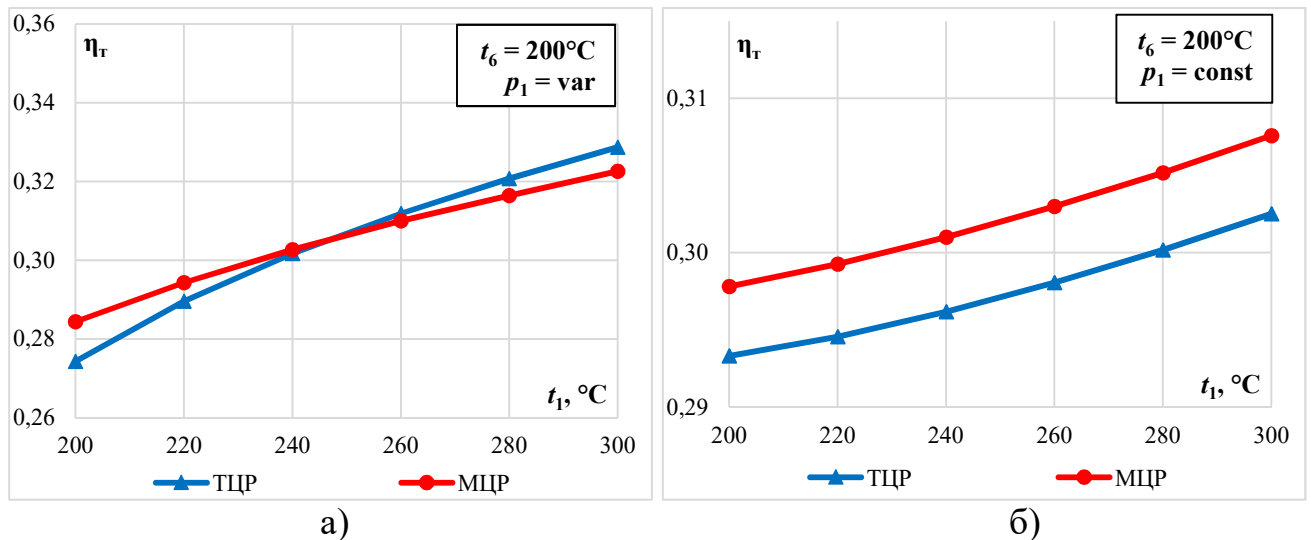


Рисунок 4.11 – Зависимость η_T МЦР (LiBr + H₂O) и ТЦР от t_1 при:
а) $p_1 = \text{var}$; б) $p_1 = \text{const}$

Исходя из приведенной на рисунке 4.11, а) зависимости видно, что увеличение t_1 и p_1 сопровождается повышением термического КПД МЦР (LiBr + H₂O) и ТЦР, что согласуется с общими закономерностями работы цикла Ренкина и рассматривалось ранее. В то же время в случае, если температура крепкого раствора t_6 принята постоянной, то темпы роста η_T модернизированного цикла существенно снижаются и при $t_1 > 240^\circ\text{C}$ эффективность становится ТЦР выше, чем МЦР. Это вызвано уже изложенными выше зависимостями, так как с

ростом давления уменьшается концентрация крепкого и слабого раствора, что обуславливает увеличение подводимой к циклу теплоты и уменьшение полезной работы цикла (по сравнению с вариантом МЦР при более низком значении p_1). Несмотря на то, что во всем рассматриваемом диапазоне полезная работа турбины МЦР выше, чем ТЦР (даже при сравнительно низких концентрациях слабого раствора), подводимая к генератору пара теплота выше, чем в случае с котлом-утилизатором, как по причине необходимости нагрева большого количества раствора, так и по причине ухудшения теплофизических свойств раствора по сравнению с чистой водой.

Поэтому увеличение давления в высокотемпературном контуре должно сопровождаться ростом температуры (в первую очередь, температуры крепкого раствора в генераторе пара) или увеличением кратности циркуляции с целью обеспечения роста $\xi_{сл}$. В случае же, если тепловой мощности источника недостаточно для нагрева крепкого раствора до более высокой температуры, разумно за счет данной мощности обеспечить дополнительный перегрев пара перед турбиной. Данный вариант приведен на рисунке 4.11, б). Видно, что в таком случае разница между показателями η_T МЦР и ТЦР неизменна и во всем рассматриваемом диапазоне эффективность МЦР выше в среднем на 1,6-1,7%. По этой причине, как уже отмечалось, в МЦР следует внимательно относиться к подбору оптимального рабочего давления цикла, так как помимо влияния на параметры рабочего тела, также оказывается влияние на функционирование термохимического насоса, что при увеличении p_1 может привести к существенному снижению эффективности.

Также было проанализировано влияние параметров низкопотенциального источника. Как известно, условия протекания процесса абсорбции зависят от температуры и давления, при которых осуществляется процесс. На данные параметры оказывает влияние температура охлаждающего источника $t_{охл}$. На рисунке 4.12 представлена зависимость η_T и $\eta_{экс}$ МЦР (LiBr + H₂O), ТЦР и МЦР (NH₃ + H₂O) от $t_{охл}$. Анализ произведен для условий базового варианта расчета. Видно, что со снижением температуры охлаждающего источника эффективность каждого из циклов растет ввиду снижения противодавления и

повышения полезной работы цикла, что согласуется с общими закономерностями цикла Ренкина. Повышение $t_{\text{охл}}$ на 5°C приводит к снижению η_T МЦР (LiBr + H₂O) в среднем на 3,1-3,7%, МЦР (NH₃ + H₂O) – на 3,4-3,8%, ТЦР – на 3,4-4,1%.

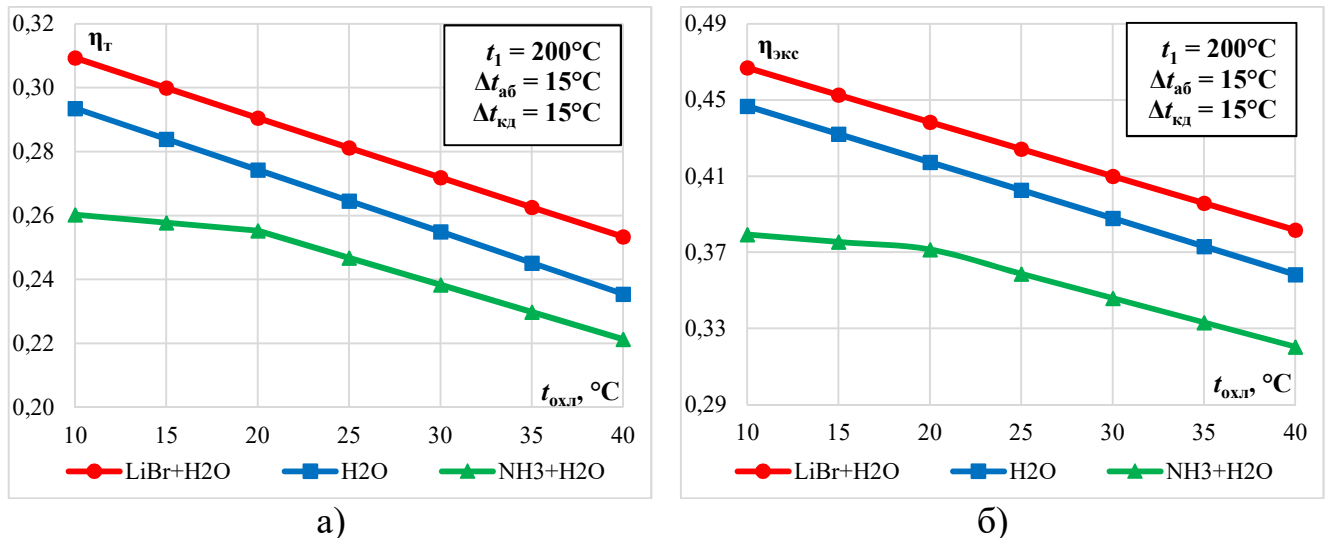


Рисунок 4.12 – Зависимость для МЦР (LiBr + H₂O), ТЦР, МЦР (NH₃ + H₂O) от $t_{\text{охл}}$: а) термического КПД η_T ; б) эксергетического КПД $\eta_{\text{экс}}$

Одновременно с этим видно, что во всем исследуемом диапазоне энергетическая эффективность МЦР (LiBr + H₂O) выше, чем ТЦР в среднем 5,4-7,6%, в то время как эффективность МЦР (NH₃ + H₂O) во всем диапазоне $t_{\text{охл}}$ ниже, чем ТЦР в среднем 6,4-12,8%. Анализ МЦП произведен при $f = 7$ в обоих случаях. Очевидно, что в случае оптимизации цикла по кратности циркуляции, разница в эффективности МЦР и ТЦР может быть скорректирована в пользу МЦР (для бромистолитиевого раствора – за счет повышения f , для водоаммиачного раствора – за счет снижения f). Отличительной особенностью является то, что с увеличением $t_{\text{охл}}$ прирост η_T МЦР (LiBr + H₂O) относительно ТЦР увеличивается, в то время как разница η_T между МЦР (NH₃ + H₂O) и ТЦР – уменьшается. Исходя из этого можно заключить, что с увеличением температуры охлаждающего источника эффективность применения МЦР растет. По этой причине применение МЦР является актуальным в условиях, например, обратных систем водоснабжения (с сухими вентиляторными градирнями) и территорий с жарким климатом.

В случае с МЦР (LiBr + H₂O) повышение эффективности достигается за счет свойств водного раствора бромида лития. В диапазоне температур раствора 0-100°C давление водяных паров над поверхностью раствора на 55-65% ниже, чем

для чистого водяного пара при той же температуре (как в случае с традиционным циклом Ренкина). И хотя с повышением $t_{\text{охл}}$ разность давлений снижается (до 55%), но в абсолютных значениях оно растет (например, при температуре $+25^{\circ}\text{C}$ давление насыщенного водяного пара составляет 5,57 кПа и давление паров воды над раствором бромида лития 3,44 кПа, а при $+40^{\circ}\text{C}$ – 12,2 и 7,72 кПа соответственно) [51, 94]. Следовательно, с повышением температуры охлаждающего источника давление в абсорбере растет меньшими темпами, чем в конденсаторе традиционного цикла Ренкина при прочих равных. Это приводит к увеличению полезной работы цикла. Кроме того, увеличение температуры охлаждающего источника (при постоянной температуре греющего) приводит к снижению количества как отводимой, так и подводимой теплоты в цикле, что несколько замедляет темпы снижения эффективности и позволяет увеличить разницу $\eta_{\text{т}}$ МЦР ($\text{LiBr} + \text{H}_2\text{O}$) и ТЦР с одной стороны, а также снизить последнюю в случае с МЦР ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$) и ТЦР.

В цикле с водоаммиачным раствором увеличение $t_{\text{охл}}$ сопровождается также увеличением температуры пара после турбины t_2 . Если при $t_{\text{охл}} = 20^{\circ}\text{C}$ температура пара в конце действительного расширения $t_2 = 52,06^{\circ}\text{C}$, то при $t_{\text{охл}} = 40^{\circ}\text{C}$ данная температура существенно выше ($t_2 = 71,01^{\circ}\text{C}$). Это позволяет применять цикл для целей теплоснабжения либо обеспечить регенерацию теплоты рабочего тела для преднагрева крепкого раствора, поступающего в генератор пара.

4.2.4. Анализ влияния параметров термохимического насоса

Помимо параметров греющего и охлаждающего источников теплоты на показатели МЦР оказывает влияние термохимический насос, функционирование которого характеризуется рядом необратимостей. С целью оценки данного влияния был исследован ряд параметров, в частности, конечная разность температур в РТО-Р $\Delta t_{\text{рто-р}}$, недовыпаривание $\xi_{\text{гп}}$ и недонасыщение $\xi_{\text{аб}}$ раствора, а также интервал дегазации $\Delta \xi$ (для водоаммиачного раствора). При анализе показателей МЦР исходные данные для расчета (кроме упомянутых выше) приняты по таблице 4.1.

Влияние на показатели МЦР было проанализировано для $\Delta t_{\text{рто-р}}$ в диапазоне 0-30°C. Вариант $\Delta t_{\text{рто-р}} = 0^\circ\text{C}$ является теоретическим и соответствует случаю, при котором необратимые потери в процессе теплообмена отсутствуют. На рисунке 4.13, а) приведена зависимость $\eta_{\text{т}}$ от $\Delta t_{\text{рто-р}}$, а на рисунке 4.13, б) – $\eta_{\text{экс}}$ от $\Delta t_{\text{рто-р}}$. Также на графиках приведены значения $\eta_{\text{т}}$ и $\eta_{\text{экс}}$ для ТЦР и ОЦР.

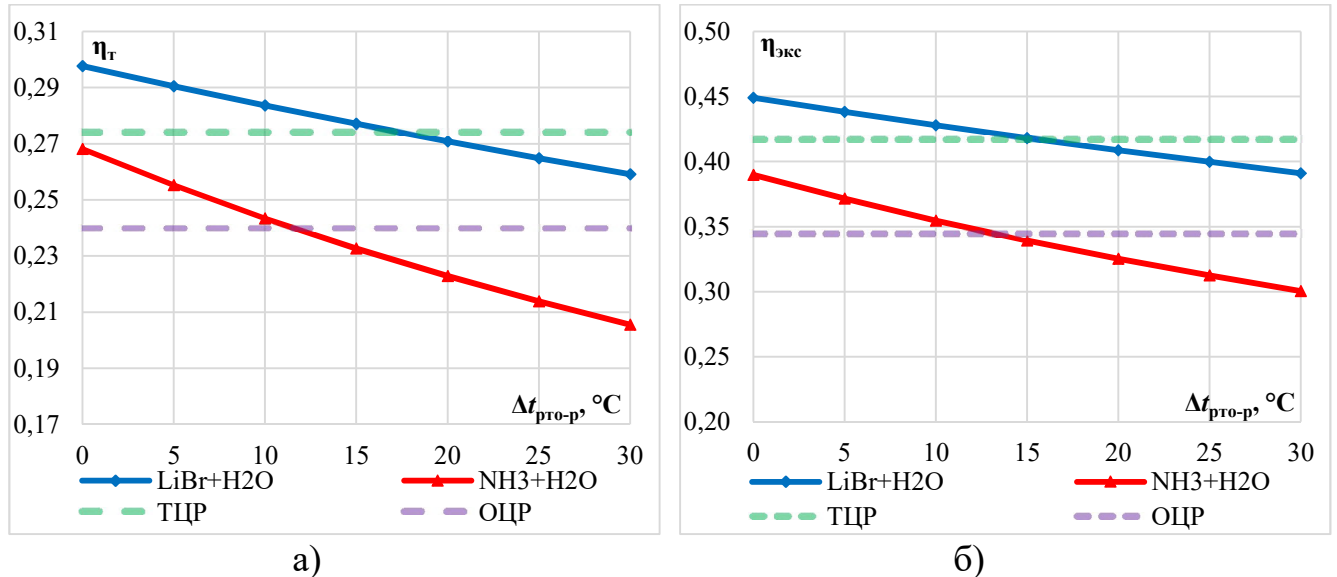


Рисунок 4.13 – Зависимость от конечной разности температур в РТО-Р $\Delta t_{\text{рто-р}}$: а) термического КПД цикла $\eta_{\text{т}}$; б) эксергетического КПД $\eta_{\text{экс}}$

Исходя из представленных зависимостей видно, что увеличение $\Delta t_{\text{рто-р}}$ сопровождается практически линейным снижением $\eta_{\text{т}}$ и $\eta_{\text{экс}}$. При этом, в МЦР (LiBr + H₂O) увеличение $\Delta t_{\text{рто-р}}$ на каждые 5°C снижает $\eta_{\text{т}}$ и $\eta_{\text{экс}}$ в среднем на 2,2-2,5%, в то время как в МЦР (NH₃ + H₂O) – на 4,1-5,1%. Чем ниже $\Delta t_{\text{рто-р}}$, тем больше влияние данного параметра на эффективность цикла, то есть для МЦР (LiBr + H₂O) снижение $\eta_{\text{т}}$ и $\eta_{\text{экс}}$ на 2,5% соответствует увеличению $\Delta t_{\text{рто-р}}$ с 0 до 5°C, а значение 2,2% – увеличению $\Delta t_{\text{рто-р}}$ с 25 до 30°C.

Исходя из зависимости также видно, что при больших значениях $\Delta t_{\text{рто-р}}$ (то есть при снижении эффективности РТО-Р) эффективность МЦР снижается до такой степени, что становится равной и даже меньше эффективности конкурентных технологий (ОЦР на базе R141b и ТЦР). Значение $\Delta t_{\text{рто-р}}$, при котором эффективность установки на базе МЦР становится ниже эффективности конкурентной технологии составляет 17°C для МЦР (LiBr + H₂O) и ~12,5°C, а для МЦР (NH₃ + H₂O). В первом случае сравнение сделано с ТЦР, во втором – с ОЦР.

Исходя из уравнения теплового баланса РТО-Р видно, что наибольшее влияние на функционирование аппарата оказывают два параметра – конечная разность температур $\Delta t_{\text{рто-р}}$ и кратность циркуляции раствора f . Уменьшение $\Delta t_{\text{рто-р}}$ обуславливает повышение эффективности цикла за счет увеличения количества теплоты, передаваемой от покидающего генератор пара раствора и роста температуры раствора t_5 , поступающего в генератор пара, а также вследствие снижения среднелогарифмической разности температур $\Theta_{\text{ср}}$ в РТО-Р. При заданном значении $\Delta t_{\text{рто-р}}$ для водоаммиачного раствора характерен более высокий (в среднем на 10°C) нагрев крепкого раствора в РТО-Р и меньшие значения $\Theta_{\text{ср}}$. В частности, при $\Delta t_{\text{рто-р}} = 10^\circ\text{C}$ в МЦР ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$) температура раствора $t_5 = 173,47^\circ\text{C}$ ($\Theta_{\text{ср}} = 16,7^\circ\text{C}$), в то время как для МЦР ($\text{LiBr} + \text{H}_2\text{O}$) – $t_5 = 163,7^\circ\text{C}$ ($\Theta_{\text{ср}} = 20,07^\circ\text{C}$). Это может быть объяснено более высокими теплофизическими и термодинамическими свойствами рабочего тела, а также большей концентрацией воды в водоаммиачном растворе по сравнению с бромистолитиевым. Увеличение f ведет к увеличению мощности РТО-Р за счет увеличения расхода крепкого и слабого растворов в аппарате. При этом, чем выше значение f , тем больше величина комплекса $(f - 1) / f$, определяющего отношение расходов растворов, и, соответственно, выше тепловая мощность РТО-Р. При $\Delta t_{\text{рто-р}} = 10^\circ\text{C}$ увеличение значения f с 6 до 8 в МЦР ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$) обеспечивает увеличение температуры раствора t_5 на 3,8% (с $173,7$ до $180,22^\circ\text{C}$), в то время как в МЦР ($\text{LiBr} + \text{H}_2\text{O}$) при тех же условиях увеличение t_5 происходит на 5,8% (с $162,4$ до $171,8^\circ\text{C}$).

Работа РТО-Р также обеспечивает переохлаждение раствора, поступающего из генератора пара в абсорбер. Это позволяет предотвратить вскипание раствора после его дросселирования, что особенно важно в случае с водоаммиачным раствором по причине его работы при большем перепаде давлений в дроссельном устройстве. При рассматриваемых условиях работы МЦР ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$) вскипание имеет место при $\Delta t_{\text{рто-р}} > 15^\circ\text{C}$. Частичное вскипание раствора приводит к увеличению расхода охлаждающего теплоносителя и снижению эффективности процесса абсорбции. При определении конечной разности температур и выборе типа теплообменного аппарата необходимо ориентироваться на значения $\Delta t_{\text{рто-р}}$,

обеспечивающие, с одной стороны, достаточную эффективность цикла, а с другой – предотвращение вскипания раствора. Видно, что этим условиям отвечает диапазон $\Delta t_{\text{пто-р}}$ 5-10°C для МЦР ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$) и 5-15°C для МЦР ($\text{LiBr} + \text{H}_2\text{O}$).

Дополнительно была проанализирована зависимость $\eta_{\text{т}}$ от значений недовыпаривания $\Delta\xi_{\text{гп}}$ и недонасыщения $\Delta\xi_{\text{аб}}$ раствора. Каждый из этих параметров был проанализирован в диапазоне 0-5,0% (0-0,05 кг/кг). При этом, значение 0% в обоих случаях характеризует равновесное состояние раствора, недостижимое в реальных условиях. На рисунке 4.14, а) приведена зависимость $\eta_{\text{т}}$ от $\Delta\xi_{\text{гп}}$, а на рисунке 4.14, б) – от $\Delta\xi_{\text{аб}}$. Зависимость $\eta_{\text{экс}}$ от $\Delta\xi_{\text{гп}}$ и $\Delta\xi_{\text{аб}}$ не приводится, так как в этом случае характерны аналогичные зависимости с учетом более высоких абсолютных значений (как в приведенном выше варианте для $\Delta t_{\text{пто-р}}$).

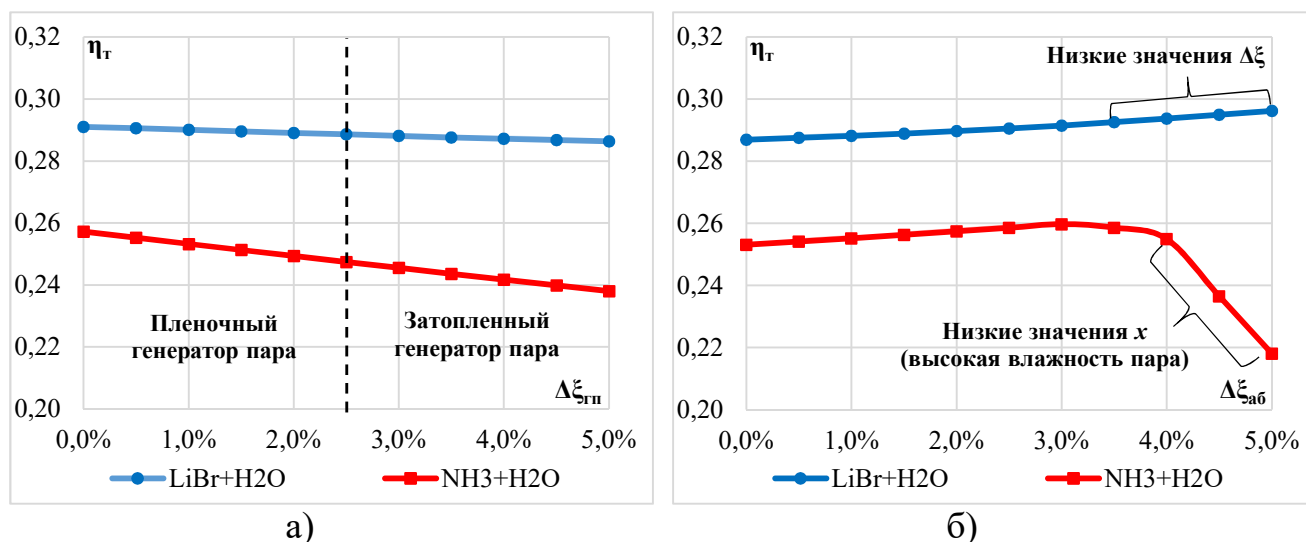


Рисунок 4.14 – Зависимость термического КПД цикла $\eta_{\text{т}}$ от:

а) недовыпаривания раствора $\Delta\xi_{\text{гп}}$; б) недонасыщения раствора $\Delta\xi_{\text{аб}}$

Как уже отмечалось, величина недовыпаривания раствора зависит от множества параметров, среди которых конструкция генератора пара. Чаще всего в промышленных АПТ применяют генераторы пара затопленного и пленочного (оросительного) типа, причем в последних величина $\Delta\xi_{\text{гп}}$ ниже (иногда в два раза). Поэтому диапазон значений $\Delta\xi_{\text{гп}}$ 0,5-2,5% условно принят соответствующим генератору пара пленочного типа, а диапазон 2,5-5,0% – затопленного. Исходя из приведенной на рисунке 4.13, а) зависимости видно, увеличение величины недовыпаривания раствора $\Delta\xi_{\text{гп}}$ в обоих типах рабочих тел МЦР ведет к снижению эффективности цикла и установки в целом, однако в МЦР ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$) влияние

данного параметра выше. В частности, рост $\Delta\xi_{\text{гп}}$ на каждые 0,5% ведет к снижению $\eta_{\text{т}}$ на 0,2% в МЦР ($\text{LiBr} + \text{H}_2\text{O}$) и на 0,8% в МЦР ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$), зависимость сохраняется во всем рассматриваемом диапазоне.

В цикле с бромистолитиевым раствором увеличение $\Delta\xi_{\text{гп}}$ ведет к снижению концентрации крепкого и, как следствие, слабого раствора, что по итогу приводит к росту конечного давления пара после турбины и снижает полезную работу цикла. С другой стороны, увеличение массового содержания воды в крепком растворе обеспечивает повышение теплофизических и термодинамических свойств раствора, вследствие чего повышается удельный тепловой поток в РТО-Р и растет температура слабого раствора на входе в генератор пара. Но так как влияние первого эффекта несколько выше второго, то в целом имеет место незначительное снижение термического КПД. Столь незначительное снижение $\eta_{\text{т}}$ позволяет не опасаться перехода к использованию генераторов пара с кипением в большом объеме (затопленного типа), для которых характерны большие значения $\Delta\xi_{\text{гп}}$, но и меньший капельный унос абсорбента из-за особенностей конструкции.

В случае же с водоаммиачным раствором влияние $\Delta\xi_{\text{гп}}$ существенно выше по причине того, что концентрация слабого водоаммиачного раствора $\xi_{\text{сл}}$ в генераторе пара определяет концентрацию как крепкого раствора $\xi_{\text{кр}}$, так и рабочего тела $\xi_{\text{рт}}$. С ростом $\Delta\xi_{\text{гп}}$ увеличиваются значения $\xi_{\text{сл}}$, $\xi_{\text{кр}}$, $\xi_{\text{рт}}$. Увеличение $\xi_{\text{кр}}$ приводит к росту давления в абсорбере, в то время как рост концентрации $\xi_{\text{рт}}$ – к ухудшению теплофизических и термодинамических свойств пара, обуславливая снижение полезной работы турбины. По причине общего влияния на начальные и конечные параметры пара влияние $\Delta\xi_{\text{гп}}$ на эффективность цикла повышается.

С увеличением $\Delta\xi_{\text{гп}}$ также растет степень вскипания слабого водоаммиачного раствора на выходе из генератора пара. Начало данного процесса имеет место уже при $\Delta\xi_{\text{гп}} = 0,5\%$, а при $\Delta\xi_{\text{гп}} = 5,0\%$ содержание влажного пара в растворе достигает 22,95%. Это существенным образом влияет на тепловую мощность РТО-Р, обуславливая рост удельной тепловой нагрузки и, как следствие, температуры крепкого раствора по причине роста энтальпии слабого раствора. При $\Delta\xi_{\text{гп}} = 0,5\%$ температура крепкого раствора после РТО-Р $t_5 = 171,61^\circ\text{C}$ ($\Theta_{\text{ср}} = 13,13^\circ\text{C}$), в то

время как при $\Delta\xi_{\text{гп}} = 5,0\%$ $t_5 = 195,62^\circ\text{C}$ ($\Theta_{\text{ср}} = 4,51^\circ\text{C}$). Тем менее, данного эффекта недостаточно для того, чтобы компенсировать снижение полезной работы цикла, вызванное влиянием $\xi_{\text{кр}}$ и $\xi_{\text{рт}}$, поэтому $\eta_{\text{уст}}$ в целом снижается.

Влияние недонасыщения раствора имеет несколько иной характер. Приведенная на рисунке 4.14, б) зависимость показывает, что для обоих типов МЦР характерен незначительный рост $\eta_{\text{т}}$ с увеличением $\Delta\xi_{\text{аб}}$. Прирост $\Delta\xi_{\text{аб}}$ на каждые 0,5% в МЦР (LiBr + H₂O) ведет к увеличению $\eta_{\text{т}}$ на 0,2-0,4%, а в МЦР (NH₃ + H₂O) – к увеличению $\eta_{\text{т}}$ в среднем на 0,4-0,5%. Увеличение $\Delta\xi_{\text{аб}}$ в МЦР (LiBr + H₂O) сопровождается ростом $\eta_{\text{т}}$ во всем исследуемом диапазоне, что обусловлено увеличением вместе с величиной недонасыщения концентрации слабого раствора и соответствующим снижением давления в абсорбере, которое сопровождается ростом полезной работы цикла. В то же время чрезмерный рост $\Delta\xi_{\text{аб}}$ ведет к снижению интервала дегазации $\Delta\xi$. Как уже отмечалось, для бромистолитиевого раствора минимальное значение $\Delta\xi$ составляет 0,035 кг/кг, чему соответствует $\Delta\xi_{\text{аб}} = 3,0\%$. Дальнейший рост недонасыщения раствора ведет к снижению $\Delta\xi$ ниже предельных значений, обеспечивающих реализацию процессов абсорбции и десорбции в термохимическом насосе. В таком случае для поддержания приемлемого уровня $\Delta\xi$ требуется снижение значения f , что, как видно из приведенных выше исследований, вызывает снижение $\xi_{\text{сл}}$ и снижение полезной работы цикла вследствие роста давления в абсорбере, то есть эффект, обратный от описанного для диапазона $\Delta\xi_{\text{аб}} = 0-3,0\%$. В то же время снижение $\eta_{\text{т}}$ при регулировании $\Delta\xi$ не оказывает существенного влияния на эффективность цикла.

В МЦР (NH₃ + H₂O) увеличение $\eta_{\text{т}}$ имеет место в диапазоне $\Delta\xi_{\text{аб}} = 0-2,5\%$, в то время как в диапазоне 2,5-5,0% эффективность установки снижается. Увеличение эффективности, как и в случае с бромистолитиевым раствором, обусловлено увеличением полезной работы цикла вследствие снижения давления в абсорбере, которое в случае с водоаммиачным раствором имеет место при увеличении содержания воды в крепком растворе, то есть при снижении концентрации крепкого раствора. С другой стороны, увеличение величины недонасыщения раствора также ведет к снижению концентрации рабочего тела $\xi_{\text{рт}}$

и при значениях $\Delta\xi_{аб} > 3,5\%$ $\xi_{рт}$ снижается до значений, при которых комбинации заданных начальных параметров пара ($t_1 = 200^\circ\text{C}$, $p_1 = 2000$ кПа) недостаточно для обеспечения перегрева вследствие чего рабочее тело на входе в турбину имеет состояние влажного пара. В конечном счете это существенно снижает эффективность цикла и делает его реализацию в целом невозможной.

Дополнительно было проанализировано влияние интервала дегазации $\Delta\xi$ на эффективность МЦР, на рисунке 4.15 приведена данная зависимость. Исходя из различий в свойствах рабочих тел и методики расчета, данный параметр был проанализирован только для водоаммиачного раствора.

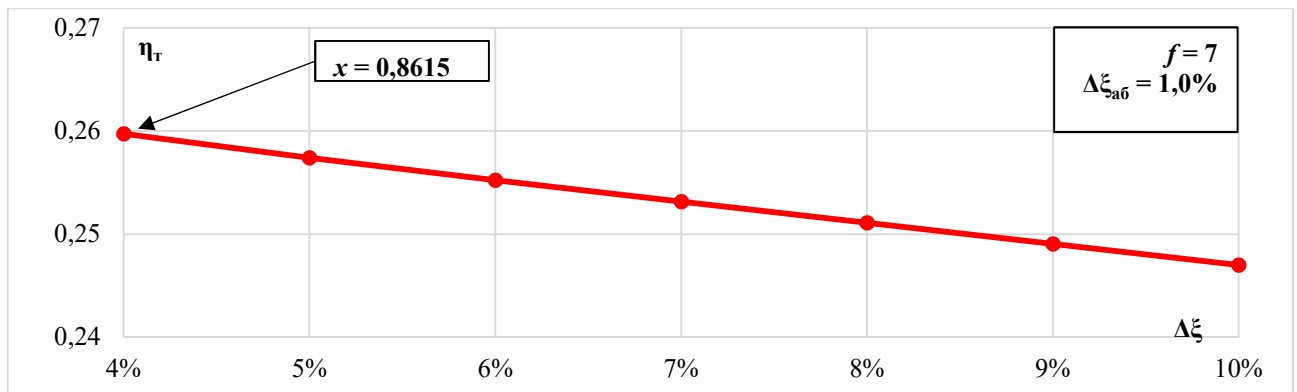


Рисунок 4.15 – Зависимость η_t от $\Delta\xi$ для МЦР ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$)

Видно, что увеличение интервала дегазации ведет к снижению термического КПД цикла η_t , причем прирост $\Delta\xi$ на каждый 1,0% ведет к снижению η_t на 0,8-0,9%. Это обусловлено, в первую очередь, влиянием на концентрацию крепкого раствора и рабочего тела, в связи с чем имеет место эффект, аналогичный увеличению $\Delta\xi_{гп}$ (но без увеличения концентрации слабого раствора). Увеличение $\Delta\xi$ и, как следствие, $\xi_{кр}$ и $\xi_{рт}$, также сопровождается ростом температуры пара после расширения и увеличением конечной степени сухости. Если при $\Delta\xi = 4,0\%$ степень сухости после процесса действительного расширения составляет 0,8615 (что является пограничным значением в плане возможности эрозионного износа), то при $\Delta\xi = 10,0\%$ эта величина составляет более безопасное значение, равное 0,9119.

С целью повышения эффективности установки значение $\Delta\xi$ должно быть минимальным, однако в некоторых режимах работы, например, при снижении температуры греющего источника, данная величина может быть увеличена с целью обеспечения меньшей влажности пара после расширения в турбине.

4.2.5. Анализ влияния внутреннего относительного КПД турбины

Был выполнен анализ влияния на основные показатели МЦР внутреннего относительного КПД паровой турбины в диапазоне $\eta_{oi.t} = 0,5-1,0$ (50-100%). При расчетах для упрощения принято $\eta_{oi.n} = \eta_{oi.t}$. Очевидно, что данные параметры в первую очередь влияют на действительные характеристики цикла, поэтому в первую очередь анализируются величины КПД теплосиловой установки. На рисунке 4.16, а) приведена графическая зависимость $\eta_{уст}$ от $\eta_{oi.t}$, а на рисунке 4.16, б) – зависимость $\eta_{экс}$ от $\eta_{oi.t}$. В обоих случаях видно, что зависимость имеет линейный характер и с ростом η_{oi} растет эффективность теплосиловой установки $\eta_{уст}$ и эксергетический КПД $\eta_{экс}$. Изменение тепловой экономичности цикла обусловлено в первую очередь изменением полезной работы турбины и потребляемой работы насоса, находящимися в зависимости от значений η_{oi} , причем для турбины характерна прямая зависимость, а для насоса – обратная. С повышением эффективности турбины снижается также количество теплоты, отводимой в абсорбере (в обеих типах МЦР).

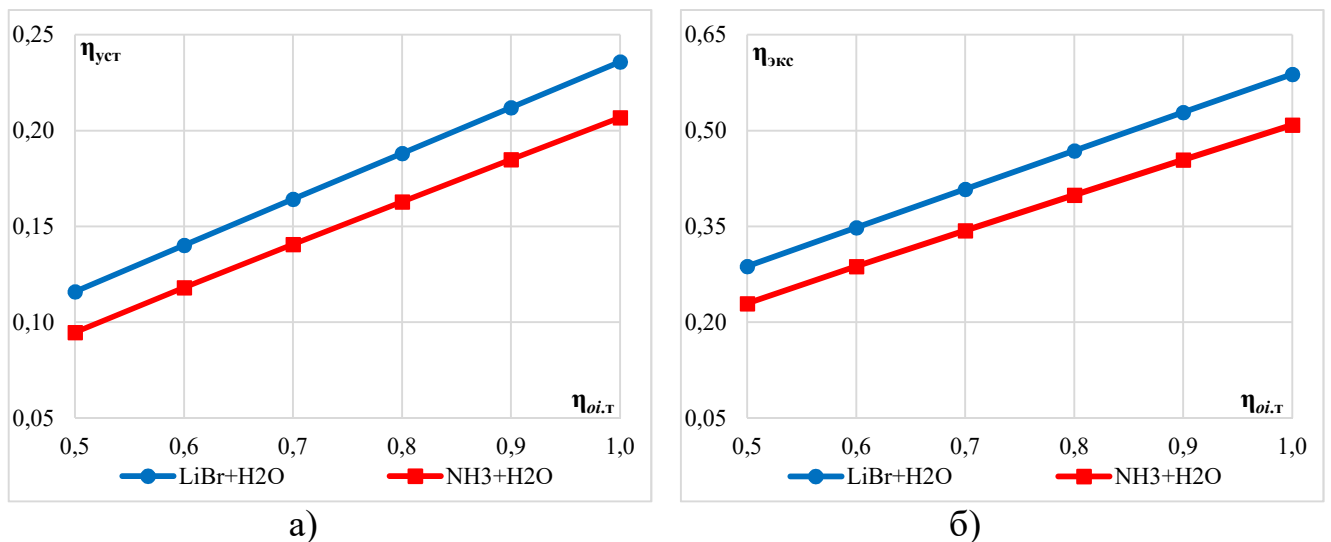


Рисунок 4.16 – Зависимость от внутреннего относительного КПД турбины $\eta_{oi.t}$: а) КПД теплосиловой установки $\eta_{уст}$; б) эксергетического КПД $\eta_{экс}$

В рассматриваемых условиях для паровых турбин малой мощности ($\eta_{oi.t} = 0,5-0,6$) МЦР позволяет обеспечить $\eta_{уст} = 0,0947-0,118$ для МЦР (NH₃ + H₂O) и $\eta_{уст} = 0,1158-0,14$ в случае с МЦР (LiBr + H₂O). Для более крупных турбин ($\eta_{oi.t} = 0,7-0,8$) показатели эффективности составляют $\eta_{уст} = 0,1406-0,1629$ в МЦР (NH₃ + H₂O) и $\eta_{уст} = 0,1641-0,1881$ в МЦР (LiBr + H₂O). Во всем исследуемом

диапазоне эффективность МЦР ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$) ниже, чем МЦР ($\text{LiBr} + \text{H}_2\text{O}$). Разница $\eta_{\text{уст}}$ для двух циклов составляет в среднем 14-22%, причем чем ниже η_{oi} , тем больше различие в эффективности. При сравнении с конкурирующими технологиями разница с МЦР сохраняется в пределах, характерных для базового расчета цикла (во всем диапазоне $\eta_{oi.t}$).

Очевидно, что эффективность турбины определяет также степень сухости в конце действительного процесса расширения пара в турбине. За последней ступенью паровой турбины должна быть влажность, допустимая по условиям эрозионной надежности лопаток. В общем случае это значение не должно быть более 12-15%, чему соответствует степень сухости $x = 0,85-0,88$ [19, 175]. В исследовании паросилового абсорбционного цикла [47] с водоаммиачным раствором предельным значением считается влажность 10% ($x = 0,9$). Для условий базового варианта расчета допустимая конечная степень сухости x обеспечивается для МЦР ($\text{LiBr} + \text{H}_2\text{O}$) в диапазоне $\eta_{oi.t} = 0,5-0,75$, а для МЦР ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$) – при $\eta_{oi.t} = 0,5-0,85$. Это объясняется тем, что для цикла с бромистолитиевым раствором характерна работа в условиях более глубокого вакуума. По этой причине для водоаммиачного раствора при прочих равных допустимо применение греющих источников низкого потенциала, чем для бромистолитиевого раствора.

4.2.6. Анализ изменения электрической мощности

Был произведен анализ зависимости электрической мощности установки МЦР ($\text{LiBr} + \text{H}_2\text{O}$) и ТЦР от t_1 . Зависимость приведена на рисунке 4.17. Выбор циклов для анализа обусловлен использованием одного и того же рабочего тела, так как в случае с водоаммиачным раствором и органическими веществами для ОЦР имеют место различные свойства веществ, что затрудняет их анализ при заданном расходе пара перед турбиной. Исходя из приведенных зависимостей видно, что во всем рассматриваемом диапазоне t_1 электрическая мощность N МЦР выше, чем ТЦР, причем чем больше f , тем выше прирост в мощности. В частности, при $f = 4$ прирост электрической мощности МЦР $\Delta N_{\text{МЦР}}$ относительно ТЦР

составляет 7,8-13,8%, при $f=6$ – 9,6-18,6%, а при $f=8$ – 11,0-21,0%. Во всех случаях, чем выше начальная температура пара, тем больше $\Delta N_{\text{МЦР}}$. С ростом электрической мощности энергетического комплекса указанный прирост в мощности достигает достаточно существенных значений. В частности, при $t_1 = 300^\circ\text{C}$ и $f=8$ мощность установки на базе МЦР составляет 8404,32 кВт, в то время как ТЦР – 7088,95 кВт. То есть прирост в мощности составляет порядка 1315 кВт (18,5%).

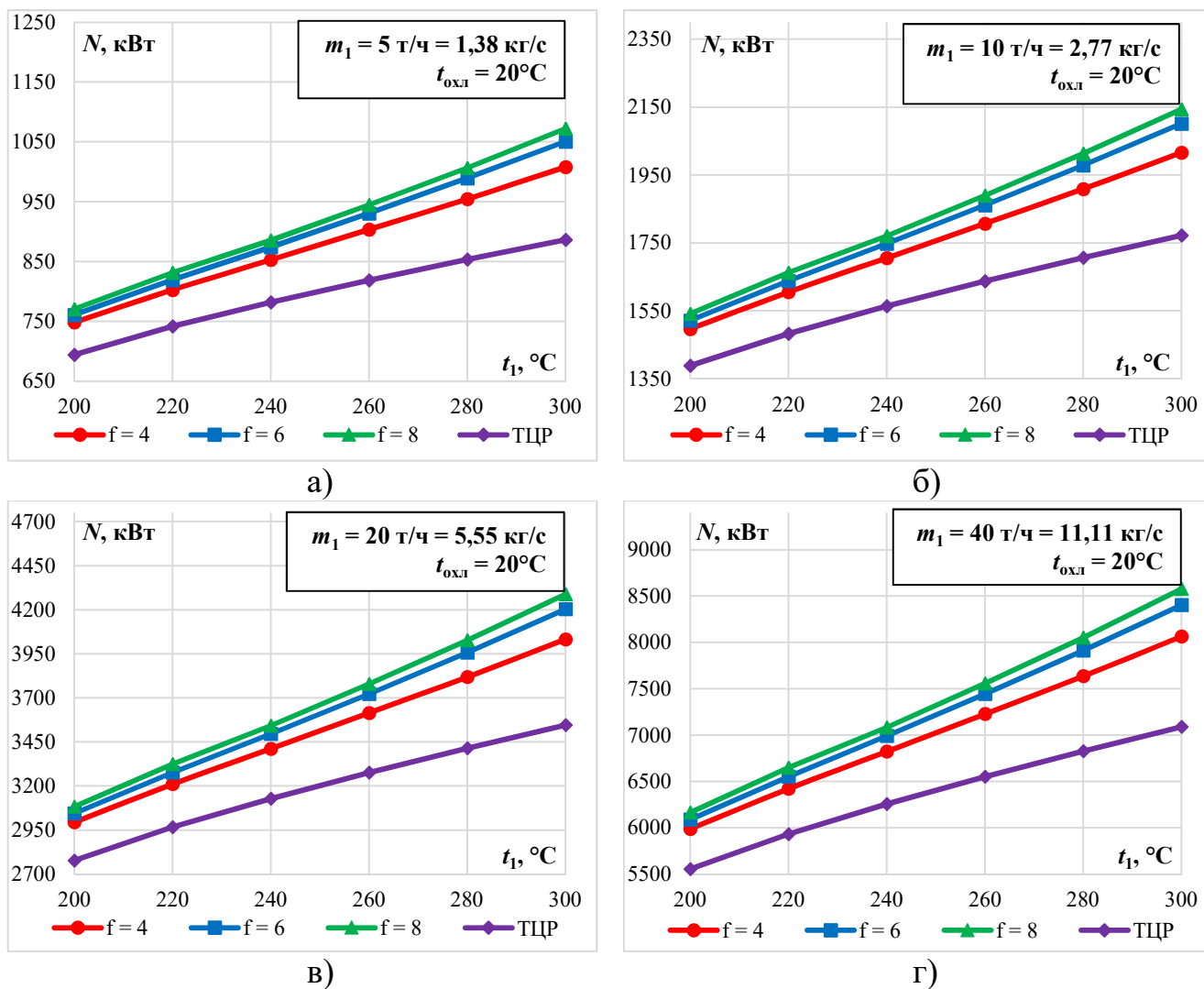


Рисунок 4.17 – Зависимость электрической мощности энергокомплекса на базе МЦР ($\text{LiBr} + \text{H}_2\text{O}$) и ТЦР от начальной температуры пара t_1 при:
а) $m_1 = 5 \text{ т/ч}$; б) $m_1 = 10 \text{ т/ч}$; в) $m_1 = 15 \text{ т/ч}$; г) $m_1 = 20 \text{ т/ч}$;

Одновременно с этим очевидно, что чем выше электрическая мощность энергокомплекса на базе модернизированного цикла с бромистолитиевым раствором, тем больше технический эффект (в части выработки электрической энергии) и меньше срок окупаемости капиталовложений (особенно при большем значении коэффициента использования установленной мощности).

4.2.7. Анализ эффективности МЦР и регенеративного цикла Ренкина

Регенеративный подогрев питательной воды является одним из наиболее эффективных решений, применяемых для повышения тепловой экономичности цикла Ренкина [18]. По этой причине современные ПТУ характеризуются достаточно развитыми системами регенерации. В то же время применение решения для ПТУ малой мощности в условиях утилизации теплоты является неоднозначным [15], что обусловлено более низкими начальными параметрами пара, снижением электрической мощности установки по сравнению со схемой без регенерации при прочих равных, ростом капиталовложений в оборудование, а также другими ограничениями, характерными, например, для котлов-утилизаторов ПГУ [19]. Если основной задачей, стоящей перед производственным предприятием, является обеспечение максимальной выработки электроэнергии при заданной тепловой мощности источника ВЭР (например, при утилизации теплоты конкретной установки), то применение цикла Ренкина с регенеративным подогревом питательной воды может оказаться нецелесообразным.

Как уже отмечалось, регенерация теплоты растворов в МЦР также обеспечивает повышение средней температуры подвода теплоты в цикл по аналогии с регенеративным подогревом питательной воды в ТЦР. Преимуществом регенерации за счет теплоты растворов является возможность реализации решения даже в условиях, когда установка работает при сравнительно низких начальных параметрах. Более того, участие в процессе расширения в турбине в таком случае принимает весь поток пара, поэтому влияние на электрическую мощность установки отсутствует.

Был выполнен анализ влияния начальной температуры пара ($t_1 = 200-300^\circ\text{C}$) на N и η_T МЦР ($\text{LiBr} + \text{H}_2\text{O}$), ТЦР и ТЦР с регенеративным подогревом питательной воды (далее Р-ТЦР). На рисунке 4.18, а) приведена графическая зависимость N от t_1 , а на рисунке 4.18, б) – зависимость η_T от t_1 . При проведении расчетов начальное давление пара p_1 рассматриваемых циклов принято по расчету, результаты которого приведены на рисунке 4.5, кратность циркуляции – $f = 8$, прочие данные

– по таблице 4.1. Расчет Р-ТЦР выполнен на базе общепринятой методики для схемы с одноступенчатым подогревом со смешивающим подогревателем [17] исходя из температуры питательной воды после подогревателя равной 0,65 от температуры насыщения, соответствующей давлению в котле-утилизаторе [19].

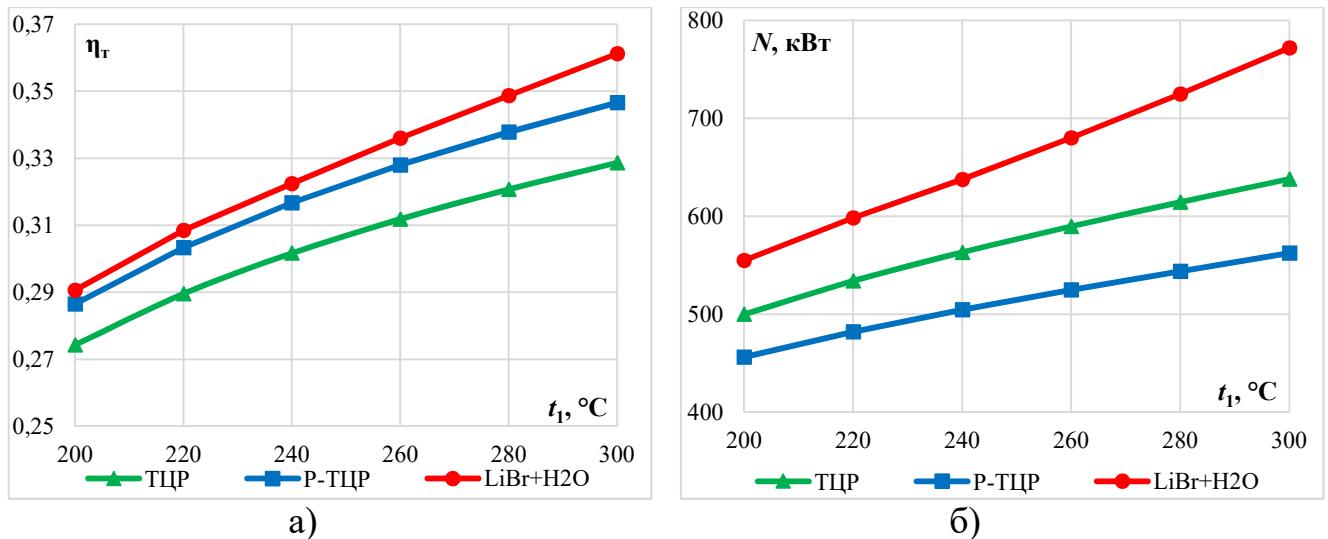


Рисунок 4.18 – Зависимость от начальной температуры пара t_1 : а) электрической мощности установки N ; б) термического КПД η_T

Исходя из приведенных зависимостей видно, что в рассматриваемых условиях регенеративный подогрев обеспечивает повышение η_T на 4,4-5,5%, но в то же время является причиной снижения N на 8,8-11,9%, что согласуется с общими закономерностями цикла Ренкина [17]. Одновременно с этим видно, что во всем рассматриваемом диапазоне t_1 термический КПД и электрическая мощность МЦР выше, чем в ТЦР и в Р-ТЦР, причем чем выше t_1 , тем выше относительный прирост в мощности и КПД. В частности, при $t_1 = 200^\circ\text{C}$ прирост η_T МЦР относительно соответствующих значений ТЦР и Р-ТЦР составляет 6,0% и 1,5% соответственно, в то время как при $t_1 = 300^\circ\text{C}$ – 9,9% и 4,2% соответственно. Прирост N МЦР относительно соответствующих значений ТЦР и Р-ТЦР при $t_1 = 200^\circ\text{C}$ составляет 11,0% и 21,7% соответственно, а при $t_1 = 300^\circ\text{C}$ – 21,0% и 37,3% соответственно.

В этой связи для обеспечения максимальной выработки электроэнергии при утилизации теплоты более целесообразным является применение ТЦР и МЦР (LiBr + H₂O). В то же время при сжигании органического топлива или в случаях, когда источник ВЭР неограничен (например, геотермальный источник) более целесообразным может быть применение Р-ТЦР и МЦР (LiBr + H₂O).

4.3. Анализ внедрения МЦР на примере паровой турбины К-3,0-1,275

Для оценки целесообразности практического внедрения модернизированного цикла был рассмотрен ряд промышленных паровых турбин. Для сравнения были выбраны конденсационные паровые турбины малой мощности совместного производства «Парсонс» (РФ, Индия) и Уральского завода «Нейтрон» (РФ) [24]. Данные турбины имеют малую мощность и представляют собой одноцилиндровые агрегаты со ступенями активного типа. Чаще всего применяются на промышленных предприятиях с целью обеспечения собственной генерации.

Для анализа эффективности внедрения энергокомплекса была рассмотрена турбина К-3-1,275 ($N = 3,0$ МВт). Тип, конструкция и параметры пара данных турбин не предусматривают регенеративный подогрев питательной воды, поэтому термодинамический и технико-экономический расчеты будут выполнены для простой тепловой схемы энергокомплекса на базе ТЦР и МЦР ($\text{LiBr} + \text{H}_2\text{O}$). Работа установки рассматривается в рамках энергокомплекса для утилизации теплоты продуктов сгорания воздухоподогревателя доменной печи. Устройство воздухоподогревателя приведено на рисунке 2.22, схема энергокомплекса – на рисунке 2.23. При расчете принята схема без промежуточного термомасляного контура. Определение свойств продуктов сгорания выполнено посредством специализированной программы «Калькулятор состава и теплофизических свойств продуктов сгорания газообразного топлива» [180], работающей на основе встраиваемых библиотек базы данных свойств веществ CoolProp [181]. Охлаждающий источник – вода оборотной системы водоснабжения ($t_{\text{охл}} = 25^\circ\text{C}$). Расчеты произведены исходя из приведенных ранее соотношений (4.1-4.7).

В таблице 4.4 приведены исходные данные для термодинамического анализа цикла в условиях работы паровой турбины К-3-1,275. Видно, что разность температур в котле-утилизаторе $\Delta t_{\text{ку}} = 15^\circ\text{C}$, в то время как в генераторе пара $\Delta t_{\text{гп}} = 55^\circ\text{C}$. Это обусловлено ограничениями, связанными с недостаточным объемом информации в части свойств бромистолитиевого раствора в области высоким температур ($t > 250^\circ\text{C}$). Хотя в ряде работ, посвященных исследованию

свойств бромистолитиевого раствора в области высоких температур и концентраций [97, 98], отмечается, что в ряде случаев определение свойств раствора в высокотемпературной области для промышленных АБТН выполняется методом экстраполяции, что дает достаточную для технических расчетов точность. Расположение расчетных точек ТЦР приведено на рисунке 1.2, а). Расчет ТЦР (без регенеративного подогрева) выполнен по известным методикам [17, 18].

Таблица 4.4 – Исходные данные для анализа энергокомплекса на базе К-3-1,275

Параметр	Обозначение	Единица измерения	ТЦР	МЦР (LiBr + H ₂ O)
Температура свежего пара	t_1	°С	280	
Давление свежего пара	p_1	кПа	1 275	
Расход пара	m_1	т/ч (кг/с)	20,4 (5,66)	
Давление после турбины	p_2	кПа	10,4	По расчету
Кратность циркуляции	f	–	–	8,0
Интервал дегазации	$\Delta\xi$	кг/кг (%)	–	0,05 (5,0%)
Неполнота насыщения раствора	$\Delta\xi_{аб}$	кг/кг (%)	–	0,02 (2,0%)
Неполнота выпаривания раствора	$\Delta\xi_{гп}$	кг/кг (%)	–	0,005 (0,5%)
Потери давления в котле-утилизаторе и генераторе пара	$\Delta p_{ку} / \Delta p_{гп}$	кПа	20% p_1	
Потери давления в пароперегревателе и паропроводах	$\Delta p_{гп}$	кПа	10% p_1	
Потери давления в трубопроводах	$\Delta p_{тр}$	кПа	10% p_1	
Потери давления в РТО-Р	$\Delta p_{рто-р}$	кПа	–	10% p_1
Конечная разность температур между охлаждающим теплоносителем и рабочим телом в конденсаторе и абсорбере	$\Delta t_{конд} / \Delta t_{аб}$	°С	21,576	
Конечная разность температур между греющим теплоносителем и рабочим телом в котле-утилизаторе и генераторе пара	$\Delta t_{ку} / \Delta t_{гп}$	°С	15	55
Конечная разность температур между греющим теплоносителем и рабочим телом в пароперегревателе	$\Delta t_{гп}$	°С	15	
Конечная разность температур в РТО-Р	$\Delta t_{рто-р}$	°С	–	5
Внутренний относительный КПД паровой турбины	$\eta_{oi.т}$	–	0,7345	
Внутренний относительный КПД питательного насоса	$\eta_{oi.н}$	–	0,7345	
Механический КПД паровой турбины	η_m	–	0,95	
КПД электрического генератора	$\eta_{эг}$	–	0,95	
Потери теплоты в окружающую среду от котла-утилизатора и генераторе пара	$\eta_{ку} / \eta_{гп}$	–	0,9	

В таблицах 4.5 и 4.6 приведены параметры рабочего тела, а также греющего и охлаждающего источника теплоты.

Таблица 4.5 – Параметры рабочего тела в ТЦР

Точка	$t, ^\circ\text{C}$	$p, \text{кПа}$	$h, \text{кДж/кг}$	$s, \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$	Состояние
1	280,00	1275,0	3000,30	6,92470	Перегретый пар
2г	46,58	10,400	2198,20	6,92470	Влажный пар (83,81%)
2д	46,58	10,400	2411,16	7,59060	Влажный пар (92,71%)
3	46,58	10,400	195,02	0,65927	Насыщенная жидкость
4г	46,64	1785,0	196,82	0,65927	Переохлажденная жидкость
4д	46,79	1785,0	197,47	0,66131	Переохлажденная жидкость
5	25,00	300,0	105,10	0,36715	Охлаждающая вода
6	35,00	200,0	146,81	0,50506	Охлаждающая вода
7	300,00	–	830,41	–	Продукты сгорания
8	270,00	–	796,32	–	Продукты сгорания

Таблица 4.6 – Параметры рабочего тела в МЦР

Точка	$\xi, \text{кг/кг}$		$t, ^\circ\text{C}$	$p, \text{кПа}$	$h, \text{кДж/кг}$	$s, \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$	Состояние
	LiBr	H ₂ O					
1	0	1	280,00	1275,00	3000,30	6,92470	Перегретый пар
2г	0	1	25,39	3,245	2062,50	6,92470	Влажный пар (80,14%)
2д	0	1	25,39	3,245	2311,49	7,75870	Влажный пар (90,34%)
3	0,485	0,515	46,58	3,245	119,79	0,35028	Насыщенная жидкость
4г	0,485	0,515	47,10	1912,50	121,13	0,35028	Переохлажденная жидкость
4д	0,485	0,515	47,28	1912,50	121,62	0,35168	Переохлажденная жидкость
5	0,485	0,515	210,40	1657,50	491,41	1,27795	Насыщенная жидкость
6	0,532	0,468	245,00	1402,50	564,66	1,36115	Насыщенная жидкость
7	0,532	0,468	51,58	1147,50	142,04	0,34388	Переохлажденная жидкость
8	0,532	0,468	51,83	3,245	142,04	0,34405	Переохлажденная жидкость
9	–	–	25,00	300,00	105,10	0,36715	Охлаждающая вода
10	–	–	35,00	200,00	146,81	0,50506	Охлаждающая вода
11	–	–	300,00	–	830,41	–	Продукты сгорания
12	–	–	270,00	–	796,32	–	Продукты сгорания

Исходя из приведенных в таблицах 4.5 и 4.6 параметров рабочих тел видно, что давление в абсорбере МЦР более чем в 3 раза меньше, чем в конденсаторе ТЦР. Однако также необходимо учитывать, что снижение противодавления вызывает

также увеличение конечной влажности пара. В рассматриваемом примере в случае с МЦР конечная влажность пара после расширения на 0,0237 (2,37%) больше, чем в ТЦР (хотя и находится в допустимых пределах).

В таблице 4.7 приведены значения тепловой мощности потоков рабочего тела в конденсаторе и абсорбере ТЦР и МЦР соответственно.

Таблица 4.7 – Тепловая мощность потоков рабочего тела конденсатора и абсорбера

Конденсатор		Абсорбер	
Отработавший пар на входе	$m_{\text{п}} \cdot h_{\text{п}} = m_2 \cdot h_2 =$ $= 13\,663,62 \text{ кВт}$	Отработавший пар на входе	$m_{\text{рт}} \cdot h_{\text{рт}} = m_2 \cdot h_2 =$ $= 12\,150,1 \text{ кВт}$
		Крепкий раствор на входе	$m_{\text{кр}} \cdot h_{\text{кр}} = m_8 \cdot h_8 =$ $= 5\,226,22 \text{ кВт}$
Конденсат пара на выходе	$m_{\text{к}} \cdot h_{\text{к}} = m_3 \cdot h_3 =$ $= 1\,105,12 \text{ кВт}$	Слабый раствор на выходе	$m_{\text{сл}} \cdot h_{\text{сл}} = m_3 \cdot h_3 =$ $= 5\,037,48 \text{ кВт}$
Итого тепловая мощность конденсатора:	$Q_{\text{конд}} = 12\,558,29 \text{ кВт}$	Итого тепловая мощность абсорбера:	$Q_{\text{аб}} = 12\,338,83 \text{ кВт}$

В таблице 4.8 приведены основные характеристики циклов. При заданном значении $Q_{\text{ист}}$ расход рабочего тела перед турбиной в ТЦР и МЦР различен ввиду различий тепловых потоков, определяющих мощность генератора пара и котла-утилизатора. Приведенные результаты показывают, что применение МЦР позволяет повысить термический КПД цикла $\eta_{\text{т}}$, а также КПД теплосиловой установки $\eta_{\text{уст}}$. При прочих равных условиях за счет повышения тепловой экономичности цикла обеспечивается снижение расхода рабочего тела, поступающего в паровую турбину. В МЦР расход рабочего тела, поступающего в паровую турбину на 7,3% меньше, чем в ТЦР. С другой стороны, для МЦР характерен значительный расход крепкого и слабого растворов. В частности, расход слабого раствора больше расхода рабочего тела в f раз, в то время как расход крепкого – в $(f - 1)$ раз (примерно во столько же раз расходы крепкого и слабого растворов больше расхода питательной воды в ТЦР). Это необходимо учитывать при технико-экономическом обосновании, так как значительный расход раствора (вызванный увеличением кратности циркуляции f) требует увеличения диаметров трубопроводов и вызывает рост мощности питательного насоса.

Исходя из таблицы 4.8 также видно, что МЦР обеспечивает повышение теоретической работы турбины на 16,9% по сравнению с ТЦР. Основным эффектом от применения технологии заключается в том числе в повышении теоретической (полезной) работы турбины за счет расширения пределов применения цикла вследствие снижения конечных параметров пара. Вторым фактором, обеспечивающим повышение энергетической эффективности МЦР, является повышение средней температуры подвода теплоты в цикл вследствие применения регенерации теплоты растворов. С другой стороны, видно, что в рассматриваемых условиях теоретическая (потребляемая) работа насоса также увеличивается, причем достаточно существенно, более чем в 5 раз. В части применения МЦР этот фактор является негативным, так как снижает эффективность цикла (хоть и не в значительной мере) и вызывает рост затрат на насосное оборудование. Увеличение мощности насоса обусловлено увеличением расхода рабочего тела, которое напрямую зависит от f и является еще одним фактором при технико-экономическом анализе МЦР и определении оптимального значения кратности циркуляции. Для МЦР характерны более высокие значения отводимой и подводимой к циклу теплоты (на 4,8 и 7,9% соответственно выше, чем у ТЦР). В целом видно, что применение МЦР при заданных параметрах позволяет повысить η_T цикла на 7,3% в относительном выражении (на $\Delta\eta_T = 0,0209$ в абсолютном выражении).

При учете необратимостей, имеющих место в реальных процессах, а также фактических расходов рабочих потоков эффект от применения МЦР снижается. В частности, КПД установки, работающей с использованием МЦР все так же выше, чем при ТЦР, однако прирост $\eta_{уст}$ составляет 6,4% ($\Delta\eta_{уст} = 0,0109$ в абсолютном выражении). Очевидно, что это обусловлено суммарным влиянием $\eta_{oi.T}$, $\eta_{oi.H}$, $\eta_{гп}$, η_M , $\eta_{эг}$. Тем не менее, прирост электрической мощности установки на 6,48% может дать существенный эффект. В главе 5 выполнен технико-экономический анализ рассмотренных в рамках настоящего параграфа энергокомплексов, а также произведена оценка капиталовложений и срока окупаемости технических решений.

Таблица 4.8 – Основные характеристики энергокомплексов на базе ТЦР и МЦР

Параметр	Ед. изм.	ТЦР	МЦР	Δ (МЦР – ТЦР)		
Параметры рабочих потоков						
Расход рабочего тела	$m_{рт}$	т/ч (кг/с)	20,4 (5,66)	18,92 (5,25)	-1,48 (-0,41)	-7,3%
Расход крепкого раствора	$m_{кр}$	т/ч (кг/с)	–	132,46 (36,79)	–	–
Расход слабого раствора	$m_{сл}$	т/ч (кг/с)	–	151,38 (42,05)	–	–
Теоретические характеристики цикла						
Теоретическая работа турбины	l_T	кДж/кг	802,1	937,8	135,7	16,9%
Теоретическая работа насоса	l_H	кДж/кг	1,8	10,7	8,9	494,4%
Удельная тепловая нагрузка котла-утилизатора / генератора пара	$q_{ку} / q_{гп}$	кДж/кг	2 803,48	3 025,5	222,02	7,9%
Удельная тепловая нагрузка конденсатора / абсорбера	$q_{конд} / q_{аб}$	кДж/кг	2 003,18	2 098,41	95,23	4,8%
Удельная тепловая нагрузка теплообменника растворов	$q_{рто}$	кДж/кг	–	2 958,33	–	–
Термический КПД	η_T	–	0,2855	0,3064	0,0209	7,3%
Действительные характеристики установки						
Электрическая мощность турбины (с учетом $\eta_{oi.t}$, η_m , $\eta_{эг}$)	N_T	кВт	3 013,89	3 271,04	257,15	8,5%
Электрическая мощность насоса (с учетом $\eta_{oi.n}$)	N_H	кВт	13,89	76,59	62,7	451,4%
Электрическая мощность установки	N	кВт	3 000	3 194,45	194,45	6,48%
Тепловая мощность источника теплоты	$Q_{ист}$	кВт	17 647,7		–	–
Тепловая мощность котла-утилизатора / генератора пара (с учетом $\eta_{ку}$ и $\eta_{гп}$)	$Q_{ку}/Q_{гп}$	кВт	15 882,93		–	–
Тепловая мощность конденсатора / абсорбера	$Q_{конд}/Q_{аб}$	кВт	12 558,29	12 338,83	-219,46	-1,7%
Тепловая мощность теплообменника растворов (РТО-Р)	$Q_{рто-р}$	кВт	–	15 550,18	–	–
КПД установки	$\eta_{уст}$	–	0,1701	0,1810	0,0109	6,4%

4.4. Анализ внедрения МЦР на примере энергокомплекса для утилизации теплоты уходящих газов ГПУ

Как уже отмечалось в параграфе 2.4, помимо технологических установок источниками тепловых ВЭР могут выступать энергетические установки. В частности, на рисунке 2.21 приведена схема энергокомплекса на базе МЦР для утилизации теплоты уходящих газов ГПУ. Для оценки энергетической эффективности данного решения был выполнен термодинамический анализ схемы и произведено сравнение с энергокомплексом на базе ТЦР. Так как основной задачей является обеспечение максимальной выработки электроэнергии при заданной тепловой мощности источника ВЭР (в рассматриваемом случае – газопоршневой установки), то сравнение произведено для ТЦР без регенерации. Сравнение показателей энергокомплексов производится для МЦР ($\text{LiBr} + \text{H}_2\text{O}$).

Исходные данные для термодинамического анализа энергокомплекса, обеспечивающего утилизацию теплоты выхлопных газов ГПУ, приведены в таблице 4.9. Расчет произведен при условии заданной (и ограниченной) тепловой мощности источника теплоты (принято $Q_{\text{ист}} = 5\,000$ кВт). Работа установки предполагается в установленном режиме. По этой причине расход рабочего тела и электрическая мощность установки являются расчетными величинами, определяемыми исходя из теплового баланса генератора пара и котла-утилизатора. Температура продуктов сгорания $t_{\text{гр}} = 300^\circ\text{C}$. Охлаждающий источник – вода оборотной системы водоснабжения ($t_{\text{охл}} = 20^\circ\text{C}$).

В таблицах 4.10 и 4.11 приведены параметры рабочего тела, а также греющего и охлаждающего источника теплоты. В таблице 4.12 приведено сравнение основных показателей циклов. На рисунках 4.19 и 4.20 приведены схемы энергокомплексов на базе ТЦР и ТЦР с отражением параметров в рабочих точках. Условные обозначения на рисунках приняты аналогично рисунку 2.21 (в частности, наименование основного оборудования, цветовое обозначение рабочих растворов, а также греющего и охлаждающего теплоносителей).

Таблица 4.9 – Исходные данные для термодинамического анализа энергокомплекса для утилизации теплоты выхлопных газов ГПУ

Параметр		Единица измерения	ТЦР	МЦР (LiBr + H ₂ O)
Тепловая мощность источника теплоты	$Q_{ист}$	кВт	5 000	
Температура греющего теплоносителя	$t_{гр}$	°С	300	
Температура охлаждающего теплоносителя	$t_{охл}$	°С	20	
Давление пара перед паровой турбиной	p_1	кПа	1 500	
Расход пара перед турбиной	$m_{рт}$	кг/с	По расчету	
Кратность циркуляции	f	–	–	4
Интервал дегазации	$\Delta\xi$	кг/кг	–	0,04
Неполнота насыщения раствора в абсорбере	$\Delta\xi_{аб}$	кг/кг	–	0,025
Неполнота выпаривания раствора в генераторе пара	$\Delta\xi_{гп}$	кг/кг	–	0,005
Потери давления в генераторе пара и котле-утилизаторе	$\Delta p_{гп} / \Delta p_{ку}$	кПа	20% p_1	
Потери давления в пароперегревателе и паропроводах	$\Delta p_{пп}$	кПа	5% p_1	
Потери давления в жидкостных трубопроводах	$\Delta p_{тр}$	кПа	5% p_1	
Потери давления в РТО-Р	$\Delta p_{рто-р}$	кПа	–	10% p_1
Конечная разность температур в пароперегревателе	$\Delta t_{пп}$	°С	25	
Конечная разность температур в абсорбере	$\Delta t_{аб}$	°С	–	15
Конечная разность температур в конденсаторе	$\Delta t_{к}$	°С	15	–
Конечная разность температур в генераторе пара	$\Delta t_{гп}$	°С	–	50
Конечная разность температур в РТО-Р	$\Delta t_{рто-р}$	°С	–	5
Внутренний относительный КПД паровой турбины	$\eta_{oi.т}$	–	0,75	
Внутренний относительный КПД питательного насоса	$\eta_{oi.н}$	–	0,75	
Механический КПД паровой турбины	$\eta_{м}$	–	0,95	
КПД электрического генератора	$\eta_{эг}$	–	0,95	
Потери теплоты в генераторе пара и котле-утилизаторе	$\eta_{гп} / \eta_{ку}$	–	0,9	

Таблица 4.10 – Параметры рабочего тела в ТЦР

Точка	$t, ^\circ\text{C}$	$p, \text{кПа}$	$h, \text{кДж/кг}$	$s, \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$	Состояние
1	275,00	1500,00	2981,90	6,81940	Перегретый пар
2т	35,05	5,629	2092,40	6,81940	Влажный пар (80,47%)
2д	35,00	5,629	2314,78	7,54110	Влажный пар (89,67%)
3	35,00	5,629	146,63	0,50513	Насыщенная жидкость
4т	35,05	1950,00	148,59	0,50513	Переохлажденная жидкость
4д	35,21	1950,00	149,24	0,50724	Переохлажденная жидкость
5	20,00	300,00	84,19	0,29642	Охлаждающая вода
6	30,00	250,00	125,96	0,43668	Охлаждающая вода
7	300,00	–	830,41	–	Продукты сгорания
8	280,00	–	807,65	–	Продукты сгорания

Таблица 4.11 – Параметры рабочего тела в МЦР (LiBr + H₂O)

Точка	$\xi, \text{кг/кг}$		$t, ^\circ\text{C}$	$p, \text{кПа}$	$h, \text{кДж/кг}$	$s, \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$	Состояние
	LiBr	H ₂ O					
1	0	1	275,00	1500,00	2981,90	6,81940	Перегретый пар
2т	0	1	22,10	2,662	2009,80	6,81940	Влажный пар (78,29%)
2д	0	1	22,10	2,662	2252,83	7,64250	Влажный пар (88,22%)
3	0,414	0,586	35,00	2,662	88,97	0,33326	Насыщенная жидкость
4т	0,414	0,586	35,61	2100,00	90,52	0,33326	Переохлажденная жидкость
4д	0,414	0,586	35,81	2100,00	91,03	0,33516	Переохлажденная жидкость
5	0,414	0,586	177,50	1875,00	440,31	1,27615	Насыщенная жидкость
6	0,519	0,481	250,00	1575,00	579,31	1,41199	Насыщенная жидкость
7	0,519	0,481	40,00	1350,00	113,61	0,27765	Переохлажденная жидкость
8	0,519	0,481	40,20	2,662	113,61	0,27779	Насыщенная жидкость (2,2%)
9	–	–	20,00	300,00	84,19	0,29642	Охлаждающая вода
10	–	–	30,00	250,00	125,96	0,43668	Охлаждающая вода
11	–	–	300,00	–	830,41	–	Продукты сгорания
12	–	–	280,00	–	807,65	–	Продукты сгорания

Таблица 4.12 – Основные характеристики энергокомплексов на базе ТЦР и МЦР

Параметр	Ед. изм.	ТЦР	МЦР (LiBr + H ₂ O)	Δ (МЦР – ТЦР)		
Параметры рабочих потоков						
Расход рабочего тела	$m_{рт}$	т/ч (кг/с)	5,68 (1,58)	5,47 (1,52)	-0,21 (-0,06)	-3,8%
Расход крепкого раствора	$m_{кр}$	т/ч (кг/с)	–	16,42 (4,56)	–	–
Расход слабого раствора	$m_{сл}$	т/ч (кг/с)	–	21,89 (6,08)	–	–
Теоретические характеристики цикла						
Теоретическая работа турбины	l_T	кДж/кг	889,5	972,1	82,6	9,3%
Теоретическая работа насоса	l_H	кДж/кг	1,96	6,19	4,23	215,8%
Удельная тепловая нагрузка котла-утилизатора / генератора пара	$q_{ку} / q_{гп}$	кДж/кг	2 833,31	2 958,6	125,29	4,4%
Удельная тепловая нагрузка конденсатора / абсорбера	$q_{конд} / q_{аб}$	кДж/кг	1 945,77	1 994,75	48,98	2,5%
Удельная тепловая нагрузка теплообменника растворов	$q_{рто}$	кДж/кг	–	1 399,15	–	–
Термический КПД	η_T	–	0,3133	0,3265	0,0132	4,2%
Действительные характеристики установки						
Электрическая мощность турбины (с учетом $\eta_{oi.T}$, η_m , $\eta_{эг}$)	N_T	кВт	956,66	1 002,02	45,36	4,7%
Электрическая мощность насоса (с учетом $\eta_{oi.H}$)	N_H	кВт	4,15	12,55	8,4	202,4%
Электрическая мощность установки	N	кВт	952,51	989,47	36,96	3,9%
Тепловая мощность источника теплоты	$Q_{ист}$	кВт	5 000,0		–	–
Тепловая мощность котла-утилизатора / генератора пара (с учетом $\eta_{ку}$ и $\eta_{гп}$)	$Q_{ку}/Q_{гп}$	кВт	4 500,0		–	–
Тепловая мощность конденсатора / абсорбера	$Q_{конд}/Q_{аб}$	кВт	3 444,34	3 403,63	-40,71	-1,2%
Тепловая мощность теплообменника растворов (РТО-Р)	$Q_{рто-р}$	кВт	–	2 124,96	–	–
КПД установки	$\eta_{уст}$	–	0,1905	0,1979	0,0074	3,9%

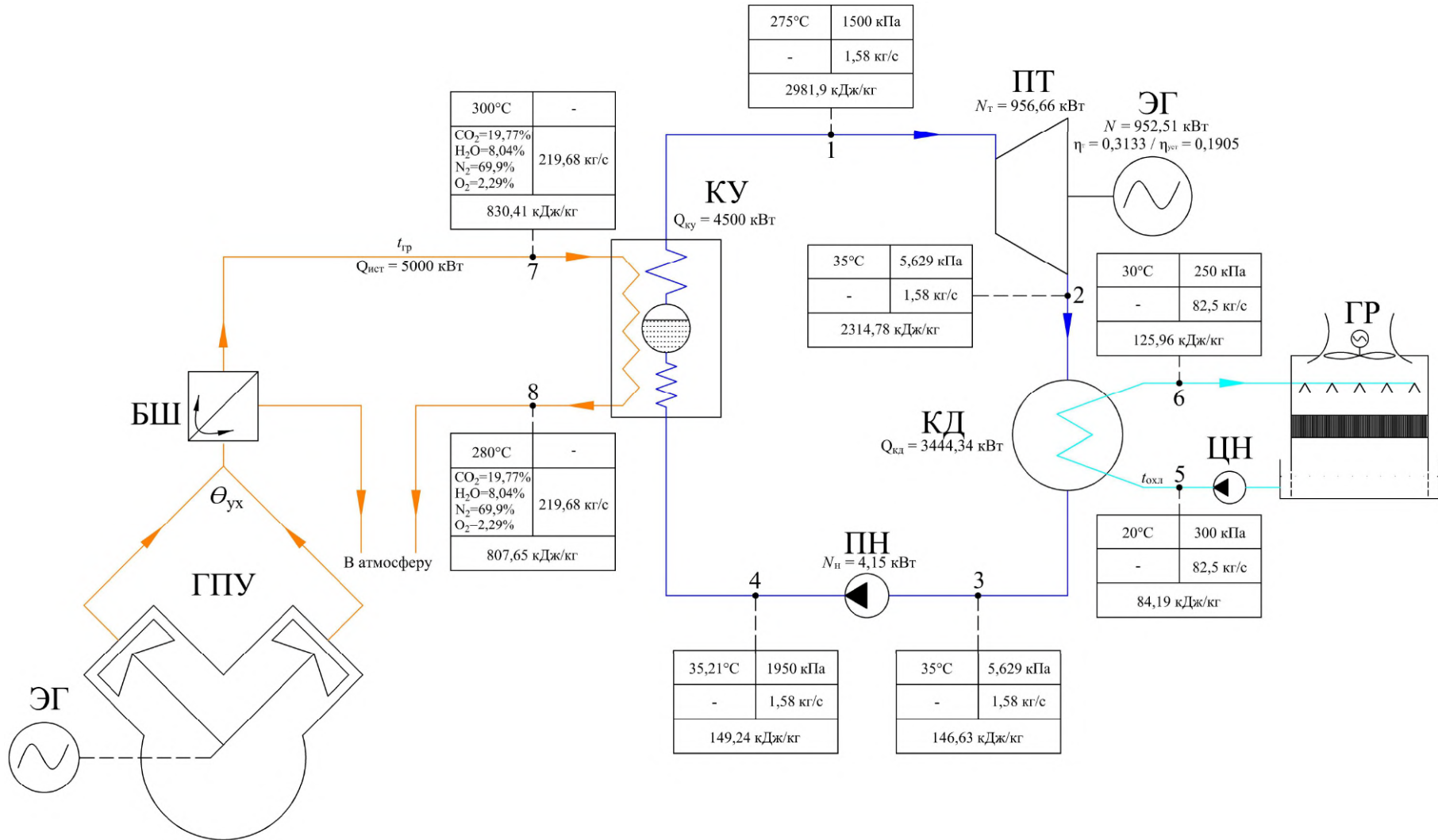


Рисунок 4.19 – Параметры рабочего тела в расчетных точках энергокомплекса на базе ТЦР

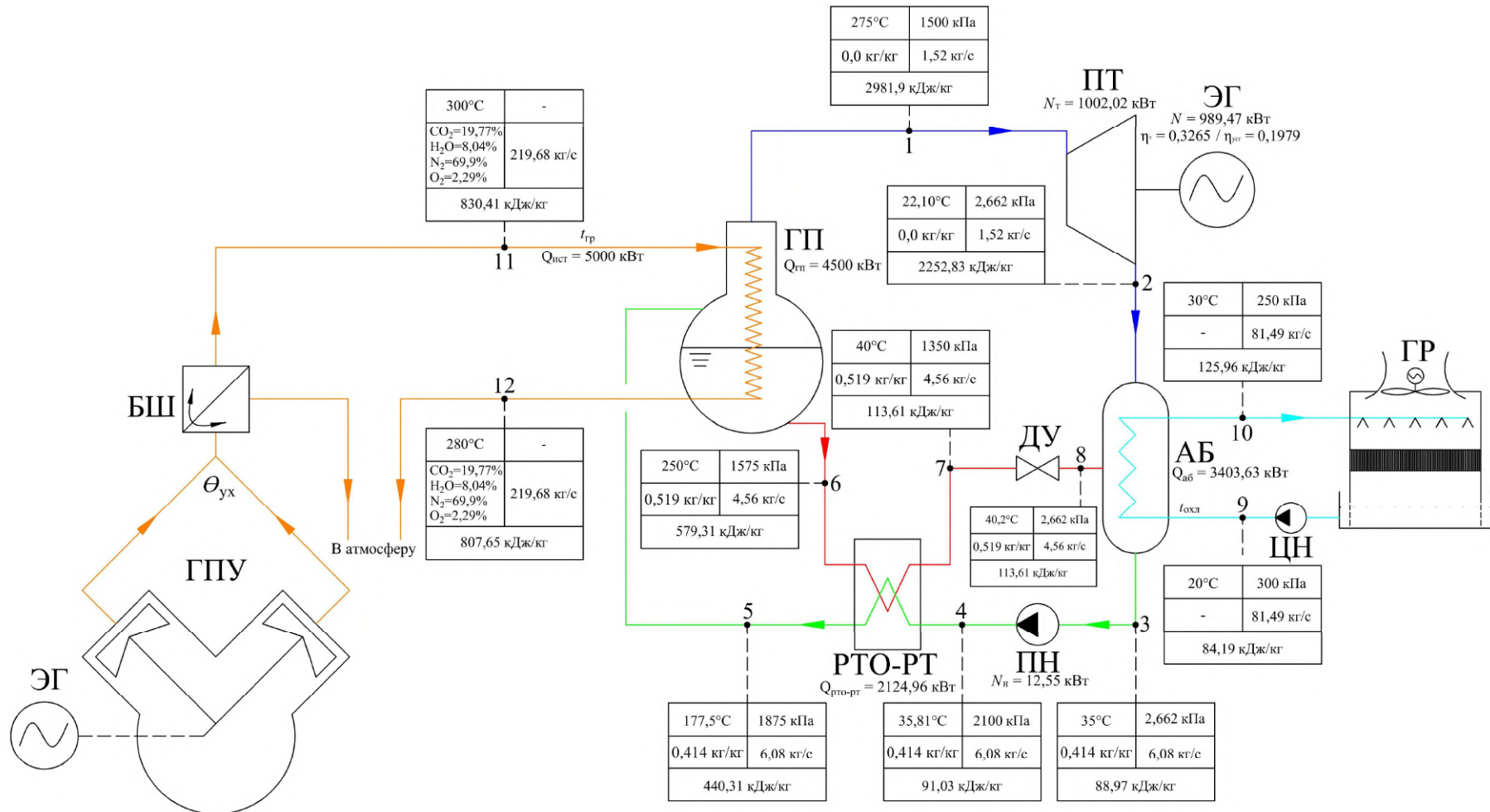


Рисунок 4.20 – Параметры рабочего тела в расчетных точках энергокомплекса на базе МЦР (LiBr + H₂O)

Исходя из приведенных в таблице 4.12 результатов видно, что результаты расчета во многом аналогичны результатам, приведенным в таблице 4.8, но с учетом различий в тепловой мощности источника теплоты. Теоретическая работа турбины в МЦР в рассматриваемых условиях работы на 9,3% выше аналогичного параметра для ТЦР. Применение МЦР позволяет повысить термический КПД цикла на 4,2% в относительном выражении (на $\Delta\eta_t = 0,0132$ в абсолютном выражении), в то время как КПД установки – на 3,9% в относительном выражении ($\Delta\eta_{уст} = 0,0074$ в абсолютном выражении). Прирост в электрической мощности установки на базе МЦР составляет 36,96 кВт или 3,9%.

Дополнительно было проанализировано влияние кратности циркуляции f МЦР (LiBr + H₂O) на энергетическую эффективность (η_t и $\eta_{уст}$) и электрическую мощность N (в сравнении с аналогичными показателями ТЦР). Данная зависимость приведена на рисунке 4.21.

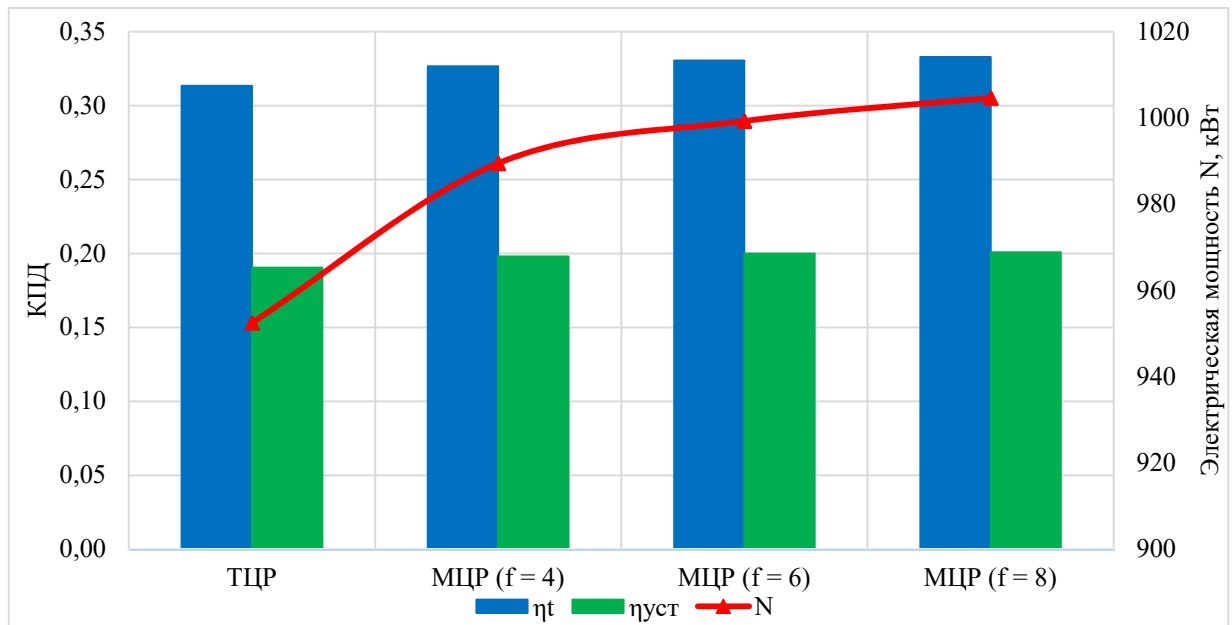


Рисунок 4.21 – Зависимость термического КПД η_t , КПД установки $\eta_{уст}$ и электрической мощности N от кратности циркуляции f

Исходя из приведенной зависимости видно, что с увеличением кратности циркуляции энергетическая эффективность цикла и установки на базе МЦР, равно как и электрическая мощность N . В частности, прирост термического КПД $\Delta\eta_t$ по сравнению с ТЦР при $f = 4$ составляет 4,2%, при $f = 6$ – 5,46%, при $f = 8$ – 6,22%.

Одновременно с этим прирост электрической мощности установки ΔN на базе МЦР по сравнению с ТЦР при $f = 4$ составляет 3,9%, при $f = 6$ – 4,91%, при $f = 8$ – 5,47%.

На рисунке 4.22 приведена зависимость электрической мощности установки от тепловой мощности источника теплоты (либо расхода греющего теплоносителя при постоянной мощности и температурах на входе и выходе).

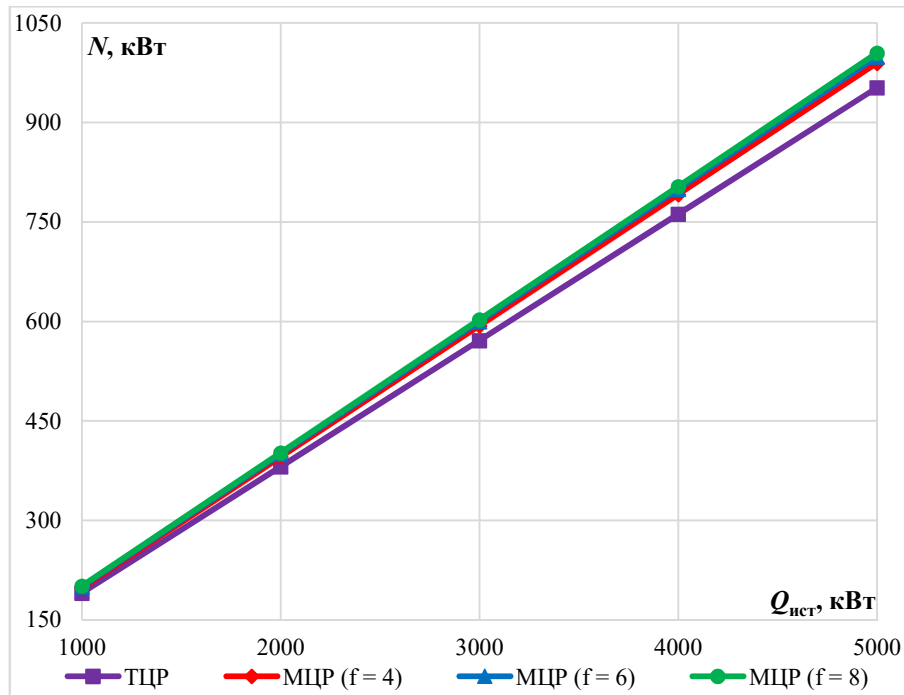


Рисунок 4.22 – Зависимость электрической мощности N от тепловой мощности источника теплоты $Q_{\text{ист}}$

Исходя из представленной зависимости видно, что электрическая мощность установки на базе ТЦР во всем рассматриваемом диапазоне ниже, чем в МЦР. С ростом тепловой мощности источника теплоты $Q_{\text{ист}}$ и кратности циркуляции f растет прирост в электрической мощности установки ΔN относительно ТЦР. При этом, наибольший эффект в абсолютных значениях ΔN дает применение МЦР при $f = 4$, в то время как дальнейшее увеличение f оказывает существенно меньшее влияние на электрическую мощность установки (чем ниже $Q_{\text{ист}}$, тем меньше ΔN).

Так как при малых значениях $Q_{\text{ист}}$ прирост в абсолютных значениях ΔN невелик, это может увеличить срок окупаемости инвестиций и сделать применение МЦР нецелесообразным. Дополнительно необходимо учитывать ограничения, связанные с увеличением кратности циркуляции (снижение интервала дегазации, повышение конечной влажности пара).

4.5. Расчет основных аппаратов МЦР

Тепловой и конструктивный расчет может выполняться для численной оценки основных процессов в аппарате или при технико-экономическом анализе с целью оценки капиталовложений в оборудование. Функционирование любого теплообменного аппарата описывается уравнением теплопередачи:

$$Q = k \cdot F \cdot \Theta_{\text{cp}}. \quad (4.8)$$

Откуда площадь поверхности теплообмена:

$$F_i = \frac{Q_i}{k_i \Theta_{\text{cp}_i}}, \quad (4.9)$$

где: F_i – площадь поверхности теплообмена, м²; Q_i – тепловая мощность, кВт; k_i – коэффициент теплопередачи, Вт/м²·К; Θ_{cp_i} – среднелогарифмическая разность температур (температурный напор) между средами в соответствующем i -м теплообменном аппарате, °С.

Температурный напор определяется характером изменения температур по поверхности того или иного элемента системы, схемы движения, фазового состояния и прочих факторов. В случае малых (<5°С) температурных перепадов температурный напор может быть определен как среднеарифметический (Δt), в случае больших перепадов температур – как среднелогарифмический (Θ_{cp}) [53, 145]. Так как в АПТ и паросиловых циклах перепады температур в аппаратах значительны, то разность температур для МЦР должна определяться как среднелогарифмическая.

Для генератора пара, обогреваемого средой с переменной температурой (например, уходящими газами или горячей водой), средняя логарифмическая разность температур определяется по выражению [145]:

$$\Theta_{\text{гп}} = \frac{(t_{\text{гр.вых}} - t_{\text{р.вх}}) - (t_{\text{гр.вх}} - t_{\text{р.вых}})}{\ln \frac{t_{\text{гр.вых}} - t_{\text{р.вх}}}{t_{\text{гр.вх}} - t_{\text{р.вых}}}} = \frac{(t_{12} - t_5) - (t_{11} - t_6)}{\ln \frac{t_{12} - t_5}{t_{11} - t_6}}, \quad (4.10)$$

где: $t_{\text{гр.вх}}$, $t_{\text{гр.вых}}$ – температура греющей среды на входе и выходе из генератора пара, °С; $t_{\text{р.вх}}$, $t_{\text{р.вых}}$ – температура раствора на входе и выходе из генератора пара, °С.

Средняя логарифмическая разность температур в абсорбере [145]:

$$\Theta_{\text{аб}} = \frac{(t_{\text{р.вх}} - t_{\text{охл.вых}}) - (t_{\text{р.вых}} - t_{\text{охл.вх}})}{\ln \frac{t_{\text{р.вх}} - t_{\text{охл.вых}}}{t_{\text{р.вых}} - t_{\text{охл.вх}}}} = \frac{(t_8 - t_{10}) - (t_3 - t_9)}{\ln \frac{t_8 - t_{10}}{t_3 - t_9}}, \quad (4.11)$$

где: $t_{\text{охл.вх}}$, $t_{\text{охл.вых}}$ – температура охлаждающей среды на входе и выходе из абсорбера, °С; $t_{\text{р.вх}}$, $t_{\text{р.вых}}$ – температура раствора на входе и выходе из абсорбера, °С.

Средняя логарифмическая разность температур в РТО-Р [145]:

$$\Theta_{\text{рто-р}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} = \frac{(t_6 - t_5) - (t_7 - t_4)}{\ln \frac{t_6 - t_5}{t_7 - t_4}}, \quad (4.12)$$

где: Δt_6 – разность температур на «горячем» конце РТО-Р, °С; Δt_m – разность температур на «холодном» конце РТО-Р, °С.

Коэффициент теплопередачи является сложной функцией значительного количества факторов, влияющих на теплообмен (диаметр трубок, скорость и направление протекания сред, плотность теплового потока, плотность орошения раствора и прочие факторы, специфичные для каждого типа аппарата), а потому с достаточной степенью точности определяется опытным путем. Исследованию коэффициентов теплопередачи для АПТ в целом и для бромистолитиевого раствора в частности посвящено большое количество работ [51, 61-64, 182-189].

Был произведен расчет абсорберов для энергокомплексов на базе МЦР ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$) и МЦР ($\text{LiBr} + \text{H}_2\text{O}$). Были приняты условия, соответствующие базовому варианту расчета при заданной тепловой мощности источника теплоты (результаты на рисунках 4.2 и 4.4). Для рассмотрения были приняты горизонтальные кожухотрубные абсорберы оросительного типа.

Расчеты произведены на основании методики, приведенной в работе [144]. При расчете коэффициентов тепломассообмена для бромистолитиевого раствора дополнительно использовались данные из работы [51]. При определении рабочих параметров оборудования учитывались рекомендации на основе теоретических и экспериментальных исследований АПТ [51, 53], а также соображения, отраженные в параграфе 4.1. Расчет теплофизических свойств произведен с использованием таблиц и уравнений свойств веществ [51, 77, 81-101]. Исходя из сведений,

приведенных в параграфе 1.5.2, в качестве материала труб абсорбера в МЦР (LiBr + H₂O) принята нержавеющая сталь, в МЦР (NH₃ + H₂O) – углеродистая сталь. Результаты расчета приведены в приложении Б.

Исходя из приведенных в таблицах Б.1 и Б.2 данных видно, что начальная температура абсорбции в обоих случаях не соответствует температуре жидкого раствора после дроссельного устройства t_8 . Как уже отмечалось ранее, абсорбция пара раствором начинается по достижению последнего состояния насыщения при заданном давлении [53]. В случае, если после дросселирования происходит частичное парообразование (вскипание) раствора, то прежде чем начнется процесс абсорбции пар должен быть сконденсирован (данный вариант приведен в h - ξ диаграмме на рисунке 2.2). Более благоприятным вариантом является переохлаждение раствора (например, в РТО-Р) перед его поступлением в дроссельное устройство и абсорбер (рисунок 2.5).

Стоит отметить, что степень вскипания раствора после дросселирования зависит от исходного и конечного состояния раствора. Так как МЦР характеризуется, как правило, более высокими значениями температур и давлений по сравнению с АПТ, то даже при наличии РТО-Р предотвратить вскипание не всегда возможно. В то же время наличие РТО-Р позволяет минимизировать данное явление и в существенной степени сократить его влияние на работу цикла.

Количество пара (что можно выразить через степень сухости), образовавшегося после дросселирования бромистолитиевого раствора (с нелетучим абсорбентом), определяется по выражению [55]:

$$x = \frac{\xi_{\text{ВЫХ}}^{\text{ж}} - \xi_{\text{ВХ}}}{\xi_{\text{ВЫХ}}^{\text{ж}}}, \quad (4.13)$$

где: $\xi_{\text{ВХ}}$ – концентрация раствора на входе в дроссельное устройство, кг/кг;

$\xi_{\text{ВЫХ}}^{\text{ж}}$ – концентрация жидкой фазы на выходе из дроссельного устройства, кг/кг.

Так как абсорбент не летуч, то концентрация пара после вскипания известна (водяной пар). Значение $\xi_{\text{ВЫХ}}^{\text{ж}}$ равно весо температуре раствора при давлении абсорбции. Дросселирование бромистолитиевого раствора характеризуется существенно меньшим парообразованием по сравнению с дросселированием

чистой воды, что объясняется меньшей теплоемкостью раствора [55]. С увеличением концентрации разница в значениях теплоемкости увеличивается, поэтому с ростом $\xi_{кр}$ интенсивность парообразования будет снижаться.

Количество пара, образовавшегося после дросселирования водоаммиачного раствора (с летучим абсорбентом), определяется по выражению:

$$x = \frac{\xi_{вх} - \xi_{вх}^ж}{\xi_{вх}^п - \xi_{вх}^ж}, \quad (4.14)$$

где: $\xi_{вх}$ – концентрация раствора на входе в дроссельное устройство, кг/кг; $\xi_{вх}^ж$, $\xi_{вх}^п$ – концентрации жидкой и паровой фазы на выходе из дроссельного устройства, кг/кг.

Так как абсорбент летуч, то пар, образовавшийся при дросселировании, будет содержать оба компонента (при этом, в соответствии с законом Коновалова паровая фаза в большей степени будет насыщена низкокипящим компонентом – аммиаком).

Для технико-экономического анализа энергокомплекса, приведенного в главе 5, дополнительно были выполнены расчеты абсорбера, генератора пара и РТО-Р модернизированного цикла с бромистолитиевым раствором, рассмотренного в параграфе 4.3. Расчет аппаратов выполнен по методике, приведенной в работе [144]. Исходя из условий минимизации уноса солей абсорбента в паровую турбину был выбран кожухотрубный генератор пара затопленного типа. Абсорбер – горизонтальный кожухотрубный оросительного типа. Регенеративный теплообменник растворов – элементный.

Коэффициент теплоотдачи от уходящих газов к стенке трубы генератора пара определяется по выражению [51, 53]:

$$\alpha_{yx} = 1,16 \cdot [a + b \cdot t / 100 - c \cdot (t / 100)^2] \cdot w^{0,75} / d_{вн}^{0,25}, \quad (4.15)$$

где: a , b , c – коэффициенты, зависящие от состава уходящих газов; t – средняя температура уходящих газов в генераторе пара, °С; w – скорость газов в трубах, м/с; d – внутренний диаметр трубы, м.

Исследованиям коэффициентов теплоотдачи от бромистолитиевого раствора к трубкам при кипении в большом объеме (в затопленном генераторе пара) посвящено значительное количество работ. В частности, на основании результатов

работ [188, 189] рекомендован метод определения коэффициента теплоотдачи со стороны раствора α_p посредством определения отношения величины последнего к величине коэффициента теплоотдачи чистой воды α_b , что осуществляется за счет определения соотношения теплофизических свойств раствора к теплофизическим свойствам воды. Аналогичный способ используется при расчете абсорбера МЦР ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$) (коэффициент приведен в строке 54 таблицы Б.1).

Коэффициент теплоотдачи со стороны раствора при кипении в большом объеме в таком случае определяется по выражению [60, 188, 189]:

$$\tilde{\alpha} = \frac{\alpha_p}{\alpha_b} = c_p^{2/3} \cdot \lambda^{1/3} \cdot r^{-2/3} \cdot \sigma^{-1/2} \cdot \rho^{1/2}, \quad (4.16)$$

где: c_p – относительная теплоемкость; λ – относительный коэффициент теплопроводности; r – относительная теплота парообразования; σ – относительное поверхностное натяжение; ρ – относительная плотность.

Коэффициент теплоотдачи при кипении чистых жидкостей [60]:

$$\alpha_b = C \cdot \lambda^{1/3} \cdot g^{-1/6} \cdot (\rho' - \rho'' / \sigma)^{1/2} \cdot \left(\frac{c_p \cdot \rho' \cdot q}{r \cdot \rho''} \right)^{2/3}, \quad (4.17)$$

где: C – множитель пропорциональности [51]; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); g – ускорение свободного падения, м²/с; ρ' , ρ'' – плотность жидкости и пара соответственно, кг/м³; σ – поверхностное натяжение, Н/м; q – плотность теплового потока, Вт/м².

На основании экспериментальных данных были предложены эмпирические зависимости для вариантов кипения бромистолитиевого раствора на гладкой и оребренной трубе [51, 185]:

$$\alpha_p^{\text{гл}} = 4,8 \cdot q^{0,62} \cdot (1 - \xi)^{0,72}; \quad (4.18)$$

$$\alpha_p^{\text{ор}} = 0,44 \cdot q^{0,64} \cdot p^{0,30} \cdot \xi^{-2,0}. \quad (4.19)$$

Коэффициент теплоотдачи со стороны крепкого раствора в РТО-Р [51, 190]:

$$\alpha_p^{\text{кр}} = 0,023 \cdot \lambda_{\text{кр}} \cdot \frac{\text{Re}_{\text{кр}}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{\text{кр}}^{0,43}}{d_{\text{вн}}}, \quad (4.20)$$

где: $\lambda_{\text{кр}}$ – коэффициент теплопроводности крепкого раствора, Вт/(м·К); $\text{Re}_{\text{кр}}$ – критерий Рейнольдса крепкого раствора; $\text{Pr}_{\text{кр}}$ – критерий Прандтля крепкого раствора; $d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр трубы (течение в трубном пространстве), м.

Коэффициент теплоотдачи со стороны слабого раствора в РТО-Р [51, 190]:

$$\alpha_p^{сл} = 0,41 \cdot \lambda_{сл} \cdot \frac{Re_{сл}^{0,6} \cdot Pr_{сл}^{0,36}}{d_H}, \quad (4.21)$$

где: $\lambda_{сл}$ – коэффициент теплопроводности слабого раствора, Вт/(м·К);
 $Re_{сл}$ – критерий Рейнольдса слабого раствора; $Pr_{сл}$ – критерий Прандтля слабого раствора; d_H – наружный диаметр трубы (течение в межтрубном пространстве), м.

В таблице 4.13 приведены основные характеристики аппаратов МЦР.

Таблица 4.13 – Основные характеристики теплообменных аппаратов МЦР

Аппарат	Параметр	Значение
Абсорбер	Q , кВт	12 338,83
	$\Theta_{аб}$, °С	20,51
	k , кВт/м ² ·К	0,877
	F , м ²	685,43
Генератор пара	Q , кВт	15 882,83
	$\Theta_{гп}$, °С	57,27
	k , кВт/м ² ·К	0,106
	F , м ²	2 613,40
Регенеративный теплообменник растворов (РТО-Р)	Q , кВт	15 550,18
	$\Theta_{рто-р}$, °С	14,55
	k , кВт/м ² ·К	1,330
	F , м ²	803,48

Расчеты капиталовложений в оборудование в целом и в теплообменные аппараты в частности приведены в главе 5.

4.6. Выводы по четвертой главе

1. На основании разработанных методик термодинамического и эксергетического анализа проведен параметрический анализ модернизированного цикла Ренкина.

2. Выявлено, что в диапазоне температур пара перед турбиной 200-300°С модернизированный цикл Ренкина с бромистолитиевым раствором обеспечивает повышение энергетической эффективности по сравнению с циклом Ренкина на водяном паре в среднем на 4,1-9,1%, причем чем выше кратность циркуляции и концентрация слабого раствора, тем больше относительный прирост термического КПД.

3. Выявлено, что в диапазоне температур пара перед турбиной 100-200°C модернизированный цикл Ренкина с водоаммиачным раствором обеспечивает повышение энергетической эффективности по сравнению с органическим циклом Ренкина с рабочим телом R142b в среднем на 11,3-21,5%, причем чем выше кратность циркуляции и начальная температура пара, тем больше относительный прирост термического КПД.

4. Проведен термодинамический анализ МЦР (LiBr + H₂O) в сравнении паротурбинной установкой на базе паровой турбины К-3-1,275 ($N = 3,0$ МВт при $t_1 = 280^\circ\text{C}$, $p_1 = 1275$ кПа, $p_2 = 10,4$ кПа, $m_{pm} = 20,4$ т/ч). Приведенные результаты показывают, что применение МЦР позволяет повысить термический КПД цикла η_t на 0,0209 (7,3% в относительном выражении) и КПД теплосиловой установки $\eta_{уст}$ на 0,0109 (6,4% в относительном выражении). Прирост электрической мощности установки составляет 6,48%.

Глава 5. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ МОДЕРНИЗИРОВАННОГО ЦИКЛА РЕНКИНА

5.1. Общая методика проведения технико-экономического анализа

В рамках технико-экономического анализа был рассмотрен вариант реализации энергокомплекса для утилизации ВЭР в составе промышленной конденсационной электрической станции на базе МЦР [191, 192]. Был рассмотрен МЦР (LiBr + H₂O) как наиболее оптимальный с точки зрения практической реализации вариант. Водоаммиачный раствор не рассматривался по причине необходимости дополнительных изысканий в части проектирования оборудования (особенно паровой турбины), а также ввиду необходимости дополнительной проработки вопросов, связанных с безопасностью эксплуатации. В качестве конкурирующей по отношению к МЦР (LiBr + H₂O) технологии рассматривался традиционный цикл Ренкина с водяным паром (ТЦР). Данные решения выбраны в том числе по причине наивысшей энергетической эффективности в рассматриваемых условиях. Произведен анализ варианта из параграфа 4.3, при котором предприятие использует ВЭР с температурой 300°C. Основной задачей, при этом, является обеспечение при заданной мощности источника теплоты максимальной выработки электроэнергии.

5.2. Методика определения капиталовложений

При оценке величины капиталовложений в оборудование часто используются определяющие параметры, которые в совокупности с рядом уточняющих показателей (коэффициентов приведения) и аппроксимационных зависимостей позволяют в тех или иных условиях определить капиталовложения при изменении параметров работы или компоновки оборудования.

Например, для теплообменных аппаратов капиталовложения определяются как функция площади поверхности теплообмена и удельной стоимости последней,

для паровой турбины – как функция типа турбины, начальных параметров (p, t) и уточняющих факторов (мощность, количество ступеней и цилиндров, наличие отборов пара) [193]. Капиталовложения в энергокомплекс складываются из капиталовложений в отдельные элементы (агрегаты) и инженерные системы для обеспечения функционирования оборудования. В работах [194, 195] приводятся методики оценки капиталовложений в основное и вспомогательное оборудование, что определяется по основным принятым методологическим подходам с использованием прайсовых цен на оборудование и материалы при учете прогнозной стоимости материалов. Стоимость оборудования принимается по данным работы [194] без повышающих коэффициентов, так как оценка величины капиталовложений производилась в условных денежных единицах. В качестве условных единиц (у.е.) принят американский доллар (\$).

Капиталовложения в паровую турбину [194, 195]:

$$K_{\text{пт}} = K_{\text{пт}}^0 \cdot c_1 \cdot c_2 \cdot c_3 \cdot \prod_{j=1}^7 \left(\frac{x_j}{x_j^0} \right)^{n_j}, \quad (5.1)$$

где: $K_{\text{пт}}^0$ – базовое значение капиталовложений ($K_{\text{пт}}^0 = 6 \cdot 10^6$ \$); c_1, c_2, c_3 – коэффициенты приведения (таблица 5.1); x_j – определяющие параметры; x_j^0 – базовые значения определяющих параметров (таблица 5.2).

Определяющие параметры или коэффициенты приведения, не характерные для рассчитываемого варианта (например, в рассматриваемом случае промежуточный перегрев пара отсутствует), принимаются равными 1. По этой причине определяющие параметры x_4 - x_6 не учитываются в расчете.

Таблица 5.1 – Коэффициенты приведения для оценки вложений в турбину [194]

Влияющие факторы	Характеристика факторов	Обозначение	Значение
Тип турбоагрегата	К – турбина	c_1	1,0
	Т – турбина		1,3
	ПТ – турбина		1,4
	Р – турбина		0,6
Регион строительства	Урал	c_2	1,0
	Западная Сибирь		1,15
	Восточная Сибирь		1,25
	Дальний Восток		1,35
Демонтаж и компенсация аварий	Демонтаж после выработки	c_3	1,2

Таблица 5.2 – Определяющие параметры для оценки капиталовложений в паровую турбину [194]

Наименование	Параметры		Показатели степени	
	Обозначение	Значение	Обозначение	Значение
Установленная мощность агрегата, кВт	x_1^0	$30 \cdot 10^3$	n_1	0,8
Начальное давление пара, МПа	x_2^0	14	n_2	0,2
Начальная температура пара, °С	x_3^0	545	n_3	1,0
Температура промежуточного перегрева, °С	x_4^0	545	n_4	1,3
Количество ЦНД	x_5^0	1	n_5	0,2
Количество ЦВСД	x_6^0	1	n_6	0,3
Число часов использования установленной мощности	x_7^0	6000	n_7	0,2

Паровая турбина – конденсационного типа, одноступенчатая. Число часов использования установленной мощности принято $\tau_N = 7000$ ч/год. Регион строительства – Урал. Электрическая мощность паровой турбины энергокомплекса на базе МЦР составляет $N_{т.мцр} = 3271,04$ кВт, на базе ТЦР – $N_{т.тцр} = 3013,89$ кВт.

Электрическая мощность энергокомплекса N принята по электрической мощности установки из таблицы 4.8 ($N_{мцр} = 3194,45$ кВт, $N_{тцр} = 3000,0$ кВт), которая принимается как установленная мощность станции для расчета стоимости электрогенератора и прочих целей. Данное значение соответствует электрической мощности установки нетто, то есть за вычетом расходов на собственные нужды (привод питательного насоса). В рамках технико-экономического анализа дополнительно также учитываются прочие собственные нужды $N_{сн} = 5,0\%$.

Капиталовложения в электрогенератор, включая вспомогательное оборудование, контрольно-измерительные приборы и автоматику (КИПиА), а также трансформаторы (повышающие и собственных нужд), главное распределительное устройство и связь с энергосистемой [194, 195]:

$$K_{эл} = K_{эл}^0 \cdot c \cdot \left(\frac{N_{г}}{N_{г}^0}\right)^{0.9} \cdot \left(\frac{N_{сн}}{N_{сн}^0}\right)^{0.2} \cdot \left(\frac{\tau_N}{\tau_N^0}\right)^{0.2}, \quad (5.2)$$

где: $K_{эл}^0$ – базовое значение капиталовложений ($K_{эл}^0 = 4,5 \cdot 10^6$ \$); c – коэффициент приведения (таблица 5.3); $N_{г}$ – установленная мощность

электродвигателя, кВт ($N_r = N$); N_r^0 – базовое значение, кВт ($N_r^0 = 100 \cdot 10^3$ кВт); $N_{сн}$ – расход электроэнергии на собственные нужды станции, %; $N_{сн}^0$ – базовое значение, % ($N_{сн}^0 = 5,0\%$); τ_N – число часов использования установленной мощности, ч; τ_N^0 – базовое значение, ч ($\tau_N^0 = 6000$ ч/год).

Таблица 5.3 – Коэффициент приведения для оценки капиталовложений в электрическую часть энергокомплекса [194]

Влияющие факторы	Характеристика факторов	Обозначение	Значение
Регион строительства	Урал, Западная Сибирь	c	1,05
	Восточная Сибирь, Дальний Восток		1,15

Капиталовложения в низкопотенциальную группу ТЦР [194]:

$$K_{\text{нпг}} = K_{\text{нпг}}^0 \cdot c_1 \cdot c_2 \cdot \prod_{j=1}^6 \left(\frac{x_j}{x_j^0} \right)^{n_j}, \quad (5.3)$$

где: $K_{\text{нпг}}^0$ – базовое значение капиталовложений ($K_{\text{нпг}}^0 = 4,1 \cdot 10^6$ \$); c_1, c_2 – коэффициенты приведения (таблица 5.4); x_j – определяющие параметры; x_j^0 – базовые значения определяющих параметров (таблица 5.5).

Таблица 5.4 – Коэффициенты приведения для оценки капиталовложений в низкопотенциальную группу [194]

Влияющие факторы	Характеристика факторов	Обозначение	Значение
Тип привода питательного насоса	Электрический (ПЭН)	c ₁	1,0
	Турбопривод		1,15
Тип системы технического водоснабжения	С прудом-охладителем	c ₂	1,0
	С сухой градирней		1,35
	С сухой вентиляторной градирней		1,5

Таблица 5.5 – Определяющие параметры для оценки капиталовложений в низкопотенциальную группу [194]

Наименование	Параметры		Показатели степени	
	Обозначение	Значение	Обозначение	Значение
Температура питательной воды, °С	x_1^0	230	n_1	0,6
Расход питательной воды, т/ч	x_2^0	100	n_2	0,86
Давление питательной воды, МПа	x_3^0	17	n_3	0,5
Красность циркуляции (по воде)	x_4^0	50	n_4	0,15
Температура конденсации пара, °С	x_5^0	35	n_5	-0,2
Число часов использования установленной мощности	x_6^0	6000	n_6	0,2

Низкопотенциальная группа ТЦР включает конденсатор, систему водоснабжения и питательный насос. Привод питательного насоса – электрический. Система технического водоснабжения для обоих вариантов принята обратная с сухой вентиляторной градирней.

Капиталовложения в котел-утилизатор (КУ) [194, 195]:

$$K_{\text{ку}} = K_{\text{ку}}^0 \cdot \prod_{i=1}^3 c_i \cdot \prod_{j=1}^8 \left(\frac{x_j}{x_j^0} \right)^{n_j}, \quad (5.4)$$

где: $K_{\text{ку}}^0$ – базовое значение капиталовложений ($K_{\text{ку}}^0 = 6,5 \cdot 10^6$ \$); c_i – коэффициенты приведения (приведены в таблице 5.6); x_j – определяющие параметры; x_j^0 – базовые значения определяющих параметров (таблица 5.7).

Для котла-утилизатора определяющими являются коэффициенты приведения c_2 - c_6 и определяющие параметры x_1 - x_4 , x_6 , x_8 , x_{11} .

Таблица 5.6 – Коэффициенты для оценки капиталовложений в КУ [194]

Влияющие факторы	Характеристика факторов	Обозначение	Значение
Топливо	Каменный уголь	c_1	1,30
	Бурый уголь		1,35
	Газ, мазут, ВУС		0,90
Тип котла	Прямоточный	c_2	1,0
	Барабанный		1,04
Перегрев пара	Без промперегрева	c_3	1,0
	С промперегревом		1,16
Профиль	Г и П-образный	c_4	1,0
	Т-образный		1,1
Компоновка	Однокорпусная	c_5	1,0
	Двухкорпусная		1,12
Регион строительства	Урал, Западная Сибирь	c_6	1,05
	Восточная Сибирь, Дальний Восток		1,15
Вид природоохранных систем	Золоочистка (з/о)	c_7	1,0
	З/о, серо- или азотоочистка		1,12
	З/о, серо- и азотоочистка		1,17
Демонтаж	После выработки срока эксплуатации	c_8	1,5
Компенсация аварий	Для агрегата: с з/о	c_9	1,02
	с з/о, серо- или азотоочисткой		1,10
	с з/о, серо- и азотоочисткой		1,15
Тип топки	Камерная	c_{10}	1,0
	Кипящий слой		1,07
Способы повышения технической и экологической эффективности	Ступенчатое сжигание	c_{11}	1,02
	Термоподготовка топлива		1,05
	Вихревые предтопки		1,10
Вид шлакоудаления	Твердое	c_{12}	1,0
	Жидкое		1,15

Таблица 5.7 – Определяющие параметры для оценки капиталовложений в котел-утилизатор [194]

Наименование	Параметры		Показатели степени	
	Обозначение	Значение	Обозначение	Значение
Паропроизводительность котла, т/ч	x_1^0	100	n_1	0,86
Давление перегретого пара, МПа	x_2^0	14	n_2	0,5
Температура перегретого пара, °С	x_3^0	545	n_3	0,9
Температура пара промперегрева, °С	x_4^0	545	n_4	1,3
Температура уходящих газов, °С	x_5^0	130	n_5	-0,13
Температура питательной воды, °С	x_6^0	230	n_6	0,6
Температура сверхгорячего воздуха (в схемах ГТУ с внешним сжиганием), °С	x_7^0	1000	n_7	0,24
Температура газа, сбрасываемого в топку котла (в схемах ПГУ и ГТУ), °С	x_8^0	500	n_8	0,3
Давление отработавших газов, МПа	x_9^0	0,1	n_9	0,1
Теплота сгорания топлива, МДж/кг у.т.	x_{10}^0	29,3	n_{10}	-0,3
Число часов использования установленной паропроизводительности	x_{11}^0	6000	n_{11}	0,2

Котел-утилизатор – барабанный, без промперегрева, однокорпусный.

Капиталовложения в теплообменное оборудование определяются в зависимости от многочисленных факторов, среди которых наиболее значимыми являются конструктивные характеристики (тип и размеры аппарата) и параметры работы (температура и давление), а также применяемые конструкционные материалы [196, 197].

Стоимость аппарата определяется по выражению:

$$K = C_6 \cdot f_d \cdot f_t \cdot f_m \cdot f_p, \quad (5.5)$$

где: C_6 – базовая стоимость теплообменного аппарата; f_d , f_t , f_m , f_p – факторы, определяющие стоимость аппарата в зависимости от рабочего давления, рабочей температуры, конструкционных материалов и размеров (как правило, длина).

Базовая стоимость кожухотрубного теплообменного аппарата:

$$C_6 = \exp\{1,147 - 0,9186 \cdot [\ln(F)] + 0,09790 \cdot [\ln(F)]^2\}, \quad (5.6)$$

где: F – площадь поверхности теплообмена, м².

Фактор давления определяется по выражению:

$$f_d = 0,9803 + 0,018 \cdot \left(\frac{0,145038 \cdot p}{100}\right) + 0,0017 \cdot \left(\frac{0,145038 \cdot p}{100}\right)^2, \quad (5.7)$$

где: p – рабочее давление в аппарате, кПа (0,145038 – переводной коэффициент из фунт-силы на квадратный дюйм в кПа).

Фактор температуры учитывает максимальную рабочую температуру t_p в аппарате в процессе его нормального функционирования. При $t_p \leq 100^\circ\text{C}$ – $f_T = 1,05$, $100 < t_p \leq 600^\circ\text{C}$ – $f_T = 1,1$ [198].

Фактор конструкционных материалов определяется по выражению:

$$f_m = a + \left(\frac{F}{100}\right)^b, \quad (5.8)$$

где: a , b – поправочные коэффициенты, учитывающие материал изготовления кожуха и теплообменных труб (для варианта изготовления кожуха и трубок из нержавеющей стали – $a = 2,7$, $b = 0,07$).

Фактор размеров для оборудования с длиной более 6 м составляет $f_p = 1,0$.

Изложенная методология была применена для оценки стоимости абсорбера $K_{аб}$ и генератора пара $K_{гп}$, которые приняты как кожухотрубные аппараты. Данные по площади поверхности теплообмена взяты из таблицы 4.13. При оценке стоимости аппаратов рабочее давление для абсорбера принято $p_{аб} = 300$ кПа, для генератора пара $p_{гп} = 1912,5$ кПа. Фактор температуры определен исходя из работы абсорбера при температуре до 100°C , генератора пара – до 600°C . В качестве материала труб и кожуха принята нержавеющая сталь. В обоих случаях $f_p = 1,0$.

Система водоснабжения – обратная система с сухой вентиляторной градирней. Капиталовложения в систему технического водоснабжения $K_{ТВ}$ приняты 50% от капиталовложений в низкопотенциальную часть энергокомплекса (абсорбер, насос, дроссельное устройство) по аналогии с таблицей 5.4.

Определение стоимости РТО-Р выполнено посредством выражений для оценки стоимости теплообменников АПТ и ОЦР в зависимости от площади поверхности [199, 200]. Капиталовложения в РТО-Р:

$$K_{рто-р} = 130 + 564 \cdot (F_{рто-р})^{0,67}, \quad (5.9)$$

где: $F_{рто-р}$ – площадь поверхности теплообмена РТО-Р, м^2 .

Капиталовложения в питательный насос МЦР [201]:

$$K_H = 1120 \cdot N_H^{0,6}, \quad (5.10)$$

где: N_H – мощность питательного насоса, кВт.

Капиталовложения в дроссельное устройство МЦР [201]:

$$K_{др} = 37 \cdot \left(\frac{p_B}{p_H}\right)^{0,68}, \quad (5.11)$$

где: p_B, p_H – высокое и низкое давление дроссельного устройства, кПа.

Таким образом, стоимость оборудования в вариантах:

$$K_{об.тцр} = K_{пт} + K_{эг} + K_{штг} + K_{ку}; \quad (5.12)$$

$$K_{об.мцр} = K_{пт} + K_{эг} + K_{аб} + K_{тв} + K_{пт} + K_{рго-р} + K_H + K_{др}. \quad (5.13)$$

Капиталовложения в прочие статьи расходов $K_{пр}$ включают затраты на систему управления и материалы и приняты в процентном отношении к стоимости оборудования [202]. Капиталовложения в трубопроводы ТЦР приняты в размере $K_{тр} = 5,0\%$ от капиталовложений в оборудование [51]. В МЦР вследствие более высокого расхода рабочего тела диаметры трубопроводов будут выше, поэтому принято $K_{тр} = 10,0\%$ (в данной статье расходов также учитываются затраты на низкотемпературную часть цикла вследствие работы при низком давлении). Капиталовложения в систему автоматизированного управления технологическим процессом (АСУ ТП) приняты $K_{асу} = 5,0\%$ [203] от стоимости оборудования и трубопроводов. Для МЦР дополнительно необходимо учитывать капиталовложения на приобретение и подготовку раствора, что принято $K_{LiBr} = 30,0\%$ (от капиталовложений в оборудование термохимического насоса) [59]. Затраты на прочие материалы (кабель, крепежные элементы, реагенты для водоподготовки, ингибиторы, ПАВ), необходимые для монтажа и запуска оборудования в работу, укрупненно приняты $K_{пр} = 10,0\%$. Таким образом, структура капиталовложений в прочие статьи расходов [204] для ТЦР и МЦР:

$$K_{пр.тцр} = K_{тр} + K_{асу} + K_M; \quad (5.14)$$

$$K_{пр.мцр} = K_{тр} + K_{асу} + K_{LiBr} + K_M. \quad (5.15)$$

Дополнительно были учтены расходы на выполнение работ K_p , которые также принимаются в процентном отношении к стоимости оборудования [205].

Данные затраты приняты как сумма расходов на проектирование ($K_{\text{проект}} = 5,0\%$), доставку ($K_{\text{дост}} = 10,0\%$), а также монтажные работы ($K_{\text{монт}} = 30,0\%$) [205]. Итого:

$$K_{\text{эк}} = K_{\text{об}} + K_{\text{пр}} + K_{\text{р}}. \quad (5.16)$$

Результаты оценки капиталовложений приведены в таблице 5.8. При оценке величины капиталовложений не учитывались расходы на строительство зданий и сооружений, землю, технологическое подключение к инженерным системам и прочие статьи расходов. Перевод условных денежных единиц (у.е.) в рубли выполнен по курсу 92,66 рублей/у.е. (средний курс доллара за 2024 год [206]).

Таблица 5.8 – Капиталовложения в энергокомплекс по вариантам

Статья расходов	Ед. изм.	Значение		
		ТЦР	МЦР	
Оборудование и материалы				
Стоимость паровой турбины	$K_{\text{пт}}$	у.е.	313 172	334 373
Стоимость электрогенератора	$K_{\text{эг}}$	у.е.	208 452	219 659
Стоимость низкочастотной группы	$K_{\text{нпт}}$	у.е.	191 940	–
Стоимость котла-утилизатора	$K_{\text{ку}}$	у.е.	102 020	–
Стоимость генератора пара	$K_{\text{гп}}$	у.е.	–	98 132
Стоимость абсорбера	$K_{\text{аб}}$	у.е.	–	44 675
Стоимость системы охлаждения	$K_{\text{тв}}$	у.е.	–	30 900
Стоимость РТО-Р	$K_{\text{рто-р}}$	у.е.	–	49 977
Стоимость насоса растворов	$K_{\text{н}}$	у.е.	–	15 126
Стоимость дроссельного устройства	$K_{\text{др}}$	у.е.	–	2 000
Трубопроводы, теплоизоляция [51]	$K_{\text{тр}}$	5,0%	40 779	–
	$K_{\text{тр}}$	10,0%	–	76 394
Бромистолитиевый раствор [204]	K_{LiBr}	30%	–	62 973
Система управления [203]	$K_{\text{асу}}$	5%	42 818	46 710
Материалы для монтажа и запуска	$K_{\text{м}}$	10%	85 636	87 124
Итого капиталовложения в оборудование и материалы $K_{\text{об.м.}}$:			984 817	1 068 044
Работы по реализации проекта				
Проектирование	$K_{\text{пр}}$	5%	49 241	53 402
Транспортные расходы	$K_{\text{тран}}$	10%	98 482	106 804
Монтажные работы [205]	$K_{\text{монт}}$	30%	295 445	320 413
Итого расходы на работы по реализации проекта $K_{\text{р}}$:			443 168	480 620
Итого стоимость оборудования и работ $K_{\text{эк}}$:		у.е.	1 427 985	1 548 663
		рублей	132 317 110	146 369 134

Исходя из представленных результатов видно, что капиталовложения в МЦР выше, чем в ТЦР на 10,6%, что при рассматриваемых значениях электрической мощности энергокомплекса составляет около 14,052 млн руб. Стоимость оборудования и материалов МЦР суммарно на 8,5% выше, чем аналогичные затраты для ТЦР.

5.3. Методика расчета основных технико-экономических показателей

Эксплуатационные расходы, млн руб/год [202]:

$$Z_{\text{экс}} = Z_{\text{топл}} + Z_{\text{зп}} + Z_{\text{ам}} + Z_{\text{рем}} + Z_{\text{пр}}, \quad (5.17)$$

где: $Z_{\text{топл}}$ – затраты на топливо (в рассматриваемом случае не учитываются); $Z_{\text{зп}}$ – расходы на оплату труда и необходимые отчисления; $Z_{\text{ам}}$ – амортизация основных производственных фондов; $Z_{\text{рем}}$ – расходы на текущий и капитальный ремонт; $Z_{\text{пр}}$ – прочие расходы.

Затраты на оплату труда и социальные выплаты, млн руб/год [202]:

$$Z_{\text{зп}} = N_y \cdot n_y \cdot \Phi_{\text{зп}} \cdot (1 + \text{ЕСН}/100), \quad (5.18)$$

где: N – электрическая мощность станции, МВт; n_y – штатный коэффициент, который учитывает численность персонала в пересчете на единицу электрической (установленной) мощности станции, чел/МВт (для станции мощностью 3 МВт – 4,88 чел/МВт); $\Phi_{\text{зп}}$ – среднегодовая заработная плата работника энергетической отрасли (в соответствии с актуальными данными принята 0,72 млн руб/год [207]); ЕСН – налоги в пенсионный фонд, медицинское и социальное страхование (ЕСН = 30%).

Размер амортизационных отчислений, млн руб/год [202]:

$$Z_{\text{ам}} = K_{\text{эк}} \cdot H_{\text{ам}}, \quad (5.19)$$

где: $H_{\text{ам}}$ – средняя норма амортизации для станции, которая принимается в зависимости от типа станции и числа часов использования установленной мощности и в среднем составляет 6-8% (принято $H_{\text{ам}} = 6,0\%$) [202].

Расходы на ремонт оборудования, млн руб/год [202]:

$$Z_{\text{рем}} = K_{\text{эк}} \cdot H_{\text{рем}}, \quad (5.20)$$

где: $H_{\text{рем}}$ – норма отчислений на ремонтное обслуживание ($H_{\text{рем}} = 10,0\%$) [193].

Прочие расходы, млн руб/год, включающие различные налоги и сборы, общецеховые и станционные расходы [202]:

$$Z_{\text{пр}} = (Z_{\text{зп}} + Z_{\text{рем}} + Z_{\text{ам}}) \cdot H_{\text{пр}}, \quad (5.21)$$

где: $H_{\text{пр}}$ – норма отчислений на прочие расходы ($H_{\text{пр}} = 20,0\%$).

В таблице 5.9 приведены эксплуатационные расходы ТЦР и МЦР.

Таблица 5.9 – Годовые эксплуатационные расходы по вариантам

Статья расходов		Ед.изм.	Значение	
			ТЦР	МЦР
Зарплата сотрудников	$Z_{зп}$	млн руб/год	13,7	13,7
Амортизационные отчисления	$Z_{ам}$	млн руб/год	7,9	8,8
Расходы на ремонтные работы	Z_p	млн руб/год	13,2	14,6
Прочие расходы	$Z_{пр}$	млн руб/год	7,0	7,4
Итого годовые эксплуатационные расходы, млн руб/год:			41,8	44,5

Выработка электроэнергии для каждого из вариантов, МВт·ч:

$$W_{тцр} = N_{тцр} \cdot \tau_N ; \quad (5.22)$$

$$W_{мцр} = N_{мцр} \cdot \tau_N , \quad (5.23)$$

где: N – электрическая мощность энергокомплекса, МВт.

Годовой отпуск электроэнергии с шин станции, МВт·ч:

$$W_{отп} = W \cdot (1 - N_{сн}) . \quad (5.24)$$

Дополнительный годовой отпуск электроэнергии при внедрении МЦР:

$$\Delta W_{отп} = (W_{мцр} - W_{тцр}) \cdot (1 - N_{сн}) . \quad (5.25)$$

Себестоимость отпущенной электроэнергии, руб/кВт·ч:

$$\mathcal{E}_{отп}^{эл} = \frac{Z_{экс}}{W_{отп}} . \quad (5.26)$$

Прибыль от продажи электроэнергии за год, руб/год:

$$\Pi_{эл} = (T - \mathcal{E}_{отп}^{эл}) \cdot W_{отп} . \quad (5.27)$$

Экономический эффект (прибыль) от реализации МЦР, млн руб/год:

$$\Pi_{мцр} = (T - \mathcal{E}_{отп.мцр}^{эл}) \cdot \Delta W_{мцр} , \quad (5.28)$$

где: T – тариф на отпущенный кВт·ч, руб/кВт·ч.

На основании данных по стоимости электроэнергии для средних предприятий Свердловской области $T = 7,85$ руб/кВт·ч без НДС (9,42 руб/кВт·ч с НДС) [208]. При оценке затрат на эксплуатацию станции (статья «Прочие расходы») и определении тарифа на отпускаемую электроэнергию учитывается инфляционная составляющая. В соответствии данными, приведенными на официальном сайте Центрального Банка России прогнозируемый уровень инфляции на 2025 год, составляет 4,8% [209].

В таблице 5.10 приведены основные технико-экономические показатели рассматриваемых станций.

Таблица 5.10 – Основные технико-экономические показатели по вариантам

Наименование показателя		Ед.изм.	Значение	
			ТЦР	МЦР
Электрическая мощность паровой турбины	N_T	кВт	3 013,89	3 271,04
Электрическая мощность питательного насоса	N_H	кВт	13,89	76,59
Электрическая мощность энергокомплекса	N	кВт	3 000	3 194,45
Число часов использования установленной мощности	τ_N	ч/год	7 000	
Годовая выработка электроэнергии	W	МВт·ч	21 000	22 358
Годовой отпуск электроэнергии с шин станции (с учетом $N_{сн}$)	$W_{отп}$	МВт·ч	19 950	21 240
Дополнительный годовой отпуск электроэнергии при внедрении МЦР	$\Delta W_{отп}$	МВт·ч	–	1 290
Себестоимость выработанной электроэнергии	$\mathcal{E}_{выр}^{эл}$	руб/кВт·ч	1,99	1,99
Себестоимость отпущенной электроэнергии	$\mathcal{E}_{отп}^{эл}$	руб/кВт·ч	2,10	2,10
Прибыль от продажи электроэнергии	$\Pi_{эл}$	млн руб/год	145,08	155,54
Экономический эффект от внедрения МЦР (без учета затрат)	$\Pi_{МЦР}$	млн руб/год	–	9,45
Удельные капиталовложения	$K_{уд}$	руб/кВт	44 106,0	45 826,0

Результаты технико-экономического анализа показывают, что в условиях заданного источника сбросной теплоты несмотря на более высокие капиталовложения и эксплуатационные затраты МЦР обеспечивает существенный прирост в годовой выработке электроэнергии.

5.4. Расчет срока окупаемости капиталовложений в проект

Период времени, который необходим для того, чтобы доходы предприятия превысили капитальные вложения (инвестиции, затраты) в данное предприятие, называется сроком окупаемости. Стоит отметить, что срок окупаемости не учитывает факт того, что суммы поступлений и платежей разнесены во времени, причем чем сложнее проект, тем большая разница во времени может иметь место между, например, первыми и последними платежами. Современные методики анализа инвестиционных проектов предполагают определение финансово-экономической эффективности того или иного проекта с учетом фактора времени. В частности, один из основных подходов в данном случае заключается в

приведении расходов и доходов к начальному (базовому) моменту времени (например, сроку начала строительства или эксплуатации объекта). Процедура приведения разнесенных во времени денежных потоков к определенному начальному (базовому) моменту времени называется дисконтированием, в то время как получаемая таким образом оценка – дисконтированной стоимостью денежного потока. При расчете коэффициентов приведения используется понятие ставки или нормы дисконта. Данный показатель используется для учета снижения стоимости денежных ресурсов с течением времени. При сравнении проектов используют различные показатели – Чистый дисконтированный доход (ЧДД), Индекс доходности (ИД), Внутренняя норма доходности (ВНД) [193, 202]. Если ЧДД больше нуля, то все затраты по проекту окупаются доходами и данный проект может быть рекомендован для инвестиций и практической реализации. Отрицательное значение ЧДД может свидетельствовать о том, что проект неэффективен и при заданной норме прибыли приносит убытки.

Чистый дисконтированный доход, млн руб.:

$$\text{ЧДД} = \left\{ \left[(T - \mathcal{E}_{\text{отп}}^{\text{эл}}) \cdot W_{\text{отп}} + Z_{\text{ам}} \right] \cdot \frac{1}{(1+0,1)^n} \right\} - K_{\text{эк}}. \quad (5.29)$$

Чистый денежный поток по отпущенной электроэнергии, млн руб.:

$$\text{ЧД} = (T - \mathcal{E}_{\text{отп}}) \cdot W_{\text{отп}}. \quad (5.30)$$

Денежный поток по основной деятельности за n -й год, млн руб.:

$$\text{ДП}_n = \text{ЧД}_n + Z_{\text{ам}}. \quad (5.31)$$

Для более полной оценки финансовых показателей дополнительно были учтены затраты на строительно-монтажные работы (СМР). В соответствии с данными, приведенными в работе [202], доля СМР при строительстве ТЭС составляет в среднем 60%, остальная часть – оборудование. По этой причине капитальные затраты на реализацию соответствующего варианта были увеличены.

В таблице 5.11 приведен расчет срока окупаемости для ТЦР, а в таблице 5.12 – для МЦР. В соответствии с приведенными результатами видно, реализация проектов с собственной генерацией является достаточно рентабельным мероприятием, так как инвестиции в оборудование и непосредственно станцию

окупаются уже на 3 год от старта строительства (в обоих вариантах). В то же время необходимо уточнить, что в расчете были учтены не все возможные затраты, в частности не учитывались дополнительные региональные налоги и сборы, стоимость аренды земли, технологическое подключение к электрическим сетям (для продажи электроэнергии), затраты на энергоресурсы, подпитку систем. При полном учете затрат срок окупаемости может увеличиться до 5-7 лет [210] и более, что, тем не менее, допустимо для капиталоемких проектов. Важно также отметить высокую рентабельность генерации за счет утилизации сбросной теплоты, так как отсутствует крупная статья расходов – затраты на приобретение топлива.

Отдельно был проанализирован срок окупаемости инвестиций в МЦР по методике [205]. При разработке финансового профиля проекта учитывалась разница в капитальных затратах ($\Delta K_{\text{эк}} = 14,052$ млн руб.), а также разница в годовых амортизационных отчислениях и эксплуатационных затратах ($\Delta Z_{\text{ам}} = 0,9$ млн руб., $\Delta Z_{\text{экс}} = 2,7$ млн руб.). Ставка ежегодной инфляции принята 4,8%. Ставка налога на прибыль принята 20%, ставка доходности – 19%. Строительство объекта предполагается в первый год реализации объекта, эксплуатация – в последующие. На рисунке 5.1 приведен финансовый профиль проекта.

В рамках экономического анализа требовалось оценить, насколько прирост в денежных поступлениях при внедрении технологии превышает дополнительные капитальные и эксплуатационные затраты с учетом дисконтирования. При стоимости электроэнергии 9,42 руб/кВт·ч с НДС, себестоимости отпущенной электроэнергии 2,10 руб/кВт·ч и дополнительном годовом отпуске $\Delta W_{\text{отп.МЦР}} = 1\,290$ МВт·ч/год ежегодные денежные поступления будут составлять порядка 9,45 млн руб/год. При таком варианте инвестиции окупаются примерно за 4,2 года от начала реализации проекта (через 3,2 года эксплуатации).

Срок окупаемости сокращается при увеличении стоимости отпускаемой электроэнергии и увеличении числа часов использования установленной мощности. В частности, на рисунке 5.2 приведена графическая зависимость срока окупаемости проекта от электрической мощности N (в зависимости от температуры уходящих газов $t_{\text{ух}}$) и числа часов использования установленной мощности τ_N).

Таблица 5.11 – Расчет срока окупаемости энергокомплекса на базе ТЦР

Показатели	Расчетный период															
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Капитальные вложения в проект К, млн руб/год	330,8	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
Денежный поток по основной деятельности, млн руб/год:	–	165,9	172,9	180,3	188,0	196,1	204,5	213,4	222,7	232,4	242,6	253,3	264,5	276,3	288,6	301,5
- амортизационные отчисления, млн руб/год	–	19,8	19,8	19,8	19,8	19,8	19,8	19,8	19,8	19,8	19,8	19,8	19,8	19,8	19,8	19,8
- доход от продажи, млн руб/год	–	146,1	153,1	160,4	168,1	176,2	184,7	193,5	202,8	212,6	222,8	233,5	244,7	256,4	268,7	281,6
Чистый денежный поток, млн руб/год:	-330,8	165,9	172,9	180,3	188,0	196,1	204,5	213,4	222,7	232,4	242,6	253,3	264,5	276,3	288,6	301,5
Коэффициент дисконтирования $1/(1+0,1)^n$	1	0,909	0,826	0,751	0,683	0,621	0,564	0,513	0,467	0,424	0,386	0,350	0,319	0,290	0,263	0,239
ЧДД	-330,8	150,8	142,9	135,5	128,4	121,7	115,4	109,5	103,9	98,6	93,5	88,8	84,3	80,0	76,0	72,2
ЧДД нарастающим итогом	-330,8	-179,9	-37,0	98,4	226,8	348,6	464,0	573,5	677,4	776,0	869,5	958,3	1 042,6	1 122,6	1 198,6	1 270,7

Таблица 5.12 – Расчет срока окупаемости энергокомплекса на базе МЦР

Показатели	Расчетный период															
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Капитальные вложения в проект К, млн руб/год	365,9	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
Денежный поток по основной деятельности, млн руб/год:	–	177,5	185,0	192,8	201,0	209,6	218,6	228,0	237,9	248,3	259,1	270,5	282,5	295,0	308,1	321,8
- амортизационные отчисления, млн руб/год	–	22,0	22,0	22,0	22,0	22,0	22,0	22,0	22,0	22,0	22,0	22,0	22,0	22,0	22,0	22,0
- доход от продажи, млн руб/год	–	155,5	163,0	170,8	179,0	187,6	196,6	206,1	216,0	226,3	237,2	248,6	260,5	273,0	286,1	299,8
Чистый денежный поток, млн руб/год:	-365,9	177,5	185,0	192,8	201,0	209,6	218,6	228,0	237,9	248,3	259,1	270,5	282,5	295,0	308,1	321,8
Коэффициент дисконтирования $1/(1+0,1)^n$	1	0,909	0,826	0,751	0,683	0,621	0,564	0,513	0,467	0,424	0,386	0,350	0,319	0,290	0,263	0,239
ЧДД	-365,9	161,4	152,9	144,8	137,3	130,1	123,4	117,0	111,0	105,3	99,9	94,8	90,0	85,4	81,1	77,0
ЧДД нарастающим итогом	-365,9	-204,6	-51,7	93,1	230,4	360,5	483,9	600,9	711,9	817,2	917,1	1 011,9	1 101,9	1 187,4	1 268,5	1 345,5

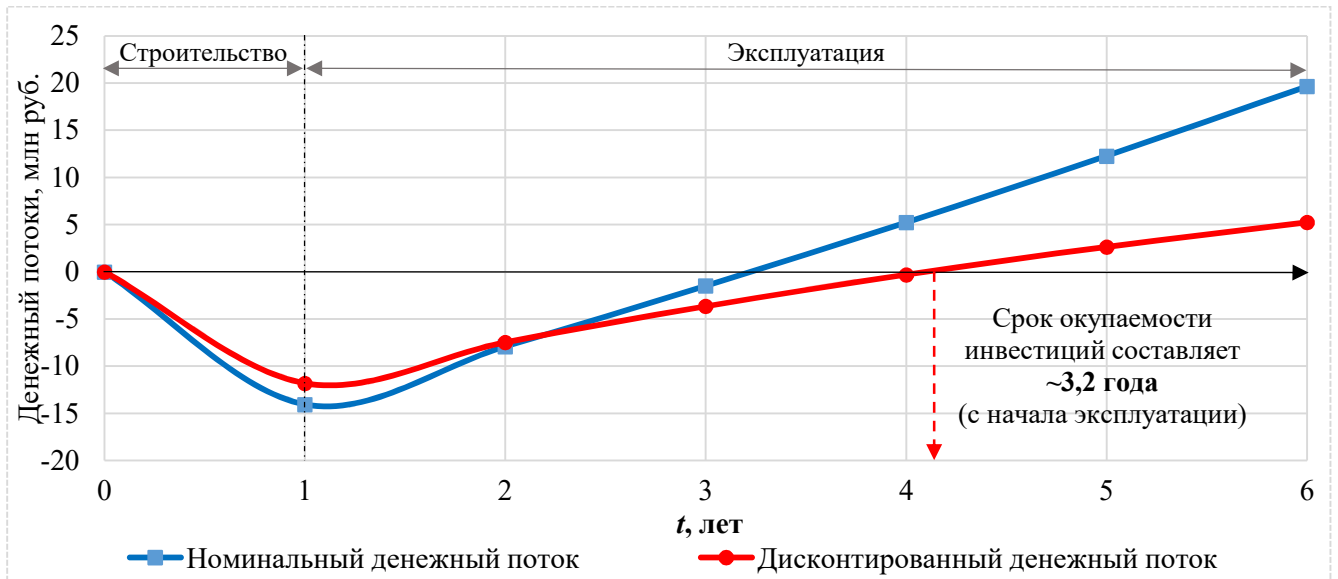


Рисунок 5.1 – Финансовый профиль проекта реализации МЦР

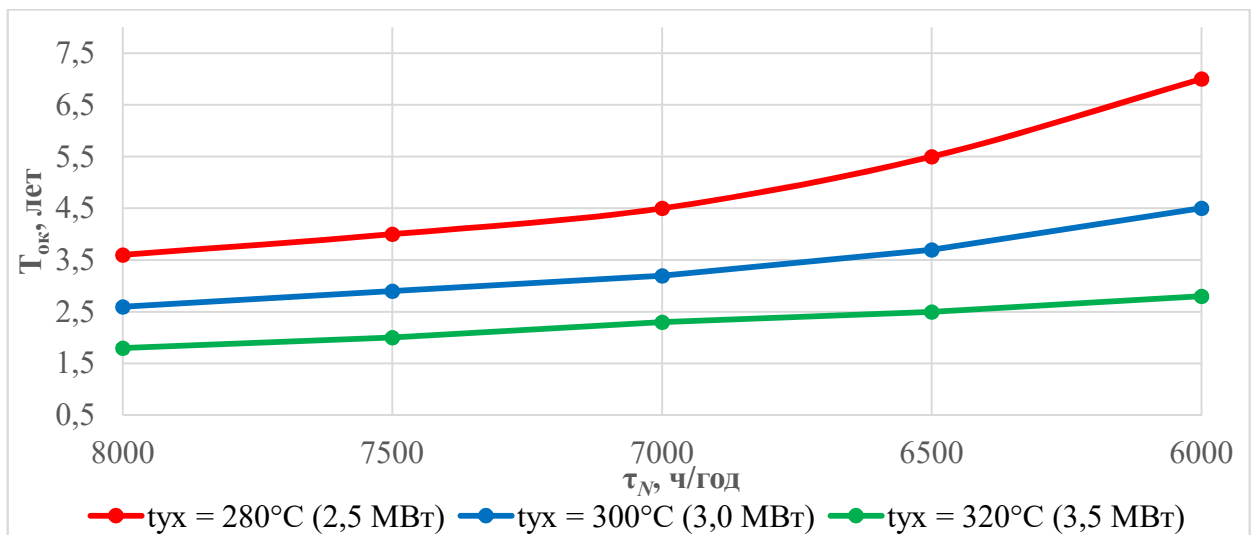


Рисунок 5.2 – Графическая зависимость срока окупаемости от N и τ_N

Исходя из представленной зависимости видно, что чем выше мощность станции и ее загрузка в течение года (τ_N), тем выше срок окупаемости проекта. Это объясняется тем, что применение МЦР позволяет обеспечить увеличение N на 6,5%, вследствие чего с ростом N увеличивается эффект от прироста мощности, который в комплексе с τ_N обеспечивает окупаемость инвестиций.

Фактором, который не был учтен в рамках оценки капиталовложений, но который будет рассматриваться в дальнейших исследованиях и при реализации решения, является коррозионный износ оборудования, особенно паровой турбины, что было рассмотрено в параграфах 1.5.2 и 1.5.3. Отсутствие или неэффективность мер по снижению влияния раствора на оборудование может сократить срок службы системы и снизить надежность решения.

5.5. Выводы по пятой главе

1. Выполнен технико-экономический анализ промышленной конденсационной электрической станции малой мощности ($N = 3,194$ МВт) на базе модернизированного цикла в сравнении с общепромышленным образцом и оценен срок окупаемости инвестиций. При разработке финансового профиля проекта учитывалась разница в капитальных затратах ($\Delta K_{\text{эк}} = 14,052$ млн руб.), обусловленная необходимостью дооснащения энергокомплекса дополнительным оборудованием, а также разница в годовых амортизационных отчислениях и эксплуатационных затратах. Расчет выполнялся с учетом инфляции и дисконтирования затрат.

2. Выполнен технико-экономический анализ промышленной конденсационной электрической станции малой мощности на базе модернизированного цикла в сравнении с общепромышленным образцом и оценен срок окупаемости инвестиций. При стоимости электроэнергии $9,42$ руб/кВт·ч, себестоимости отпущенной электроэнергии $2,10$ руб/кВт·ч и дополнительном годовом отпуске $\Delta W_{\text{отп.МЦР}} = 1\,290$ МВт·ч/год ежегодные денежные поступления будут составлять порядка $9,45$ млн руб/год. При таком варианте инвестиции окупаются примерно за $4,2$ года от начала реализации проекта (через $3,2$ года с начала эксплуатации объекта).

3. Выявлено, что срок окупаемости инвестиций в МЦР сокращается при увеличении электрической мощности станции, увеличении числа часов использования установленной мощности или при росте стоимости отпускаемой электроэнергии, что объясняется повышением электрической мощности станции на $6,48\%$, позволяя обеспечить больший экономический эффект при реализации ПТУ на базе МЦР.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Предложены научно-обоснованные технические решения в части совершенствования цикла Ренкина паротурбинных установок малой мощности, работающих в условиях утилизации теплоты при температурах пара перед турбиной 100-300°C, путем замещения конденсации отработавшего пара процессом его абсорбции, разработаны оптимизированные схемные решения цикла с целью совершенствования энергетических и эксплуатационных характеристик.

2. Разработана методика термодинамического и эксергетического анализа модернизированного цикла для водоаммиачного и бромистолитиевого раствора.

3. Проведен параметрический анализ модернизированного цикла и определение термодинамического и эксергетического совершенства разработанного решения в различных условиях работы и сравнение результатов с основными конкурирующими технологиями.

Выявлено, что в диапазоне температур пара перед турбиной 200-300°C модернизированный цикл Ренкина с бромистолитиевым раствором обеспечивает повышение энергетической эффективности по сравнению с циклом Ренкина на водяном паре в среднем на 4,1-9,1%, причем чем выше кратность циркуляции и концентрация слабого раствора, тем больше относительный прирост термического КПД.

Выявлено, что в диапазоне температур пара перед турбиной 100-200°C модернизированный цикл Ренкина с водоаммиачным раствором обеспечивает повышение энергетической эффективности по сравнению с органическим циклом Ренкина с рабочим телом R142b в среднем на 11,3-21,5%, причем чем выше кратность циркуляции и начальная температура пара, тем больше относительный прирост термического КПД.

Проведен термодинамический анализ МЦР (LiBr + H₂O) в сравнении паротурбинной установкой на базе паровой турбины К-3-1,275 ($N = 3,0$ МВт при $t_1 = 280^\circ\text{C}$, $p_1 = 1275$ кПа, $p_2 = 10,4$ кПа, $m_{\text{рт}} = 20,4$ т/ч). Приведенные результаты показывают, что применение МЦР позволяет повысить термический КПД цикла $\eta_{\text{т}}$

на 0,0209 (7,3% в относительном выражении) и КПД теплосиловой установки $\eta_{уст}$ на 0,0109 (6,4% в относительном выражении). Прирост электрической мощности установки составляет 6,48%.

4. Выполнен технико-экономический анализ промышленной конденсационной электрической станции малой мощности на базе модернизированного цикла в сравнении с общепромышленным образцом и оценен срок окупаемости инвестиций.

При стоимости электроэнергии 9,42 руб/кВт·ч, себестоимости отпущенной электроэнергии 2,10 руб/кВт·ч и дополнительном годовом отпуске $\Delta W_{отп.МЦР} = 1\,290$ МВт·ч/год ежегодные денежные поступления будут составлять порядка 9,45 млн руб/год. При таком варианте инвестиции окупаются примерно за 4,2 года от начала реализации проекта (через 3,2 года с начала эксплуатации объекта).

Выявлено, что срок окупаемости инвестиций в МЦР сокращается при увеличении электрической мощности станции, увеличении числа часов использования установленной мощности или при росте стоимости отпускаемой электроэнергии, что объясняется повышением электрической мощности станции на 6,48%, позволяя обеспечить больший экономический эффект при реализации ПТУ на базе МЦР.

Практическая реализация результатов работы подтверждена актом внедрения в учебный процесс ЮРГПУ(НПИ). Результаты исследования были рассмотрены и приняты в качестве вариантов реализации энергетических комплексов группы «РусГидро», что подтверждается актом внедрения. Результаты исследования были внедрены в качестве возможных решений по оптимизации работы станции в программу модернизации Новочеркасской ГРЭС.

Рекомендации, перспективы дальнейшей разработки темы исследования диссертационной работы. Направления исследований диссертационной работы будут продолжены в части оптимизации схемных решений, исследований процессов тепло- и массообмена, уточнения характеристик оборудования в условиях работы МЦР, поиск оптимальных рабочих веществ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Энергетическая стратегия Российской Федерации до 2035 года: [Электронный ресурс] // Министерство энергетики РФ. URL: <https://minenergo.gov.ru/node/1026>. (Дата обращения: 14.08.2024).
2. 261-ФЗ «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации (с изм. на 13 июня 2023 года)» / Собрание законодательства Российской Федерации, N 48, 30.11.2009, ст.5711.
3. Государственный доклад о состоянии энергосбережения и повышении энергетической эффективности в Российской Федерации за 2021 год: [Электронный ресурс] // Министерство экономического развития РФ. URL: https://www.economy.gov.ru/material/file/5a79eed92247fc7cb91873a107625372/Energy_efficiency_2022.pdf. (Дата обращения: 14.08.2024).
4. Hussam Jouhara, Navid Khordehghah, Sulaiman Almahmoud, Bertrand Delpech, Amisha Chauhan, Savvas A. Tassou, Waste heat recovery technologies and applications, Thermal Science and Engineering Progress, Volume 6, 2018, pp. 268-289.
5. Никифоров Б. И. Энергосбережение на металлургических предприятиях: Монография / Б. И. Никифоров, Г. В. Заславец. – Магнитогорск: МГТУ, 2000. – 280 с.
6. Щербаков В. П. Основы доменного производства. М.: Металлургия, 1969. – 327 с.
7. Федюхин А.В., Звончевский А.Г. Перспективные направления использования теплоты низкопотенциальных источников химических производств // Известия вузов. Проблемы энергетики. 2022. №3. С. 15-27.
8. Сухих А.А., Старовойтов В.В. Перспектива внедрения фторуглеродов в качестве рабочих тел электрогенерирующих установок в системах утилизации теплоты продуктов сгорания газоперекачивающих агрегатов // Вести газовой науки. 2021. №4 (49). С. 184-194.

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

10. M. Papapetrou, G. Kosmadakis, A. Cipollina, U.L. Commare. Industrial waste heat: Estimation of the technically available resource in the EU per industrial sector, temperature level and country, Applied Thermal Engineering, Volume 138, 2018, Pages 207-216.

11. Ильина Т. Н., Бельмаз Д. Н. Анализ и способы утилизации вторичных энергоресурсов нефтеперерабатывающего предприятия // Вестник БГТУ им. В. Г. Шухова. 2014. №3. С. 189-193.

12. T.C. Hung, T.Y. Shai, S.K. Wang, A review of organic Rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat, Energy, Volume 22, Issue 7, 1997, Pages 661-667.

13. Bianchi, M. & Pascale, A. Bottoming cycles for electric energy generation: Parametric investigation of available and innovative solutions for the exploitation of low and medium temperature heat sources. Applied Energy. 2011. 88. pp.1500-1509.

14. Голубев Р.О., Столяров С.П. Оценка производительности утилизационной термоэлектрогенераторной установки судового главного малооборотного дизеля // Труды Крыловского государственного научного центра. 2021. №S1. С. 50-52.

15. Паровые турбины малой мощности КТЗ / [В.И. Кирюхин, Н.М. Тараненко, Е.П. Огурцова и др.]. – М. : Энергоатомиздат, 1987. – 215 с.

16. Паровые турбины PARSONS: [Электронный ресурс] // ГК «УГК Энергетика». URL: https://www.urgk.ru/category/parovye_turbiny_parsons/. (Дата обращения: 15.08.2024).

17. Кириллин В.А. Техническая термодинамика: учебник для вузов / В.А. Кириллин, В.В. Сычев, А.Е. Шейндлин. 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательский дом МЭИ, 2008. – 496 с.

18. Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции: Учебник для теплоэнерг. спец. вузов. - М.-Л.: Энергия, 1967. – 400 с.

19. Паровые и газовые турбины для электростанций: учеб. для вузов / А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин, А.Д. Трухний ; под ред. А.Г. Костюка. М.: Издат. дом МЭИ. 2016. – 648 с.
20. Вукалович М.П., Новиков И.И. Техническая термодинамика. Л.; М.: Госэнергоиздат, 1955. – 336 с.
21. Трухний А.Д. Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки / А.Д. Трухний, Б.В. Ломакин. М.: Издательство МЭИ, 2002.
22. Паровые турбины: [Электронный ресурс] // «Калужский турбинный завод». URL: <https://paoktz.ru/customers/products/steam-turbine/>. (Дата обращения: 15.09.2024).
23. Турбогенераторы блочные: [Электронный ресурс] // «Калужский турбинный завод». URL: <https://paoktz.ru/customers/products/turbo-block/>. (Дата обращения: 15.09.2024).
24. Конденсационные паровые турбины: [Электронный ресурс] // Parsons. URL: https://parsons-company.com/production/parovie_kondensatsionnie_turbini. (Дата обращения: 15.09.2024).
25. Паровые турбины: [Электронный ресурс] // «Уральский турбинный завод». URL: <https://www.utz.ru/customer/catalog/parovye-turbiny/turbiny-dlya-tets/kllass-h1/>. (Дата обращения: 15.09.2024).
26. А. Л. Шубенко, Н. Ю. Бабак, А. В. Сенецкий, В. А. Маляренко. Утилизация сбросной теплоты технологических процессов промышленного предприятия с целью выработки электроэнергии // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. 2012. №7 (101). С. 23-29.
27. Kindra, V.; Rogalev, N.; Rogalev, A.; Naumov, V.; Sabanova, E. Thermodynamic Optimization of Low-Temperature Cycles for the Power Industry. Energies 2022, 15, 2979.
28. Модернизированный паросиловой цикл, работающий по абсорбционному принципу / В.В. Папин, Н.Н. Ефимов, Д.В. Добрыднев, Е.М. Дьяконов, Р.В. Безуглов, А.С. Шмаков // Промышленная энергетика. – 2022. – №1. – С. 18-27.

29. Расчет модернизированного цикла Ренкина с бромисто-литиевым раствором в качестве рабочего тела / Д.В. Добрыднев, В.В. Папин, Р.В. Безуглов, Н.Н. Ефимов, Е.М. Дьяконов, А.С. Шмаков // Теплоэнергетика. – 2024. – №2. – С. 3-14.
30. Карабарин Д. И. Анализ методов утилизации теплоты анодных газов в алюминиевом производстве // Промышленная энергетика. – 2017. – № 1. – С. 25-29.
31. Gao C., Song, K., Na, H., Tian, F., Zhang, S. Comprehensive evaluation on energy-water saving effects in iron and steel industry. *Sci. Total Environ.* 2019, 670, 346–360.
32. Ortega-Fernández, I.; Rodríguez-Aseguinolaza, J. Thermal energy storage for waste heat recovery in the steelworks: The case study of the REslag project. *Appl. Energy* 2019, 237, 708–719.
33. Abam, F. I.; Ekwe, E. B.; Effiom, S. O.; Ndukwu, M. C.; Briggs, T. A.; Kadurumba, C. H. Optimum exergetic performance parameters and thermo-sustainability indicators of low-temperature modified organic Rankine cycles (ORCs). *Sustainable Energy Technol. Assess.* 2018, 30, 91–104.
34. Xu Zhang, Hao Bai, Xiancong Zhao, Ali Diabat, Jian Zhang, Huanmei Yuan, Zefei Zhang / Multi-objective optimisation and fast decision-making method for working fluid selection in organic Rankine cycle with low-temperature waste heat source in industry / *Energy Conversion and Management*. – 2018. – V. 172. – P. 200-211.
35. Yang M., Yeh R. Analyzing the optimization of an organic Rankine cycle system for recovering waste heat from a large marine engine containing a cooling water system // *Energy Converse Manage.* – 2014. – V. 88. – P. 999–1010.
36. Braimakis K., Karellas S. Exergetic optimization of double stage Organic Rankine Cycle (ORC) // *Energy*. – 2018. – V. 149. – P. 296–313.
37. Working Fluids for Low Temperature Organic Rankine Cycles / B. Saleh, G. Koglbauer, M. Wendland, J. Fischer // *Energy*. – 2007. – V. 32. – P. 1210–1221.
38. Galashov N., Tsibulskiy S., Serova T. Analysis of the properties of working substances for the organic Rankine cycle based database « Refprop» // *Termophysical*

basis of energy technologies 2015: EPJ web of conferences. – Tomsk, – 2016. – V. 110 (01068). – 6 p.

39. Douvartzides, Savvas & Karmalis, I. (2016). Working fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) exhaust heat recovery of an internal combustion engine power plant. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 161. 012087.

40. Галашов Н.Н., Цибульский С.А. Параметрический анализ схемы парогазовой установки с комбинацией трех циклов для повышения КПД при работе в северных газодобывающих районах // Известия ТПУ. 2019. №5. С. 44-55.

41. Kalina A. I. Combined cycle and waste heat recovery power systems based on a novel thermodynamic energy cycle utilizing low-temperature heat for power generation. American Society of Mechanical Engineers, Paper 83-JPGC-GT-3; 1983.

42. Kalina A. I., Leibowitz H. M. Applying Kalina technology to a bottoming cycle for utility combined cycles. American Society of Mechanical Engineers, Paper 87-GT-35; 1987.

43. Исследование влияния схемных решений на электрическую мощность турбоустановки модернизированного цикла Ренкина / Д.В. Добрыднев, В.В. Папин, Р.В. Безуглов, Н.А. Ведмичев // Известия высших учебных заведений. Электромеханика. – 2024. – Т. 67, №2. – С. 108-123.

44. Zhang X, He M, Zhang Y. A review of research on Kalina cycle. Renew Sustain Energy Rev 2012; 16:5309-18.

45. Sun, F., Ikegami, Y., Arima, H., and Zhou, W. (October 2, 2012). "Performance Analysis of the Low-Temperature Solar-Boosted Power Generation System—Part I: Comparison Between Kalina Solar System and Rankine Solar System." ASME. J. Sol. Energy Eng. February 2013; 135(1): 011006.

46. Ahmed Elsayed and others, Thermodynamic performance of Kalina cycle system 11 (KCS11): feasibility of using alternative zeotropic mixtures, International Journal of Low-Carbon Technologies, Volume 8, Issue 1, July 2013, Pages i69–i78.

47. Zhiwei Ma, Huashan Bao, Anthony Paul Roskilly. Principle investigation on advanced absorption power generation cycles, *Energy Conversion and Management*, Volume 150, 2017, Pages 800-813.

48. Mlcak, H. & Mirolli, M. & Hjartarson, H. & Húsavíkur, O. & Ralph, M. (2002). Notes from the North: A Report on the Debut Year of the 2 MW Kalina Cycle Geothermal Power Plant in Húsavík, Iceland. *Transactions - Geothermal Resources Council*. 715-718.

49. Shankar Ganesh, N., Srinivas, T., Maheswari, G. U., Mahendiran, S., & Manivannan, D. (2019). Development of optimized energy system. *Energy & Environment*, 0958305X1983438.

50. Рамм В, М. Абсорбция газов. - М.: Химия, 1976. - 656 с.

51. Абсорбционные преобразователи теплоты / А.В. Бараненко, Л.С. Тимофеевский, А.Г. Долотов, А.В. Попов: Монография. - СПб.: СПбГУНИПТ, 2005. – 338 с.

52. Морозюк Т.В. Теория холодильных машин и тепловых насосов / Негоциант. – Одесса, 2006. – 712 с.

53. Бадылькес И.С., Данилов Р.Л. Абсорбционные холодильные машины / Пищепромиздат – М., 1966. – 356 с.

54. Блиер Б.М., Вургафт А.В. Теоретические основы проектирования абсорбционных термотрансформаторов. – М.: Пищевая промышленность, 1971. – 326 с.

55. Herold, K.E., Radermacher, R., & Klein, S.A. (2016). *Absorption Chillers and Heat Pumps* (2nd ed.). CRC Press.

56. Мааке В., Эккерт Г.Ю., Кошпен Ж.Л. Учебник по холодильной технике. М.: МГУ, 1998. – 1142 с.

57. Анализ способов повышения эффективности абсорбционного и модернизированного паросилового цикла / В.В. Папин, Р.В. Безуглов, Д.В. Добрыднев, Е.М. Дьяконов, А.С. Шмаков // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Энергетика. – 2023. – Т. 23, №2. – С. 83-93.

58. Холодильные машины : учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Техника и физика низких температур» / А. В. Бараненко [и др.] ; под общей редакцией Л. С. Тимофеевского. - 2-е изд., перераб. и доп. - Санкт-Петербург : Политехника, 2006. - 941 с.

59. Орехов И.И., Тимофеевский Л.С., Караван С.В. Абсорбционные преобразователи теплоты. 1989. 208 с.

60. Дзино А.А., Малинина О.С. Теплоиспользующие холодильные машины: Учеб.-метод. пособие. – СПб.: Университет ИТМО, 2015. – 70 с.

61. Накоряков В. Е., Григорьева Н. И. Пленочная абсорбция из смеси газов, содержащей неабсорбируемый компонент // Тепло- и массоперенос в абсорбционных аппаратах. - Новосибирск: ИТФ СО АН СССР, 1979. С. 7-18.

62. Накоряков В. Е., Григорьева Н. И. Расчет тепломассообмена при неизотермической абсорбции на начальном участке стекающей пленки // ТОХТ. 1980. Т. 14. С. 483-488.

63. Накоряков В. Е., Григорьева Н. И. О совместном тепло- и массопереносе при пленочной абсорбции // Теплообмен и гидрогазодинамика при кипении и конденсации. - Новосибирск: ИТФ СО АН СССР, 1979. С. 12-16.

64. Накоряков В. Е., Григорьева Н. И. О совместном тепломассопереносе при абсорбции на каплях и пленках // ИФЖ. 1977. Т. XXXII. № 3. С. 399-405.

65. Мухин Д. Г., Степанов К. И., Елистратов С. Л. Перспективы применения российских абсорбционных термотрансформаторов на ПГУ-ТЭЦ // Доклады АН ВШ. 2022. №4(57). С.39-49.

66. Кулагин С. М., Крупнов Е. И., Ометова М. Ю., Рыбкина Г. В. Разработка энергоэффективной схемы холодоснабжения предприятия по производству полимерных материалов // МНИЖ. 2021. №1-1 (103). С. 118-122.

67. Галимова Л. В., Кайль В. Я., Веденеева А. И. Оценка степени термодинамического совершенства на основе анализа работы действующей абсорбционной холодильной установки системы синтеза аммиака // Вестник МАХ. 2015. №4. С. 55-60.

68. Бараненко А. В., Малинина О. С. Развитие систем холодоснабжения на базе абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин // Вестник МАХ. 2024. №1. С. 3-12.

69. Камара С., Сулин А. Б., Малинина О. С. Энергетический и экономический анализ системы хладоснабжения на базе абсорбционной бромистолитиевой гелиохолодильной машины с коллектором двойного действия // Вестник МАХ. 2022. №4. С. 3-14.

70. Малинина О. С., Бараненко А. В. Гелиохолодильные абсорбционные бромистолитиевые машины для кондиционирования и получения воды // Вестник МАХ. 2015. №4. С. 38-43.

71. Бадылькес И.С. Рабочие вещества и процессы холодильных машин. М. Гостройиздат 1962 г. 280 с.

72. Jian Sun, Lin Fu, Shigang Zhang. A review of working fluids of absorption cycles. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2012, 16 (4), 1899-1906.

73. I. Pilatowsky, R.J. Romero, C.A. Isaza, S.A. Gamboa, P.J. Sebastian, W. Rivera. State of the Art of Sorption Refrigeration Systems. 2011, 55-73.

74. Jieli Luo, Hongxing Yang. A state-of-the-art review on the liquid properties regarding energy and environmental performance in liquid desiccant air-conditioning systems. *Applied Energy* 2022, 325, 119853.

75. F.L. Lansing. Computer modeling of a Single-Stage Lithium Bromide/Water Absorption Refrigeration Unit. *The Deep Space Network*, 1976, p. 247-257.

76. Карнаух В.В. Особенности расчета и прогнозирования работы теплонасосных установок на хладагентах четвертого поколения // Журнал СФУ. Техника и технологии. 2022. №2. С. 202-215.

77. ASHRAE Handbook 2017 - Fundamentals (SI Edition) // American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Incorporated, 2017.

78. Habibzadeh, A., & Rashidi, M. M. Thermodynamic analysis of different working fluids used in organic Rankine cycle for recovering waste heat from GT-MHR. *Journal of Engineering Science and Technology*, 11(1), 2016, 121–135.

79. Hung TC, Wang SK, Kuo CH, Pei BS, Tsai KF. A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources. *Energy* 2010;35(3):1403–11.
80. Thurairaja K, Wijewardane A, Jayasekara S, Ranasinghe C. Working fluid selection and performance evaluation of ORC. *Energy Procedia* 2019;156 (2018):244–8.
81. Теплофизические свойства аммиака / Голубев И.Ф., Кияшова В.П., Перельштейн И.И.– М.: Издательство стандартов, 1978. – 264 с.
82. Богданов С.Н., Бурцев С.И., Иванов О.П., Куприянова А.В. Холодильная техника. Кондиционирование воздуха. Свойства веществ: Справ./ Под ред. С.Н. Богданова. 4-е изд., перераб. и доп. – СПб.: СПбГАХИТ, 1999. – 320 с.
83. Клецкий А.В. Уравнения состояния и термодинамические свойства аммиака // Холодильная техника. – 1978. – №9. – С. 40-43.
84. Dr. Manuel R. Thermophysical Properties of NH₃–H₂O solutions for the industrial design of absorption refrigeration equipment. // M. Conde Engineering. – 2004. – 37 p.
85. Ziegler B, Trepp Ch. Equation of state for ammonia-water mixtures. *Int J Refrig.* 1984; 7:101-6.
86. El-sayed YM, Tribus M. Thermodynamic properties of water-ammonia mixtures theoretical implementation for use in power cycles analysis. American Society of Mechanical Engineers, Advanced Energy Systems Division (Publication) AES 1985; 1:89–95.
87. Sadhukhan, Kausik & Chowdhuri, Achin & Mandal, Bijan. (2012). Computer Based Thermodynamic Properties of Ammonia-Water Mixture for the Analysis of Power and Refrigeration Cycles. *International Journal of Thermodynamics.* 15. 10.5541/ijot.375.
88. Ganesh, Shankar & Srinivas, Tangellapalli. (2011). Evaluation of thermodynamic properties of ammonia- water mixture up to 100 bar for power application systems. *J. Mech. Eng. Res.* 3.

89. Deepak, K.V. & Kumar, M. & Reddy, V. & Subramanyam, B. (2017). Thermodynamic property functions of NH₃-H₂O mixture. *International Journal of Mechanical Engineering and Technology*. 8. 1430-1440.
90. W. Wagner. The IAPWS formulation 1995 for the thermodynamic properties of ordinary water substance for general and scientific use // *J Phys Chem Ref Data*, vol. 31, is. 2, 2002, pp. 387-535.
91. Вукалович М.П. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара. - М.: Стандарты, 1969.
92. M. Patterson and H. Perez-Blanco. Numerical fits of the properties of lithium-bromide water solutions. *ASHRAE*, vol. 94, no. 2, pp. 2379–88, 1988.
93. Долотов А.Г., Тимофеевский Л.С. Уточнение расчета термодинамических свойств водного раствора бромистого лития на ЭВМ. // *Холодильная техника*. – 1995. – №2. – с. 25-26.
94. Water vapour pressure above saturated salt solutions at low temperatures / V. Morillon, F. Debeaufort, J. Jose, J.F. Tharrault, M. Capelle, G. Blond, A. Voilley // *Fluid Phase Equilibria*. – 1999. – Vol. 155, No. 2. – P. 297-309.
95. Караван С. В., Пинчук О. А. Интегральные энтальпии и энтропии водного раствора бромида лития // *Вестник МАХ*. 2013. №4. С. 38-42.
96. Караван С. В., Дзино А. А., Малышев А. А., Караван Д. В. Энтальпийная диаграмма водного раствора бромида лития // *Вестник МАХ*. 2012. №3. С. 36-39.
97. Y. Kaita. Thermodynamic properties of lithium bromide–water solutions at high temperatures, *International Journal of Refrigeration*, Volume 24, Issue 5, 2001, Pages 374-390.
98. Patek, J., and J. Klomfar. A computationally effective formulation of the thermodynamic properties of LiBr–H₂O solutions from 273 to 500 K over full composition range // *International journal of refrigeration*, vol. 29, 2006, pp. 566-578.
99. G. Feuerecker, J. Scharfe, I. Greiter, C. Frank, and G. Alefeld. “Measurement of thermophysical properties of aqueous LiBr-solutions at high temperatures and concentrations,” in *Proceedings of the International Absorption Heat Pump Conference*, 1994, pp. 493–499.

100. J. Y. Lenard, S. M. Jeter, and A. S. Teja, "Properties of lithium bromide-water solutions at high temperatures and concentrations-part IV: vapor pressure," in ASHRAE Transactions, 1992, vol. 98, no. pt 1, pp. 167–172.

101. J. Langeliers, P. Sarkisian, and U. Rockenfeller. Vapor pressure and specific heat of LiBrH₂O at high temperature. in ASHRAE Transactions, 2003, vol. 109 PART 1, pp. 423–427.

102. Ковалев Л. Г., Захаров С. В. Возможности использования аммиака - носителя водорода в качестве топлива для двигателей внутреннего сгорания // Вестник КрасГАУ. 2007. №4. С. 158-163.

103. Моисеев М. М., Леонов В. Т., Моисеева И. Д. Исследование катализаторов разложения аммиака // Известия ТулГУ. Естественные науки. 2014. №1-2. С. 28-33.

104. Exergy Inc., Kalina Cycle Power Systems as a Bottoming Cycle for Combined-Cycle Systems-Part I, Houston, Texas, 1986.

105. Pettersen J., Mæhlum H., Lilleheie N. I, Temperature Stability of Ammonia in Power Cycle Applications, SINTEF Report No. STF11 F92032, Trondheim, Norway, 1992.

106. Исследование модернизированного паросилового цикла с бромистолитиевым раствором в качестве рабочего тела / Д.В. Добрыднев, В.В. Папин, Р.В. Безуглов, Е.М. Дьяконов, А.С. Шмаков // Состояние и перспективы развития электро- и теплотехнологии (XXII Бенардосовские чтения): Материалы Международной научно-технической конференции, посвященной 75-летию теплоэнергетического факультета, Иваново, 31 мая – 02 июня 2023 года. Том 2. – Иваново: Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина, 2023. – С. 425-431.

107. Арматура для холодильной техники: пер. с нем. / П. Кляйншмидт; пер. А. П. Белохвостиковой; под ред. В. С. Ужанского. – Москва: Агропромиздат, 1987. – 119 с.

108. Ковалев Л. Г., Захаров С. В. Возможности использования аммиака - носителя водорода в качестве топлива для двигателей внутреннего сгорания // Вестник КрасГАУ. 2007. №4. С. 158-163.

109. Коррозия и защита химической аппаратуры, т. III. Коррозия под действием теплоносителей и хладагентов. Под ред. А.М.Сухотина. Изд. «Химия», 1970, 308 с.

110. Пинчук О.А., Костко А.Ф. Выбор солевых добавок для повышения эффективности водоаммиачных абсорбционных термотрансформаторов // Вестник МАХ. 2017. №3. С. 35-40.

111. Волкова О.В. Основные направления создания абсорбционных бромистолитиевых преобразователей теплоты нового поколения: Дис. д-ра техн. наук. 05.04.03. СПб., 2005.

112. Степанов К.И. Абсорбционные бромистолитиевые преобразователи теплоты с новыми потребительскими свойствами: Дис. к-та техн. наук. 05.04.03. СПб., 2016.

113. Цимбалист, А. О. Пути снижения материалоемкости и повышения надежности абсорбционных бромистолитиевых преобразователей теплоты / А. О. Цимбалист, А. В. Бараненко, О. В. Волкова // Холодильная техника и кондиционирование. – 2008. – № 1. – С. 28-34.

114. Кузнецов, Ю. И. Физико-химические аспекты ингибирования коррозии металлов в водных растворах / Ю. И. Кузнецов // Успехи химии. - 2004. - Т. 73, N 1. с. 90-93.

115. Исследование коррозионной стойкости углеродистых сталей и сплавов алюминия в ингибированных растворах бромистого лития / Л. Н. Ковган, Т. Я. Федорук, А. И. Романенко и др. // Холодильная техника. 1982. № 11. С. 35-36.

116. Степанов К.И., Волкова О.В. Контактная и щелевая коррозия конструкционных материалов в условиях работы высокотемпературного генератора абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин // Холодильная техника и кондиционирование. 2013. №1. С. 9-15.

117. Степанов К.И., Волкова О.В., Цимбалист А.О. Исследование коррозионной стойкости нержавеющей сталей в ингибированном водном растворе бромида лития // Вестник МАХ. 2012. №2. С. 57-59.

118. Волкова О.В. Повышение надежности абсорбционных бромистолитиевых преобразователей теплоты путем применения ингибиторов коррозии // Холодильная техника. 2001. №8. С.14-16.

119. Волкова О.В., Бараненко А.В., Тимофеевский Л.С. Повышение эксплуатационной надежности абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин и термотрансформаторов путем использования новых ингибиторов коррозии // Известия СПбГУНиПТ, 2000, №1, с. 27-29.

120. ГОСТ 18968-73 Прутки и полосы из коррозионно-стойкой жаропрочной стали для лопаток паровых турбин. Технические условия / М.: ИПК Издательство стандартов, 2004 год.

121. Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции: Учебник для теплоэнерг. спец. вузов. - М.-Л.: Энергия, 1967. - 400 с.

122. Паровые турбины тип «Н», производство Shin Nippon Machinery: [Электронный ресурс] // Интех ГМБХ. URL: https://intech-gmbh.ru/steam_turbines_type_h_snm/. (Дата обращения: 15.09.2024).

123. Справочник по теплообменным аппаратам турбоустановок / Ю. М. Бродов, К. Э. Аронсон, А. Ю. Рябчиков, М.А. Ниренштейн ; [под общей ред. Ю.М. Бродова]. М. : Издательский дом МЭИ, 2008. 480 с.

124. Li, J & Liang, C & Huang, Naibao & Sui, Y. (2012). Corrosion of steel in lithium bromide solution containing inhibitor. Corrosion Engineering, Science and Technology. 47. 297-301. 10.1179/1743278212Y.0000000011.

125. Oleinik S. V., Kuznetsov Yu. I., Vartapetyan A. R. Corrosion Inhibition of Steel in Lithium Bromide Brines // Protection of Metals. 2003. Vol. 39. No. 1. pp. 12-18.

126. HUANG, Nai-bao & LIANG, Cheng-hao. (2003). Corrosion Prediction of Carbon Steel in Concentrated Lithium Bromide Solutions at High Temperature Using BP Neural Network. Journal of Electrochemistry. 9. 10.61558/2993-074X.1510.

127. Florides, G. A., Kalogirou, S. A., Tassou, S. A., & Wrobel, L. C. (2003). Design and construction of a LiBr–water absorption machine. *Energy Conversion and Management*, 44(15), 2483–2508.

128. Бараненко А.В., Посылин Д.Н., Малинина О.С. Эффективность циклов одноступенчатой абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины при температуре кипения ниже 0°С // Вестник МАХ. 2017. №4. С. 52-58.

129. Jia, L.I., Huang, S., Xiaomo, W., 2007. Numerical study of steam-water separators with wave-type vanes. *Chin. J. Chem. Eng.* 15 (4), 492-498.

130. Azzopardi, B.J., Sanaullah, K.S., 2002. Re-entrainment in wave-plate mist eliminators. *Chem. Eng. Sci.* 57 (17), 3557-3563.

131. El-Dessouky, H.T. , Alatiqi, I.M. , Ettouney, H.M. , Al-Deffeeri, N.S. , 2000. Performance of wire mesh mist eliminator. *Chem. Eng. Process.: Process Intensif.* 39 (2), 129-139.

132. Yilin Liu, Dunxi Yu, Jingkai Jiang, Xin Yu, Hong Yao, Minghou Xu, Experimental and numerical evaluation of the performance of a novel compound demister, *Desalination*, Volume 409, 2017, Pages 115-127.

133. Hong, Sung Joo & Kim, Byung & Lee, Chang & Woo, Sung & Park, Chan. (2019). Performance characteristics of carry-over and pressure drop through mist eliminators in absorption refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*. 104.

134. Федосов С. В., Федосеев В. Н., Зайцева И. А. Анализ и выбор экологически безопасных хладагентов для систем теплоснабжения зданий воздушными тепловыми насосами // Современные наукоемкие технологии. Региональное приложение. 2020. №1 (61). С. 120-129.

135. ГОСТ 12.1.007-76 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Вредные вещества. Классификация и общие требования безопасности (с Изменениями N 1, 2) / М.: Стандартинформ, 2007 г.

136. ГОСТ 12.1.005-88 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны (с Изменением N 1) / М.: Стандартинформ, 2008 г.

137. ГОСТ 24147-80 Аммиак водный особой чистоты. Технические условия (с Изменениями N 1, 2, 3) / М.: ИПК Издательство стандартов, 2003 г.

138. ГОСТ 6221-90 Аммиак безводный сжиженный. Технические условия (с Изменением N 1) / М.: СТАНДАРТИНФОРМ, 2011 г.

139. Приказ №500 от 07.12.2020 ФНИП «Правила безопасности химически опасных производственных объектов» / 2020 г.

140. Alexander I. Kalina. Low temperature geothermal system. US Patent No. 6,820,421 B2 (23 November 2004).

141. Автономные энергетические установки малой мощности при производстве тепловой и электрической энергии: Практикум / В.Г. Злобин, М. С. Липатов. – СПб.: ВШТЭ СПбГУПТД, 2022. – 131 с.

142. Основы современной энергетики : учебник для вузов : в 2 т. / под общей редакцией Е.В. Аметистова. – М. : Издательский дом МЭИ, 2016.

143. Александров А.А., Термодинамические основы циклов теплоэнергетических установок / – М. : МЭИ, 2004 г. – 159 с.

144. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин, тепловых насосов и термотрансформаторов. Ч.1. Расчет циклов, термодинамических и теплофизических свойств рабочих веществ: Учеб. пособие / Л. С. Тимофеевский, В. И. Пекарев, Н. Н. Бухарин и др.; Под ред. Л. С. Тимофеевского. – СПб.: СПбГУНиПТ, 2006. – 260 с.

145. Галимова Л.В. Абсорбционные холодильные машины и тепловые насосы: Учеб. пособие для спец. «Техника и физика низких температур» / Астрахан.гос.тех.ун-т. – Астрахань: Изд-во АГТУ, 1997. – 226 с.

146. Бродянский В.М Эксергетический метод термодинамического анализа. М.: Энергия. 1973. 296 с.

147. M. A. Rosen and D. S. Scott, Analysis and Design of Advanced Energy System: Fundamentals, ASME AES Vol. 3-1, p. 23 (1987).

148. DiPippo, Ronald. (2004). Second Law assessment of binary plants generating power from low-temperature geothermal fluids. Geothermics. 33. 565-586.

149. W.L.R. Gallo, L.F. Milanez, Choice of a reference state for exergetic analysis, *Energy*, Volume 15, Issue 2, 1990, Pages 113-121.
150. M. Moran, *Availability Analysts: A Guide to Efficient Energy Use*, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, NJ (1982).
151. J.Szargut. *Exergy method: Technical and Ecological Applications*. Boston: WIT Press, 2005. – 164 p.
152. J.Szargut, D.Morris, R.Steward. *Exergy Analysis of Thermal, Chemical, and Metallurgical Processes*. Germany: Hemisphere, 1988. – 332 p.
153. Kotas, T. J. *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*. Butterworths, London, 1985.
154. Wagman, D. D. et al., in *The NBS tables of chemical thermodynamic properties*. American Chemical Society and National Bureau of Standards, Washington, DC, 1982.
155. Willem van Gool, *Thermodynamics of chemical references for exergy analysis*, *Energy Conversion and Management*, Volume 39, Issues 16–18, 1998, Pages 1719-1728.
156. Соколов Е.Я., Бродянский В.М. *Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения*. М.: Энергоиздат, 1981. 320 с.
157. Шаргут Я., Петела Р. *Эксергия*. М.: Энергия, 1968. 284 с.
158. Бродянский В.М. *Эксергетические расчеты технических систем: справочное пособие* / В.М. Бродянский, Г.П. Верхивкер, Я.Я. Карчев [и др.]; под ред. А.А. Долинского, В.М. Бродянского. Киев: Наук. думка, 1991. 360 с.
159. Morosuk, Tatiana. (2008). A new approach to the exergy analysis of absorption refrigeration machines. *Energy*. 33. 890-907.
160. M. Malik, F. Musharavati, S. Khanmohammadi. Design and comparative exergy and exergo-economic analyses of a novel integrated Kalina cycle improved with fuel cell and thermoelectric module, *Energy Conversion and Management*, Volume 220, 2020, 113081.

161. A. Modi, F. Haglind, Performance analysis of a Kalina cycle for a central receiver solar thermal power plant with direct steam generation, *Applied Thermal Engineering*, Volume 65, Issues 1–2, 2014, Pages 201-208.

162. Zhu, Linghui & Gu, Junjie. (2010). Second law-based thermodynamic analysis of ammonia/sodium thiocyanate absorption system. *Renewable Energy*. 35. p. 1940–1946.

163. J. Ahrendts, *Ref. States, Energy*. 5 (1980) 667–677.

164. J. Szargut, Chemical exergies of the elements, *Appl. Energy* 32(1989). p. 269–286.

165. Bejan A, Tsatsaronis G. *Thermal design and optimization*. New York: Wiley; 1996.

166. Palacios-Bereche, Reynaldo & Gonzales, R. & Nebra, S.A. (2012). Exergy calculation of lithium bromide-water solution and its application in the exergetic evaluation of absorption refrigeration systems LiBr-H₂O. *International Journal of Energy Research*. 36.

167. Szargut J, Morris DR, Steward FR. *Exergy Analysis of Thermal, Chemical and Metallurgical Process*. Hemisphere Publishing Corporation: USA, 1988.

168. Balzhiser RE, Samuels MR, Eliassen JD. *Termodinámica química para ingenieros*. Prentice-Hall International: Spain, 1980.

169. Chua HT, Toh HK, Malek A, Ng KC, Srinivasan K. Improved thermodynamic property fields of LiBr-H₂O solution. *International Journal of Refrigeration* 2000; 23:412–429.

170. Rivero R, Garfias M. Standard chemical exergy of elements updated. *Energy* 2006; 31:3310–3326.

171. Kotas TJ. *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*. Krieger Publishing: FL, 1995.

172. Морозюк Л.И., Грудка Б.Г. Введение в эксергетический анализ абсорбционно-резорбционной холодильной машины // *Холодильная техника и технология*. 2017. Т. 51, № 1. С. 4-10.

173. Liu Z, Zeng Z, Deng C, Xie N. Advanced Exergy Analysis of an Absorption Chiller/Kalina Cycle Integrated System for Low-Grade Waste Heat Recovery. Processes. 2022; 10(12):2608.

174. Попов А.В. Абсорбционные водоохлаждающие машины с низкотемпературным водяным обогревом / Энергосбережение : специализированный журнал / АВОК/ – Москва. – 2008. – №2. – С. 30.

175. Трояновский Б.М. Паровые и газовые турбины атомных электростанций / Б.М. Трояновский, Г.А. Филиппов, А.Е. Булкин. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 256 с.

176. Карницкий Н. Б., Пантелей Н. В. К выбору типа и расчетного режима турбин малой мощности // Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. 2010. №4. С. 76-79.

177. Абрамов В.И. Тепловой расчет турбин / В.И. Абрамов, Г.А. Филиппов, В.В. Фролов – М.: Машиностроение, 1974. – 184 с.

178. Трубилов М.А. Паровые и газовые турбины: учебник для вузов; под ред. А.Г. Костюка, В.В. Фролова. – М.: Энергоатомиздат, 1985.– 352 с.

179. Д. И. Карабарин, С. А. Михайленко Особенности проектирования установок органического цикла Ренкина // Журнал СФУ. Техника и технологии. 2019. №6. С. 733-745.

180. Калькулятор состава и теплофизических свойств продуктов сгорания газообразного топлива: [Электронный ресурс] // TurboPython. URL: <http://turbopython.ru/teploph>. (Дата обращения: 15.09.2024).

181. Fluid properties: [Электронный ресурс] // CoolProp. URL: http://www.coolprop.org/fluid_properties/index.html. (Дата обращения: 15.09.2024).

182. Beethoven Narváez-Romo, Marx Chhay, Elí W. Zavaleta-Aguilar, José R. Simões-Moreira, A critical review of heat and mass transfer correlations for LiBr-H₂O and NH₃-H₂O absorption refrigeration machines using falling liquid film technology, Applied Thermal Engineering, Volume 123, 2017, Pages 1079-1095.

183. Vega, M & Almendros-Ibañ, J & Ez, & Ruiz, G. (2006). Performance of a LiBr–water absorption chiller operating with plate heat exchangers. *Energy Conversion and Management - ENERG CONV MANAGE*. 47.

184. Marcos, José & Izquierdo, M. & Lizarte, R. & Palacios, Esther & Ferreira, C. (2009). Experimental boiling heat transfer coefficients in the high temperature generator of a double effect absorption machine for the lithium bromide/water mixture. *International Journal of Refrigeration-revue Internationale Du Froid - INT J REFRIG*. 32. p. 627-637.

185. Волкова О.В. Влияние оребрения и ингибиторов коррозии на теплообмен при кипении водного раствора бромида лития // *Холодильная техника*. 2005. №3. С. 20-22.

186. Дорохов А. Р., Бочагов В. Н. Кипение водных растворов бромистого лития в большом объеме // *Холодильная техника*. 1980. № 6. С. 18-20.

187. Минченко Ф. П., Фирсова Э. В. Теплоотдача к воде и водным растворам солей лития при пузырьковом кипении в большом объеме *Вопросы теплоотдачи и гидравлики двухфазных сред / Под ред. С. С. Кутателадзе. - М.; Л.: Госэнергоиздат, 1961. - С. 117-128.*

188. Михеев М.А., Михеева М.М. Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1977. - 343 с.

189. Кутателадзе С. С. Основные формулы термодинамики пузырькового кипения // *Теплопередача при кипении и конденсации. - Новосибирск. СО АН СССР, 1978. - С. 5-20.*

190. Бурдуков А.П., Дорохов А.Р. Расчет тепло- и массопереноса в элементах абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин: Препринт № 157/87. ИТФ СО РАН СССР, 1987. - 30 с.

191. Пат. 2759583 С1 Российская Федерация, МПК F 01 К 25/08. Теплоэлектростанция и способ ее работы / Папин В.В., Безуглов Р.В., Дьяконов Е.М., Ефимов Н.Н., Янучок А.И., Добрыднев Д.В. ; заявитель и патентообладатель ЮРГПУ(НПИ) – № 2020134328 ; заявл. 19.10.2020; опубл. 15.11.2021. – 10 с.

192. Пат. 2787622 С1 Российская Федерация, МПК F 01 К 25/08. Теплоэлектростанция с системой регенерации и способ ее работы / Папин В.В., Безуглов Р.В., Добрыднев Д.В., Шмаков А.С., Филимонов В.Р., Янучок А.И., Ведмичев Н.А. ; заявитель и патентообладатель ЮРГПУ(НПИ) – № 2022120000 ; заявл. 21.07.2022; опубл. 11.01.2023. – 12 с.

193. Кругликов П.А. Техничко-экономические основы проектирования ТЭС и АЭС. СПб, СЗТУ, 2003 - 118 с.

194. Техничко-экономическая эффективность энергоблоков ТЭС: учеб. пособие / В. В. Ларионов и др. – Новосибирск. Изд-во НГТУ, 1998. – 31 с.

195. Щинников П.А., Францева А.А., Садкин И.С. Поагрегатная оценка капиталовложений в энергоблоки электростанций с использованием параметрической степенной функции // Системы анализа и обработки данных. 2020. №2-3 (79). С. 123-138.

196. Peters, M. S., K. D. Timmerhaus, and R. West, Plant Design and Economics for Chemical Engineers, Fifth Edition, McGraw-Hill, 2003.

197. Equipment Sizing and Capital Cost Estimation. Product and Design Lectures: [Электронный ресурс] // Warren D. Seider, University of Pennsylvania. URL: https://www.seas.upenn.edu/~dlewin/FOCAPD_2004/LECTURE_06_Equipment_Sizing_and_Capital_Cost_Estimation.pdf. (Дата обращения: 01.12.2024).

198. Harry Silla (2003). Chemical Process Engineering: Design And Economics. CRC Press. 504 p.

199. S. Quoilin, S. Declaye, B. F. Tchanche, and V. Lemort, “Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles,” Appl. Therm. Eng., vol. 31, no. 14–15, pp. 2885–2893, 2011.

200. S. Braccio, H. T. Phan, N. Tauveron, N. Le Pierrès, A. Arteconi. Energy, exergy and exergoeconomic analysis and optimisation of the scale-up of a combined ammonia-water absorption pilot plant producing electricity and refrigeration, Energy Conversion and Management, Volume 278, 2023, 116686.

201. Fidelis I. Abam, Tobinson. A. Briggs, Ogheneruona E. Diemuodeke, Ekwe B. Ekwe, Keneth N. Ujoatuonu, John Isaac, M.C. Ndukwu, Thermodynamic and

economic analysis of a Kalina system with integrated lithium-bromide-absorption cycle for power and cooling production, Energy Reports, Volume 6, 2020, Pages 1992-2005.

202. Барановский В.В., Короткова Т.Ю. Техничко-экономическое обоснование создания тепловых электрических станций: учебное пособие / ВШТЭ СПбГУПТД. – СПб. 2018. Часть 1. – 29 с.

203. Naykal Ahmad, Azaria & Darmanto, Prihadi & Juangsa, Firman & Al Asy'ari, M. Rizqi & Adityatama, Daniel Wilhelmus & Purba, Dorman. (2023). Thermodynamic and Economic Comparison of Organic Rankine Cycle and Kalina Cycle as Bottoming Unit to Utilize Exhaust Steam from Back Pressure Turbine Geothermal Power Plant.

204. Техничко-экономические основы проектирования тепловых электрических станций: учебное пособие для вузов по специальности "Тепловые электрические станции" / А. Д. Качан, Н. В. Муковозчик . – Мн. : Издательство «Высшая школа», 1983 – 159 с.

205. Н.А. Пономарёва, А.В. Иванов. Методические указания по оценке эффективности инвестиций в дипломных проектах для специальности 101300 (140502) / Юж.-Рос.гос. техн. ун-т. – Новочеркасск: ЮРГТУ, 2009. – 24 с.

206. Динамика официального курса заданной валюты: [Электронный ресурс] // Банк России. URL: https://www.cbr.ru/currency_base/dynamics/ (Дата обращения: 09.01.2025).

207. Статистика зарплат в России за 2024 год – «Энергетик»: [Электронный ресурс] // ГородРабот. URL: <https://russia.gorodrabot.ru/salaries/energetik>. (Дата обращения: 22.09.2024).

208. Тарифы на электроэнергию для средних предприятий. Данные за август 2024 года: [Электронный ресурс] // TimeToSave. URL: <https://time2save.ru/tarify-na-elektroenergiu-dlya-srednih-predpriyatiy>. (Дата обращения: 22.09.2024).

209. Макроэкономический опрос Банка России: [Электронный ресурс] // Банк России. URL: https://www.cbr.ru/statistics/ddkp/mo_br/. (Дата обращения: 22.09.2024).

210. Бологова, В. В. Экономика энергетики : учебник / В. В. Бологова, Н. Д. Рогалев, А. Г. Зубкова ; под ред. Н. Д. Рогалёва. – М.: МЭИ, 2011. – 320 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение А

Результаты термодинамического и эксергетического анализа

МЦР, ТЦР и ОЦР

На основании разработанных в главе 3 методик термодинамического и эксергетического анализа был выполнен расчет четырех циклов – ТЦР, ОЦР, а также МЦР с водоаммиачным и бромистолитиевым раствором. В качестве базовой схемы для МЦР была рассмотрена схема с регенерацией теплоты растворов, приведенная на рисунках 2.4 и 2.17 для МЦР на базе $\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$ и $\text{LiBr} + \text{H}_2\text{O}$ соответственно. Для ТЦР и ОЦР рассматривалась схема с утилизацией теплоты, приведенная на рисунке 1.2, а).

Расчет выполнен на основании исходных данных для базового варианта расчета, приведенных в таблице 4.1. Результаты расчетов приведены ниже. Анализ приведен в параграфе 4.2.1. Параметры рабочего тела в МЦР ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$) приведены в таблице А.1.

Таблица А.1 – Параметры рабочего тела в МЦР ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$)

#	ξ , кг/кг		t , °C	p , кПа	h , кДж/кг	s , кДж/(кг·К)	Состояние
	NH_3	H_2O					
1	0,4	0,600	200,00	2000,00	2486,40	6,73820	Перегретый пар
2г	0,4	0,600	50,73	24,554	1792,60	6,73820	Влажный пар (80,50%)
2д	0,4	0,600	52,06	24,554	1966,05	7,27270	Влажный пар (87,70%)
3	0,100	0,900	35,00	24,554	94,01	0,62641	Насыщенная жидкость
4г	0,100	0,900	35,11	2800,00	96,92	0,62641	Переохлажденная жидкость
4д	0,100	0,900	35,33	2800,00	97,89	0,62955	Переохлажденная жидкость
5	0,100	0,900	177,37	2500,00	725,12	2,29840	Переохлажденная жидкость
6	0,050	0,950	200,00	2100,00	871,36	2,50930	Насыщенная жидкость (1,7%)
7	0,05	0,95	40,00	1800,00	139,59	0,64231	Переохлажденная жидкость
8	0,050	0,95	40,37	24,554	139,59	0,64815	Переохлажденная жидкость
9	–	–	20,00	300,00	84,19	0,29642	Охлаждающий теплоноситель
10	–	–	30,00	250,00	125,96	0,43668	Охлаждающий теплоноситель
11	–	–	215,00	2200,00	920,56	2,47100	Греющий теплоноситель
12	–	–	195,00	2000,00	830,05	2,28220	Греющий теплоноситель

Основные характеристики цикла приведены в таблице А.2. Видно, что вследствие необратимых потерь КПД цикла на снижается на 26,1%. Также видно динамику изменения удельных характеристик цикла при учете различных необратимостей.

Таблица А.2 – Основные характеристики МЦР (NH₃ + H₂O)

Параметр		Единица измерения	Теоретическое значение	Действительное значение
Кратность циркуляции	f	–	7,0	7,0
Массовый расход рабочего тела	$m_{рт}$	кг/с	1,0	1,0
Массовый расход слабого раствора	$m_{сл}$	кг/с	6,0	6,0
Массовый расход крепкого раствора	$m_{кр}$	кг/с	7,0	7,0
Массовый расход охлаждающего теплоносителя	$m_{тн.охл}$	кг/с	47,22	51,37
Массовый расход греющего теплоносителя	$m_{тн.гр}$	кг/с	29,23	32,39
Работа турбины	l_t	кДж/кг	693,80	520,35
Работа насоса	l_n	кДж/кг	20,36	27,14
Удельная теплота генерации	$q_{гп}$	кДж/кг	2645,49	2638,70
Удельная теплота абсорбции	$q_{аб}$	кДж/кг	1972,04	2145,49
Удельный тепловой поток РТО-Р	$q_{рто-р}$	кДж/кг	4397,41	4390,62
Термический КПД цикла / КПД теплосиловой установки	$\eta_t / \eta_{уст}$	–	0,2546	0,1514

Как уже отмечалось, для выполнения эксергетического анализа необходимо определить параметры рабочего тела в точке термодинамического равновесия с окружающей средой. Данные параметры приведены в таблице А.3.

Таблица А.3 – Параметры рабочих потоков МЦР (NH₃ + H₂O) в точке равновесия с окружающей средой

Рабочий поток	ξ , кг/кг		T_0 , К	h_0 , кДж/кг	s_0 , кДж/(кг·К)	Состояние
	NH ₃	H ₂ O				
Рабочее тело	0,4	0,600	293,15	2196,50	8,83790	Насыщенный пар
Крепкий раствор	0,1	0,900	293,15	2452,30	8,79610	Насыщенный пар
Слабый раствор	0,05	0,950	293,15	2494,90	8,74930	Насыщенный пар
Греющий / охлаждающий теплоноситель	Вода		293,15	83,9140	0,29648	Насыщенная жидкость

В таблице А.4 представлены результаты расчета эксергии в различных точках цикла. Приведены следующие состояния рабочего тела: SH (superheated vapor) – перегретый пар, SL (saturated liquid) – насыщенная жидкость, SC (subcooled liquid) – переохлажденная жидкость, x – степень сухости.

Таблица А.4 – Результаты расчета эксергии в различных точках МЦР (NH₃ + H₂O)

Точка	ξ, кг/кг		m, кг/с	t, °C	p, кПа	h, кДж/кг	s, кДж/(кг·К)	Состояние	e ^{ph} , кДж/кг	e, кДж/кг	E, кВт
	NH ₃	H ₂ O									
1	0,4	0,600	1,0	200,00	2000,00	2486,40	6,73820	SH	905,427	905,427	905,427
2	0,4	0,600	1,0	52,06	24,55	1966,05	7,27270	x = 0,8770	228,388	228,388	228,388
3	0,1	0,900	7,0	35,00	24,55	94,01	0,62641	SL	36,659	36,659	256,610
4	0,1	0,900	7,0	35,33	2800,00	97,89	0,62955	SC	39,615	39,615	277,308
5	0,1	0,900	7,0	177,37	2500,00	725,12	2,29840	SC	177,624	177,624	1243,365
6	0,05	0,950	6,0	200,00	2100,00	871,36	2,50930	x = 0,0173	205,716	205,716	1234,296
7	0,05	0,950	6,0	40,00	1800,00	139,59	0,64231	SC	21,254	21,254	127,525
8	0,05	0,950	6,0	40,37	24,55	139,59	0,64815	SC	19,542	19,542	117,253
9	–	–	51,37	20,00	300,00	84,19	0,29642	SC	0,298	0,298	15,287
10	–	–	51,37	30,00	250,00	125,96	0,43668	SC	0,946	0,946	48,614
11	–	–	32,39	215,00	2200,00	920,56	2,47100	SC	199,185	199,185	6452,213
12	–	–	32,39	195,00	2000,00	830,05	2,28220	SC	164,022	164,022	5313,169

Результаты эксергетического анализа приведены в таблице А.5.

Таблица А.5 – Результаты эксергетического анализа МЦР ($\text{NH}_3+\text{H}_2\text{O}$)

Компонент	$E_{\text{вх}}$	$E_{\text{вых}}$	Π_k	$\eta_{\text{экс}}$	$\Pi_k / \Sigma \Pi_k$	$k_{\text{э.к}}$
Паровая турбина:	905,427	228,388	233,060	0,656	0,323	0,200
– механические потери в турбине			26,018		0,112	
– электрические потери в электрогенераторе			24,717		0,106	
– потери при расширении рабочего тела			182,325		0,782	
Питательный насос	256,610	277,308	6,443	0,763	0,009	0,006
Генератор пара:	7695,578	7452,892	242,685	0,787	0,336	0,208
– потери теплоты в окружающую среду			113,437		0,467	
– потери при десорбции раствора			129,248		0,533	
Абсорбер	345,641	256,610	89,031	–	0,123	0,076
РТО-Р	1511,604	1370,889	140,715	0,873	0,195	0,121
Дроссельное устройство	127,525	117,253	10,272	0,9195	0,014	0,009
Система	1166,185	443,979	722,206	0,381	1,000	0,619

Для большей наглядности полученных результатов на рисунке А.1 приведена диаграмма потоков эксергии МЦР с водоаммиачным раствором.

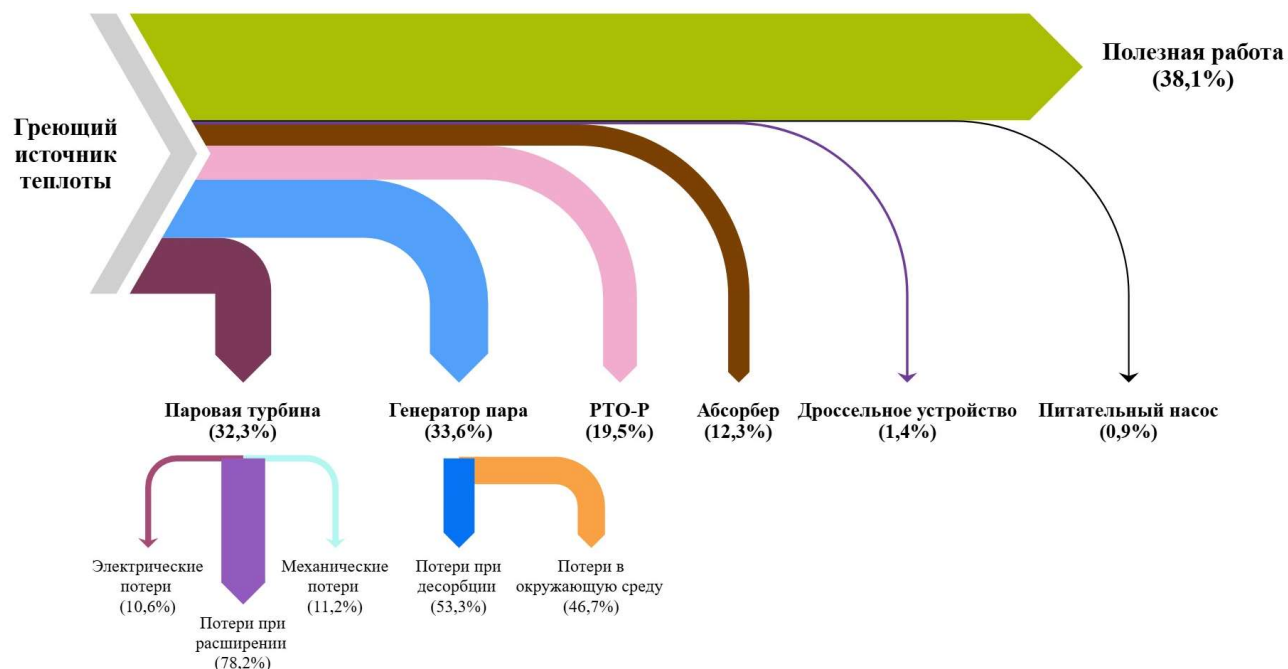


Рисунок А.1 – Диаграмма потоков эксергии МЦР ($\text{NH}_3+\text{H}_2\text{O}$)

Аналогично был проведен эксергетический и термодинамический анализ МЦР ($\text{LiBr}+\text{H}_2\text{O}$), а также ТЦР и ОЦР. Параметры рабочего тела в МЦР ($\text{LiBr}+\text{H}_2\text{O}$) приведены в таблице А.6. Основные характеристики цикла приведены в таблице А.7.

Таблица А.6 – Параметры рабочего тела МЦР (LiBr+H₂O)

#	ξ , кг/кг		t , °C	p , кПа	h , кДж/кг	s , кДж/(кг·К)	Состояние
	LiBr	H ₂ O					
1	0	1	200,00	750,00	2842,50	6,85200	Перегретый пар
2г	0	1	21,67	2,593	2016,60	6,85200	Влажный пар (78,61%)
2д	0	1	21,67	2,593	2223,08	7,55230	Влажный пар (87,04%)
3	0,419	0,581	35,00	2,593	88,81	0,32825	Насыщенная жидкость
4г	0,419	0,581	35,30	1050,00	89,58	0,32825	Переохлажденная жидкость
4д	0,419	0,581	35,40	1050,00	89,84	0,32919	Переохлажденная жидкость
5	0,419	0,581	167,50	937,50	413,20	1,20847	Насыщенная жидкость
6	0,459	0,541	200,00	787,50	478,98	1,30189	Насыщенная жидкость
7	0,459	0,541	40,00	675,00	101,72	0,32733	Переохлажденная жидкость
8	0,459	0,541	40,20	2,593	101,72	0,32749	Насыщенная жидкость (2,2%)
9	–	–	20,00	300,00	84,19	0,29642	Охлаждающий теплоноситель
10	–	–	30,00	250,00	125,96	0,43668	Охлаждающий теплоноситель
11	–	–	215,00	2200,00	920,56	2,47100	Греющий теплоноситель
12	–	–	195,00	2000,00	830,05	2,28220	Греющий теплоноситель

Таблица А.7 – Основные характеристики цикла МЦР (LiBr+H₂O)

Параметр		Единица измерения	Теоретическое значение	Действительное значение
Кратность циркуляции	f	–	7,0	7,0
Массовый расход рабочего тела	$m_{рт}$	кг/с	1,0	1,0
Массовый расход слабого раствора	$m_{сл}$	кг/с	7,0	7,0
Массовый расход крепкого раствора	$m_{кр}$	кг/с	6,0	6,0
Массовый расход охлаждающего теплоносителя	$m_{тн.охл}$	кг/с	48,01	52,95
Массовый расход греющего теплоносителя	$m_{тн.гр}$	кг/с	31,32	34,67
Работа турбины	l_t	кДж/кг	825,90	619,43
Работа насоса	l_n	кДж/кг	5,39	7,18
Удельная теплота генерации	$q_{гп}$	кДж/кг	2825,75	2823,96
Удельная теплота абсорбции	$q_{аб}$	кДж/кг	2005,24	2211,71
Удельный тепловой поток РТО-Р	$q_{рто-р}$	кДж/кг	2265,34	2263,55
Термический КПД цикла / КПД теплосиловой установки	$\eta_t / \eta_{уст}$	–	0,2904	0,1760

Таблица А.8 – Параметры рабочих потоков МЦР (LiBr + H₂O) в точке равновесия с окружающей средой

Рабочий поток	ξ , кг/кг		T_0 , К	h_0 , кДж/кг	s_0 , кДж/(кг·К)	Состояние
	LiBr	H ₂ O				
Рабочее тело	0	1,000	293,15	83,9140	0,29648	Насыщенная жидкость
Крепкий раствор	0,419	0,581	293,15	53,280	0,21047	Насыщенная жидкость
Слабый раствор	0,459	0,541	293,15	56,450	0,17844	Насыщенная жидкость
Греющий / охлаждающий теплоноситель	Вода		293,15	83,9140	0,29648	Насыщенная жидкость

Таблица А.9 – Результаты расчета эксергии в различных точках МЦР (LiBr + H₂O)

Точка	ξ , кг/кг		m , кг/с	t , °С	p , кПа	h , кДж/кг	s , кДж/(кг·К)	Состояние	e^{ph} , кДж/кг	e , кДж/кг	E , кВт
	LiBr	H ₂ O									
1	0	1,000	1,0	200,00	750,00	2842,50	6,85200	SH	836,835	836,835	836,835
2	0	1,000	1,0	21,67	2,59	2223,08	7,55230	$x = 0,8704$	12,117	12,117	12,117
3	0,419	0,581	7,0	35,00	2,59	88,81	0,32825	SL	1,004	1,004	7,027
4	0,419	0,581	7,0	35,40	1050,00	89,84	0,32919	SC	1,754	1,754	12,278
5	0,419	0,581	7,0	167,50	937,50	413,20	1,20847	SC	67,357	67,357	471,499
6	0,459	0,541	6,0	200,00	787,50	478,98	1,30189	SC	93,188	93,188	559,126
7	0,459	0,541	6,0	40,00	675,00	101,72	0,32733	SC	1,622	1,622	9,731
8	0,459	0,541	6,0	40,20	2,59	101,72	0,32749	$x = 0,0220$	1,574	1,574	9,444
9	–	–	52,95	20,00	300,00	84,19	0,29642	SC	0,298	0,298	15,759
10	–	–	52,95	30,00	250,00	125,96	0,43668	SC	0,946	0,946	50,115
11	–	–	34,67	215,00	2200,00	920,56	2,47100	SC	199,185	199,185	6905,206
12	–	–	34,67	195,00	2000,00	830,05	2,28220	SC	164,022	164,022	5686,193

Результаты эксергетического анализа приведены в таблице А.10.

Таблица А.10 – Результаты эксергетического анализа МЦР (LiBr+H₂O)

Компонент	$E_{вх}$	$E_{вых}$	Π_k	$\eta_{экс}$	$\Pi_k / \Sigma \Pi_k$	$k_{э.к}$
Паровая турбина:	836,835	12,117	272,518	0,670	0,404	0,222
– механические потери в турбине			30,971		0,114	
– электрические потери в электрогенераторе			29,423		0,108	
– потери при расширении рабочего тела			212,124		0,778	
Питательный насос	7,027	12,278	1,928	0,731	0,003	0,002
Генератор пара:	7376,705	7082,154	294,551	0,758	0,437	0,240
– потери теплоты в окружающую среду			121,401		0,412	
– потери при десорбции раствора			173,150		0,588	
Абсорбер	21,561	7,027	14,534	–	0,022	0,012
РТО-Р	571,404	481,231	90,174	0,836	0,134	0,074
Дроссельное устройство	9,731	9,444	0,288	0,9704	0,0004	0,000
Система	1226,193	552,200	673,993	0,450	1,000	0,550

На рисунке А.2 приведена диаграмма потоков эксергии МЦР (LiBr+H₂O).

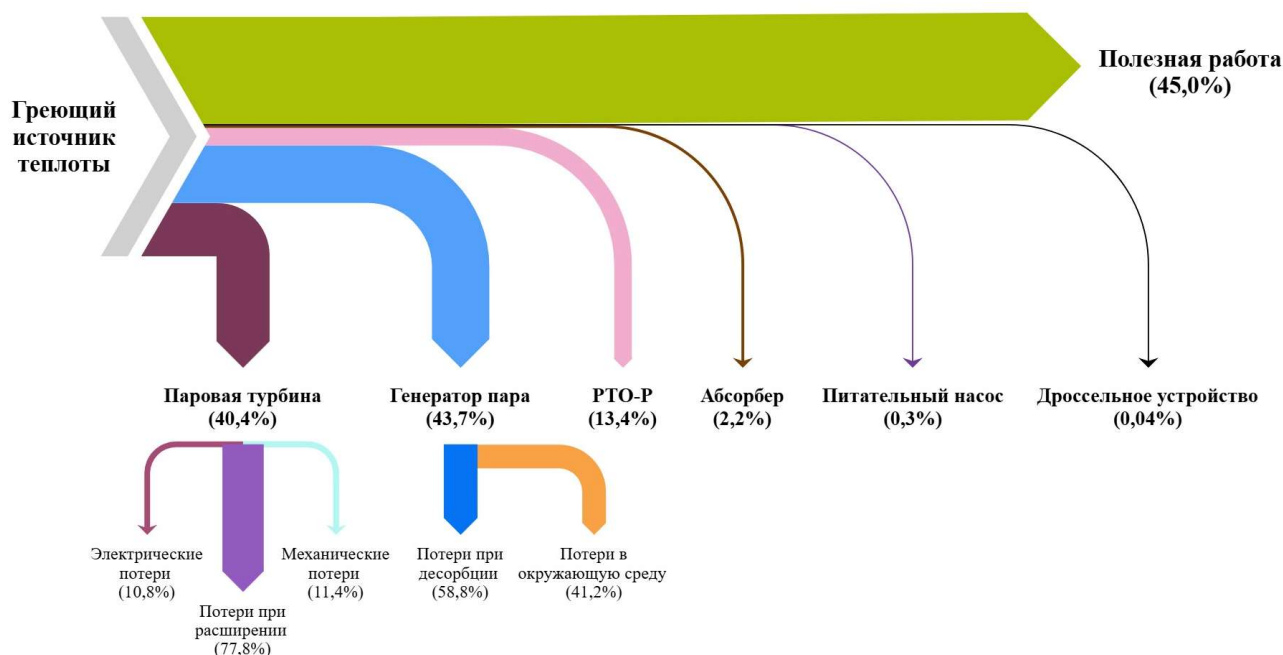


Рисунок А.2 – Диаграмма потоков эксергии МЦР (LiBr+H₂O)

Базовой схемой для расчета ТЦР является схема цикла Ренкина с утилизацией теплоты, приведенная на рисунке 1.2, а) (точки 5 и 6 характеризуют охлаждающий, а точки 7 и 8 – греющий теплоноситель). Параметры рабочего тела приведены в таблице А.11. Основные характеристики цикла приведены в таблице А.12.

Таблица А.11 – Параметры рабочего тела ТЦР

#	t , °С	p , кПа	h , кДж/кг	s , кДж/(кг·К)	Состояние
1	200,00	750,00	2842,50	6,85200	Перегретый пар
2т	35,00	5,629	2102,40	6,85200	Влажный пар (80,88%)
2д	35,00	5,629	2287,43	7,45240	Влажный пар (88,53%)
3	35,00	5,629	146,63	0,50513	Насыщенная жидкость
4т	35,03	975,00	147,61	0,50513	Переохлажденная жидкость
4д	35,10	975,00	147,94	0,50620	Переохлажденная жидкость
5	20,00	300,00	84,19	0,29642	Охлаждающий теплоноситель
6	30,00	250,00	125,96	0,43668	Охлаждающий теплоноситель
7	215,00	2200,00	920,56	2,47100	Греющий теплоноситель
8	195,00	2000,00	830,05	2,28220	Греющий теплоноситель

Таблица А.12 – Основные характеристики ТЦР

Параметр	Обозначение	Единица измерения	Теоретическое значение	Действительное значение
Массовый расход рабочего тела	$m_{рт}$	кг/с	1,0	1,0
Массовый расход охлаждающего теплоносителя	$m_{тн.охл}$	кг/с	46,83	51,26
Массовый расход греющего теплоносителя	$m_{тн.гр}$	кг/с	29,77	33,08
Работа турбины	l_t	кДж/кг	740,1	555,08
Работа насоса	l_n	кДж/кг	0,98	1,31
Удельная теплота греющего источника	$q_{ку}$	кДж/кг	2694,89	2694,56
Удельная теплота конденсации	$q_{кд}$	кДж/кг	1955,77	2140,72
Термический КПД цикла / КПД теплосиловой установки	$\eta_t / \eta_{уст}$	–	0,2743	0,1669

В таблице А.13 приведены параметры рабочих потоков цикла в состоянии равновесия с окружающей средой, в таблице А.14 приведены результаты расчета параметров эксергии в расчетных точках цикла. Результаты эксергетического анализа приведены в таблице А.15.

Таблица А.13 – Параметры рабочих потоков ТЦР в точке равновесия с окружающей средой

Рабочий поток	Вещество	T_0 , К	h_0 , кДж/кг	s_0 , кДж/(кг·К)	Состояние
Рабочее тело	Вода	293,15	83,9140	0,29648	Насыщенная жидкость
Греющий / охлаждающий теплоноситель	Вода	293,15	83,9140	0,29648	Насыщенная жидкость

Таблица А.14 – Результаты расчета эксергии в различных точках цикла Ренкина с водяным паром

Точка	m , кг/с	t , °С	p , кПа	h , кДж/кг	s , кДж/(кг·К)	Состояние	e^{ph} , кДж/кг	e , кДж/кг	E , кВт
1	1,0	200,00	750,00	2842,50	6,85200	SH	836,835	836,835	836,835
2	1,0	35,00	5,63	2287,43	7,45240	$x = 0,8853$	105,753	105,753	105,753
3	1,0	35,00	5,63	146,63	0,50513	SL	1,550	1,550	1,550
4	1,0	35,10	975,00	147,94	0,50620	SC	2,543	2,543	2,543
5	51,26	20,00	300,00	84,19	0,29642	SC	0,298	0,298	15,253
6	51,26	30,00	250,00	125,96	0,43668	SC	0,946	0,946	48,508
7	33,08	215,00	2200,00	920,56	2,47100	SC	199,185	199,185	6588,810
8	33,08	195,00	2000,00	830,05	2,28220	SC	164,022	164,022	5425,652

Таблица А.15 – Результаты эксергетического анализа цикла Ренкина с водяным паром

Компонент	$E_{вх}$	$E_{вых}$	Π_k	$\eta_{экс}$	$\Pi_k / \Sigma \Pi_k$	$k_{э.к}$
Паровая турбина:	836,835	105,753	231,367	0,684	0,349	0,199
– механические потери в турбине			27,754		0,120	
– электрические потери в электрогенераторе			26,366		0,114	
– потери при расширении рабочего тела			177,247		0,766	
Питательный насос	1,550	2,543	0,314	0,760	0,0005	0,000
Котел-утилизатор:	6588,810	6262,487	326,323	0,719	0,493	0,280
– потери теплоты в окружающую среду			115,839		0,355	
– потери при выработке пара			210,484		0,645	
Конденсатор	105,753	1,550	104,203	–	0,157	0,089
Система	1164,465	499,715	662,206	0,429	1,000	0,569

На рисунке А.3 приведена диаграмма потоков эксергии ТЦР.

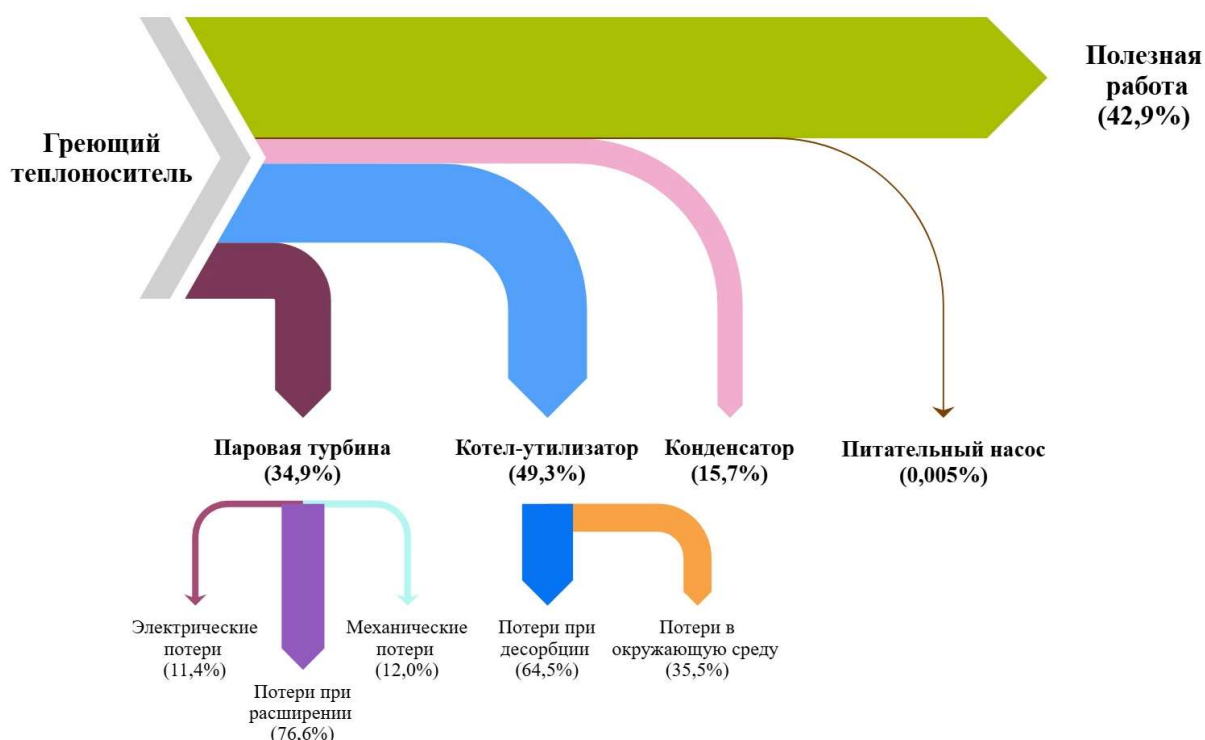


Рисунок А.3 – Диаграмма потоков эксергии цикла Ренкина с водяным паром

Расчет ОЦР выполнен по схеме, аналогичной ТЦР. В качестве рабочего тела выбран R141b. Параметры рабочего тела приведены в таблице А.16. Основные характеристики цикла приведены в таблице А.17. В таблице А.18 приведены параметры рабочих потоков цикла в состоянии равновесия с окружающей средой, в таблице А.19 приведены результаты расчета параметров эксергии в расчетных точках цикла. Результаты эксергетического анализа приведены в таблице А.20.

Таблица А.16 – Параметры рабочего тела ОЦР (R141b)

#	t , °C	p , кПа	h , кДж/кг	s , кДж/(кг·К)	Состояние
1	200,00	3947,90	535,06	1,85430	Перегретый пар
2г	35,00	112,280	460,87	1,85430	Влажный пар (99,76%)
2д	56,92	112,280	479,42	1,91250	Перегретый пар
3	35,00	112,280	240,11	1,13790	Насыщенная жидкость
4г	36,74	5132,27	244,24	1,13790	Переохлажденная жидкость
4д	37,94	5132,27	245,62	1,14240	Переохлажденная жидкость
5	20,00	300,00	84,19	0,29642	Охлаждающий теплоноситель
6	30,00	250,00	125,96	0,43668	Охлаждающий теплоноситель
7	215,00	2200,00	920,56	2,47100	Греющий теплоноситель
8	195,00	2000,00	830,05	2,28220	Греющий теплоноситель

Таблица А.17 – Основные характеристики ОЦР (R141b)

Параметр	Обозначение	Единица изм.	Теоретическое знач.	Действительное знач.
Массовый расход рабочего тела	$m_{рт}$	кг/с	1,0	1,0
Массовый расход охлаждающего теплоносителя	$m_{тн.охл}$	кг/с	5,29	5,73
Массовый расход греющего теплоносителя	$m_{тн.гр}$	кг/с	3,21	3,55
Работа турбины	l_t	кДж/кг	74,19	55,64
Работа насоса	l_n	кДж/кг	4,13	5,51
Удельная теплота греющего источника	$q_{ку}$	кДж/кг	290,82	289,44
Удельная теплота конденсации	$q_{кд}$	кДж/кг	220,76	239,31
Термический КПД цикла / КПД теплосиловой установки	$\eta_t / \eta_{уст}$	–	0,2409	0,1400

Таблица А.18 – Параметры рабочих потоков ОЦР (R141b) в точке равновесия с окружающей средой

Рабочий поток	Вещество	T_0 , К	h_0 , кДж/кг	s_0 , кДж/(кг·К)	Состояние
Рабочее тело	R141b	293,15	222,73	1,08020	Насыщенная жидкость
Греющий / охлаждающий теплоноситель	Вода	293,15	83,9140	0,29648	Насыщенная жидкость

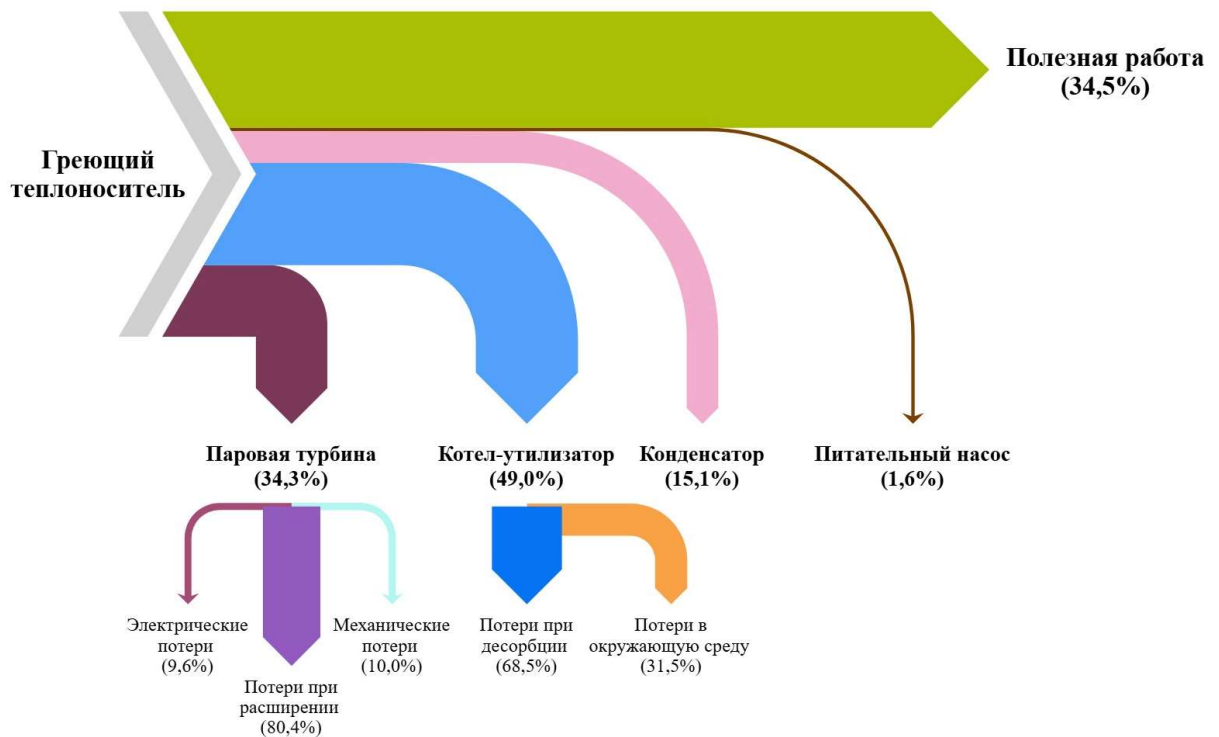
Таблица А.19 – Результаты расчета эксергии в различных точках ОЦР (R141b)

Точка	m , кг/с	t , °С	p , кПа	h , кДж/кг	s , кДж/(кг·К)	Состояние	e^{ph} , кДж/кг	e^{ch} , кДж/кг	e , кДж/кг	E , кВт
1	1,0	200,00	3947,90	535,06	1,85430	SH	85,403	–	85,403	85,403
2	1,0	56,92	112,28	479,42	1,91250	SH	12,699	–	12,699	12,699
3	1,0	35,00	112,28	240,11	1,13790	SL	0,465	–	0,465	0,465
4	1,0	37,94	5132,27	245,62	1,14240	SC	4,653	–	4,653	4,653
5	5,73	20,00	300,00	84,19	0,29642	SC	0,298	–	0,298	1,705
6	5,73	30,00	250,00	125,96	0,43668	SC	0,946	–	0,946	5,422
7	3,55	215,00	2200,00	920,56	2,47100	SC	199,185	–	199,185	707,754
8	3,55	195,00	2000,00	830,05	2,28220	SC	164,022	–	164,022	582,810

Таблица А.20 – Результаты эксергетического анализа ОЦР (R141b)

Компонент	$E_{вх}$	$E_{вых}$	Π_k	$\eta_{экс}$	$\Pi_k / \Sigma \Pi_k$	$k_{э.к}$
Паровая турбина:	85,403	12,699	27,670	0,619	0,343	0,212
– механические потери в турбине			2,782		0,100	
– электрические потери в электрогенераторе			2,643		0,096	
– потери при расширении рабочего тела			22,245		0,804	
Питательный насос	0,465	4,653	1,319	0,760	0,016	0,010
Котел-утилизатор:	707,754	668,213	39,541	0,684	0,490	0,303
– потери теплоты в окружающую среду			12,443		0,315	
– потери при выработке пара			27,098		0,685	
Конденсатор	12,699	0,465	12,234	–	0,151	0,094
Система	130,450	45,033	80,764	0,345	1,000	0,619

На рисунке А.4 приведена диаграмма потоков эксергии ОЦР.



А.4 – Диаграмма потоков эксергии ОЦР (R141b)

Расчет абсорберов

Таблица Б.1 – Результаты расчета абсорбера МЦР (NH₃ + H₂O)

№ п/п	Физическая величина, параметр	Обозначение	Единица измерения	Формула или способ определения	Значение
1	2	3	4	5	6
Основные характеристики					
1	Конструктивное исполнение абсорбера	Горизонтальный кожухотрубный			
2	Тип абсорбера	Оросительный			
3	Рабочее тело	Водоаммиачный раствор			
4	Тепловая мощность абсорбера	$Q_{аб}$	кВт	Исходные данные	3 659,0
Параметры рабочих потоков					
5	Температура охлаждающего теплоносителя на входе в абсорбер	$t_{тн.вх}$	°С	Исходные данные, $t_{тн.вх} = t_9$	20
6	Температура охлаждающего теплоносителя на выходе из абсорбера	$t_{тн.вых}$	°С	Исходные данные, $t_{тн.вых} = t_{10}$	30
7	Разность температур по охлаждающему теплоносителю	$\Delta t_{тн}$	°С	$t_{тн.вх} - t_{тн.вых}$	10
8	Начальная температура абсорбции	$t_{аб.н}$	°С	Температура насыщения слабого раствора при $p_{аб} - f(\xi_{сл}, p_{аб})$	47,849
9	Конечная температура абсорбции	$t_{аб.к}$	°С	Исходные данные, $t_{аб.к} = t_3$	35
10	Среднелогарифмическая разность температур	$\Theta_{аб}$	°С	$\frac{(T_{аб.н} - T_{тн.вых}) - (T_{аб.к} - T_{тн.вх})}{2,3 \cdot \log\left[\frac{T_{аб.н} - T_{тн.вых}}{T_{аб.к} - T_{тн.вх}}\right]}$	16,40
Теплофизические свойства охлаждающего теплоносителя					
11	Вещество	Вода			
12	Средняя температура	$t_{тн.ср}$	°С	$\frac{t_{тн.вх} + t_{тн.вых}}{2}$	25

1	2	3	4	5	6
13	Плотность	$\rho_{\text{ТН}}$	кг/м ³	Уравнения [51] и таблицы [91] теплофизических свойств воды	997,0
14	Коэффициент теплопроводности	$\lambda_{\text{ТН}}$	Вт/(м·К)	[51, 91]	0,60715
15	Удельная теплоемкость	$c_{p,\text{ТН}}$	кДж/(кг·К)	[51, 91]	4,181
16	Коэффициент динамической вязкости	$\mu_{\text{ТН}}$	Па·с	[51, 91]	$890,11 \cdot 10^{-6}$
17	Коэффициент кинематической вязкости	$\nu_{\text{ТН}}$	м ² /с	[51, 91]	$0,892 \cdot 10^{-6}$
18	Коэффициент температуропроводности	$a_{\text{ТН}}$	м ² /с	[51, 91]	$0,14563 \cdot 10^{-6}$
19	Число Прандтля	$Pr_{\text{ТН}}$	–	[51, 91]	6,1304
20	Объемный расход	$V_{\text{ТН}}$	м ³ /с	$\frac{Q_{\text{аб}}}{\Delta t_{\text{ТН}} \cdot \rho_{\text{ТН}} \cdot c_{p,\text{ТН}}}$	0,0878
21	Массовый расход	$m_{\text{ТН.охл}}$	кг/с	$\frac{Q_{\text{аб}}}{\Delta t_{\text{ТН}} \cdot c_{p,\text{ТН}}}$	87,5024
Параметры теплообменного блока					
22	Материал труб	Углеродистая сталь			
23	Тип труб	Цельнотянутые гладкие			
24	Внутренний диаметр трубы	$d_{\text{вн}}$	м (мм)	Принято	0,050 (50,0)
25	Наружный диаметр трубы	$d_{\text{н}}$	м (мм)	Принято	0,057 (57,0)
26	Толщина стенки трубы	δ	м (мм)	Принято	0,0035 (3,5)
27	Эффективная длина труб (расстояние между трубными досками)	$l_{\text{тр}}$	м	Принято	8,0
28	Расчетная скорость охлаждающей воды в трубках	$w_{\text{в.расч}}$	м/с	Принято [53]	1,5
29	Расчетное количество труб в одном ходе	$n_{1,\text{расч}}$	шт.	$\frac{4 \cdot Q_{\text{аб}}}{w_{\text{в.расч}} \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot c_{p,\text{ТН}} \cdot \rho_{\text{ТН}} \cdot \Delta t_{\text{ТН}}}$	29,79
30	Количество труб в одном ходе	n_1	шт.	Принято	32
31	Скорость охлаждающей воды в трубках	$w_{\text{в}}$	м/с	$\frac{4 \cdot Q_{\text{аб}}}{n_1 \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot c_{p,\text{ТН}} \cdot \rho_{\text{ТН}} \cdot \Delta t_{\text{ТН}}}$	1,397

1	2	3	4	5	6
Теплофизические свойства водоаммиачного раствора					
32	Средняя температура абсорбции	$t_{аб.ср}$	°С	$\frac{t_{аб.н} + t_{аб.к}}{2}$	41,42
33	Средняя концентрация раствора в абсорбере	$\xi_{ср}$	кг/кг	$\frac{\xi_{кр} + \xi_{сл}}{2}$	0,075
34	Молярная концентрация раствора (M_a – молярная масса аммиака, M_b – молярная масса воды)	ψ_p	моль/моль	$\frac{\xi_{ср} / M_a}{\xi_{ср} / M_a + (1 - \xi_{ср}) / M_b}$	0,0791
35	Плотность чистого аммиака	ρ_a	кг/м ³	Уравнения [51] и таблицы [82] теплофизических свойств аммиака	577,13
36	Плотность чистой воды	ρ_b	кг/м ³	[51, 91]	991,62
37	Плотность раствора	ρ_p	кг/м ³	$\frac{1 - 0,35\xi_{ср}}{0,001}$	973,75
38	Коэффициент теплопроводности чистого аммиака	λ_a	Вт/(м·К)	[51, 82]	0,48537
39	Коэффициент теплопроводности чистой воды	λ_b	Вт/(м·К)	[51, 91]	0,63257
40	Коэффициент теплопроводности раствора	λ_p	Вт/(м·К)	$\lambda_b \cdot (1 - \psi_p) + \lambda_a \cdot \psi_p$ [51]	0,6209
41	Удельная теплоемкость чистого аммиака	$c_{p.a}$	кДж/(кг·К)	[51, 82]	5,045
42	Удельная теплоемкость чистой воды	$c_{p.b}$	кДж/(кг·К)	[51, 91]	4,179
43	Удельная теплоемкость раствора	$c_{p.p}$	кДж/(кг·К)	$(1 - \xi_{ср}) \cdot c_{p.b} + \xi_{ср} \cdot c_{p.a}$ [51]	4,244
44	Коэффициент динамической вязкости чистого аммиака	μ_a	Па·с	[51, 82]	$112,51 \cdot 10^{-6}$
45	Коэффициент динамической вязкости чистой воды	μ_b	Па·с	[51, 91]	$635,88 \cdot 10^{-6}$
46	Коэффициент динамической вязкости раствора	μ_p	Па·с	$\mu_b \cdot (1 - \psi_p) + \mu_a \cdot \psi_p$ [51]	$594,5 \cdot 10^{-6}$

1	2	3	4	5	6
Расчет процессов в абсорбере					
47	Число Рейнольдса теплоносителя	Re_{TH}	–	$\frac{w_B \cdot d_{BH}}{v_{TH}}$	78 229,48
48	Поправочный коэффициент на гидродинамический начальный участок трубы	ε_l	–	При $l_{TP} / d_{BH} > 50$: $\varepsilon_l = 1$ [144]	1
49	Число Нуссельта теплоносителя	Nu_{TH}	–	$0,021 \cdot Re_{TH}^{0,8} \cdot Pr_{TH}^{0,43} \cdot \varepsilon_l$	376,301
50	Коэффициент теплоотдачи со стороны теплоносителя, отнесенный к внутренней поверхности трубы	α_{TH}	Вт/(м ² ·К)	$\frac{Nu_{TH} \cdot \lambda_{TH}}{d_{BH}}$	4 569,43
51	Средняя температура раствора	t_p	°С	$t_p = t_{аб.ср}$	41,42
52	Расчетная плотность орошения (принятый расход раствора, приходящийся на 1 м длины одной прямой трубы с учетом ее двустороннего омывания)	$\Gamma_{l,расч}$	кг/(м·с)	Принято [144]	0,02
53	Коэффициент теплоотдачи для чистой воды	α_B	Вт/(м ² ·К)	$5395 \cdot (1 + 0,004 \cdot t_p) \cdot \Gamma_{l,расч}^{-0,23}$	15 464,67
54	Коэффициент теплоотдачи со стороны раствора	α_p	Вт/(м ² ·К)	$\left[\left(\frac{c_{p,p}}{c_{p,B}} \right)^{0,4} \cdot \left(\frac{\lambda_p}{\lambda_B} \right) \cdot \left(\frac{\rho_p}{\rho_B} \right)^{0,67} \cdot \left(\frac{\mu_B}{\mu_p} \right)^{0,33} \right] \cdot \alpha_B \cdot \left(\frac{d_H}{d_{BH}} \right)$	17 587,75
55	Суммарное сопротивление теплопередаче стенки трубы	$\Sigma (\delta / \lambda_{ст})$	м ² ·К/Вт	Принято для стальной стенки с учетом загрязнений [144]	$0,8 \cdot 10^{-3}$
56	Коэффициент теплопередачи в абсорбере с учетом термического сопротивления стенки и загрязнений	$k_{аб}$	Вт/(м ² ·К)	$\frac{1}{\frac{1}{\alpha_{TH}} + \sum \frac{\delta}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_p}}$	929,62

1	2	3	4	5	6
Расчет поверхности теплообмена					
57	Площадь внутренней поверхности теплообмена	$F_{вн}$	м ²	$\frac{Q_{аб}}{\Theta_{аб} \cdot k_{аб}}$	240,0
58	Общая длина труб	$L_{общ}$	м	$\frac{F_{вн}}{\pi \cdot d_{вн}}$	1 527,73
59	Расчетное количество труб в аппарате	$(n_1 z)_{расч}$	шт.	$\frac{L_{общ}}{l_{тр}}$	190,96
60	Количество труб в аппарате	$n_1 z$	шт.	Принято	192
61	Расчетное количество ходов в аппарате (по охлаждающей воде)	$z_{расч}$	шт.	$\frac{n_1 z}{n_1}$	6,0
62	Количество ходов в аппарате	z	шт.	Принято	6,0
63	Минимальный шаг с разбивкой труб по сторонам правильного многоугольника	t	м	$1,33 \cdot d_n$	0,07581
64	Коэффициент заполнения трубной доски	$\eta_{тр}$	—	Принято [144]	0,65
65	Внутренний диаметр обечайки	$D_{вн}$	м	$t \cdot \sqrt{1,1 \cdot n_1 z / \eta_{тр}}$	1,37
66	Массовый расход слабого раствора	$m_{сл}$	кг/с	Исходные данные	10,23
67	Массовый расход рабочего тела	$m_{рт}$	кг/с	Исходные данные	1,71
68	Кратность циркуляции	f	—	Исходные данные	7,0
69	Число параллельно орошаемых труб по верхнему ряду	n_c	шт.	Принято	20
70	Действительная плотность орошения	Γ_l	кг/(м·с)	$\frac{m_{сл}}{2 \cdot l_{тр} \cdot n_c}$	0,0320

Таблица Б.2 – Результаты расчета абсорбера МЦР (LiBr + H₂O)

№ п/п	Физическая величина, параметр	Обозначение	Единица измерения	Формула или способ определения	Значение
1	2	3	4	5	6
Основные характеристики					
1	Конструктивное исполнение абсорбера	Горизонтальный кожухотрубный			
2	Тип абсорбера	Оросительный			
3	Рабочее тело	Бромистолитиевый раствор			
4	Тепловая мощность абсорбера	$Q_{аб}$	кВт	Исходные данные	3 525,0
Параметры рабочих потоков					
5	Температура охлаждающего теплоносителя на входе	$t_{тн.вх}$	°С	Исходные данные, $t_{тн.вх} = t_9$	20
6	Температура охлаждающего теплоносителя на выходе	$t_{тн.вых}$	°С	Исходные данные, $t_{тн.вых} = t_{10}$	30
7	Разность температур по теплоносителю	$\Delta t_{тн}$	°С	$t_{тн.вх} - t_{тн.вых}$	10
8	Начальная температура абсорбции	$t_{аб.н}$	°С	Температура насыщения крепкого раствора при $p_{аб} - f(\xi_{кр}, p_{аб})$	38,4
9	Конечная температура абсорбции	$t_{аб.к}$	°С	Исходные данные, $t_{аб.к} = t_3$	35
10	Среднелогарифмическая разность температур	$\Theta_{аб}$	°С	$\frac{(T_{аб.н} - T_{тн.вых}) - (T_{аб.к} - T_{тн.вх})}{2,3 \cdot \log \left[\frac{T_{аб.н} - T_{тн.вых}}{T_{аб.к} - T_{тн.вх}} \right]}$	11,40
Теплофизические свойства охлаждающего теплоносителя					
11	Вещество	Вода			
12	Средняя температура	$t_{тн.ср}$	°С	$\frac{t_{тн.вх} + t_{тн.вых}}{2}$	25
13	Плотность	$\rho_{тн}$	кг/м ³	Уравнения [51] и таблицы [91] теплофизических свойств воды	997,0
14	Коэффициент теплопроводности	$\lambda_{тн}$	Вт/(м·К)	[51, 91]	0,60715
15	Удельная теплоемкость	$c_{р,тн}$	кДж/(кг·К)	[51, 91]	4,181
16	Коэффициент динамической вязкости	$\mu_{тн}$	Па·с	[51, 91]	$890,11 \cdot 10^{-6}$
17	Коэффициент кинематической вязкости	$\nu_{тн}$	м ² /с	[51, 91]	$0,892 \cdot 10^{-6}$

1	2	3	4	5	6
18	Коэффициент температуропроводности	$a_{\text{тн}}$	$\text{м}^2/\text{с}$	[51, 91]	$0,14563 \cdot 10^{-6}$
19	Число Прандтля	$\text{Pr}_{\text{тн}}$	–	[51, 91]	6,1304
20	Объемный расход	$V_{\text{тн}}$	$\text{м}^3/\text{с}$	$\frac{Q_{\text{аб}}}{\Delta t_{\text{тн}} \cdot \rho_{\text{тн}} \cdot c_{p,\text{тн}}}$	0,0846
21	Массовый расход	$m_{\text{тн.охл}}$	$\text{кг}/\text{с}$	$\frac{Q_{\text{аб}}}{\Delta t_{\text{тн}} \cdot c_{p,\text{тн}}}$	84,297
Параметры теплообменного блока					
22	Материал труб	Нержавеющая сталь (12Х18Н10Т)			
23	Тип труб	Бесшовные			
24	Внутренний диаметр трубы	$d_{\text{вн}}$	м (мм)	Принято	0,050 (50,0)
25	Наружный диаметр трубы	$d_{\text{н}}$	м (мм)	Принято	0,057 (57,0)
26	Толщина стенки трубы	δ	м (мм)	Принято	0,0035 (3,5)
27	Эффективная длина труб (расстояние между трубными досками)	$l_{\text{тр}}$	м	Принято	8,0
28	Расчетная скорость охлаждающей воды в трубах	$w_{\text{в.расч}}$	$\text{м}/\text{с}$	Принято [53]	1,5
29	Расчетное количество труб в одном ходе	$n_{1,\text{расч}}$	шт.	$\frac{4 \cdot Q_{\text{аб}}}{w_{\text{в.расч}} \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot c_{p,\text{тн}} \cdot \rho_{\text{тн}} \cdot \Delta t_{\text{тн}}}$	28,70
30	Количество труб в одном ходе	n_1	шт.	Принято	35
31	Скорость охлаждающей воды в трубах	$w_{\text{в}}$	$\text{м}/\text{с}$	$\frac{4 \cdot Q_{\text{аб}}}{n_1 \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot c_{p,\text{тн}} \cdot \rho_{\text{тн}} \cdot \Delta t_{\text{тн}}}$	1,230
Теплофизические свойства бромистолитиевого раствора					
32	Средняя температура абсорбции	$t_{\text{аб.ср}}$	$^{\circ}\text{C}$	$\frac{t_{\text{аб.н}} + t_{\text{аб.к}}}{2}$	36,7
33	Концентрация крепкого раствора	$\xi_{\text{кр}}$	$\text{кг}/\text{кг}$	Исходные данные	0,459
34	Концентрация слабого раствора	$\xi_{\text{сл}}$	$\text{кг}/\text{кг}$	Исходные данные	0,419
35	Средняя концентрация раствора в абсорбере	$\xi_{\text{ср}}$	$\text{кг}/\text{кг}$	$\frac{\xi_{\text{кр}} + \xi_{\text{сл}}}{2}$	0,439

1	2	3	4	5	6
36	Плотность	ρ_p	кг/м ³	Уравнения [51] и таблицы [82] теплофизических свойств раствора	1 436,79
37	Коэффициент теплопроводности	λ_p	Вт/(м·К)	[51, 82]	0,481
38	Удельная теплоемкость	$c_{p,p}$	кДж/(кг·К)	[51, 82]	2,336
39	Коэффициент динамической вязкости	μ_p	Па·с	[51, 82]	$1,937 \cdot 10^{-3}$
40	Коэффициент кинематической вязкости	ν_p	м ² /с	[51, 82]	$1,355 \cdot 10^{-6}$
41	Коэффициент температуропроводности	a_p	м ² /с	$\frac{\lambda_p}{c_{p,p} \cdot \rho_p}$	$1,432 \cdot 10^{-7}$
Расчет процессов в абсорбере					
42	Число Рейнольдса теплоносителя	$Re_{тн}$	–	$\frac{w_B \cdot d_{вн}}{\nu_{тн}}$	68 904,73
43	Поправочный коэффициент на гидродинамический начальный участок трубы	ε_l	–	При $l_{тр} / d_{вн} > 50$: $\varepsilon_l = 1$ [144]	1
44	Число Нуссельта теплоносителя	$Nu_{тн}$	–	$0,021 \cdot Re_{тн}^{0,8} \cdot Pr_{тн}^{0,43} \cdot \varepsilon_l$	339,96
45	Коэффициент теплоотдачи со стороны воды, отнесенный к внутренней поверхности трубы	$\alpha_{тн}$	Вт/(м ² ·К)	$\frac{Nu_{тн} \cdot \lambda_{тн}}{d_{вн}}$	4 128,24
46	Длина пленки раствора	L_p	м	$\frac{\pi \cdot d_n}{2}$	0,09
47	Расчетная плотность орошения	$\Gamma_{l,расч}$	кг/(м·с)	Принято [51]	0,040
48	Толщина пленки раствора	δ_p	м	$\left(\frac{3 \cdot \nu_p \cdot \Gamma_{l,расч}}{2 \cdot g \cdot \rho_p} \right)^{\frac{1}{3}}$	0,000179
49	Число Прандтля раствора	Pr_p	–	$\frac{\nu_p}{a_p}$	9,461
50	Число Рейнольдса раствора	Re_p	–	$\frac{\Gamma_{l,расч}}{\mu_p}$	20,646

1	2	3	4	5	6
51	Число Пекле раствора	Re_p	–	$Re_p \cdot Pr_p$	195,35
52	Число Нуссельта раствора	Nu_p	–	$1,03 \cdot (Re_p \cdot \frac{\delta_p}{L_p})^{0,46}$	0,669
53	Коэффициент теплоотдачи при пленочной абсорбции бромистолитиевым раствором на наружной поверхности горизонтальных гладких труб	α_p	Вт/(м ² ·К)	$\frac{Nu_p \cdot \lambda_p}{\delta_p}$	1 793,82
54	Коэффициент теплопроводности стали 12Х18Н10Т	$\lambda_{ст}$	Вт/(м·К)	Свойства стали [82]	15,0
55	Суммарное сопротивление теплопередаче	$\Sigma(\delta/\lambda_{ст})$	м ² ·К/Вт	$\frac{\delta}{\lambda_{ст}}$	0,00023
56	Термическое сопротивление загрязнений	$R_{загр}$	м ² ·К/Вт	Принято для бромистолитиевого раствора [187]	$9,0 \cdot 10^{-5}$
57	Коэффициент теплопередачи в абсорбере с учетом термического сопротивления стенки и загрязнений	$k_{аб}$	Вт/(м ² ·К)	$\frac{1}{\frac{1}{\alpha_{тн}} + \sum \frac{\delta}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_p} + R_{загр}}$	890,44
Расчет поверхности теплообмена					
58	Площадь внутренней поверхности теплообмена	$F_{вн}$	м ²	$\frac{Q_{аб}}{\Theta_{аб} \cdot k_{аб}}$	347,4
59	Общая длина труб	$L_{общ}$	м	$\frac{F_{вн}}{\pi \cdot d_{вн}}$	2 211,53
60	Расчетное количество труб в аппарате	$(n_1 z)_{расч}$	шт.	$\frac{L_{общ}}{l_{тр}}$	276,44
61	Количество труб в аппарате	$n_1 z$	шт.	Принято	278
62	Расчетное количество ходов в аппарате (по охлаждающей воде)	$z_{расч}$	шт.	$\frac{n_1 z}{n_1}$	7,94

1	2	3	4	5	6
63	Количество ходов в аппарате	z	шт.	Принято	8
64	Минимальный шаг с разбивкой труб по сторонам правильного многоугольника	t	м	$1,33 \cdot d_n$	0,07581
65	Коэффициент заполнения трубной доски	$\eta_{тр}$	–	Принято [144]	0,65
66	Внутренний диаметр обечайки	$D_{вн}$	м	$t \cdot \sqrt{1,1 \cdot n_1 z / \eta_{тр}}$	1,64
67	Массовый расход крепкого раствора	$m_{кр}$	кг/с	Исходные данные	9,56
68	Массовый расход рабочего тела	$m_{рт}$	кг/с	Исходные данные	1,59
69	Кратность циркуляции	f	–	Исходные данные	7,0
70	Число параллельно орошаемых труб по верхнему ряду	n_c	шт.	Принято	20
71	Действительная плотность орошения	Γ_l	кг/(м·с)	$\frac{m_{кр}}{2 \cdot l_{тр} \cdot n_c}$	0,0299

Объекты интеллектуальной собственности

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

**ПАТЕНТ**

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2759583

Теплоэлектростанция и способ ее работы

Патентообладатель: *федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М.И. Платова" (RU)*

Авторы: *Папин Владимир Владимирович (RU), Безуглов Роман Владимирович (RU), Дьяконов Евгений Михайлович (RU), Ефимов Николай Николаевич (RU), Янучок Александр Игоревич (RU), Добрыднев Денис Владимирович (RU)*

Заявка № 2020134328

Приоритет изобретения **19 октября 2020 г.**

Дата государственной регистрации

в Государственном реестре изобретений

Российской Федерации **15 ноября 2021 г.**

Срок действия исключительного права

на изобретение истекает **19 октября 2040 г.**

*Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности*

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат 5a02a5cfc8c03b1ac7594da2f08092e9a118
Владелец: **Ивлиев Григорий Петрович**
Действителен с 18.03.2021 по 15.01.2035

Г.П. Ивлиев

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2787622

Теплоэлектростанция с системой регенерации и способ ее работы

Патентообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М.И. Платова" (RU)*

Авторы: *Папин Владимир Владимирович (RU), Безуглов Роман Владимирович (RU), Добрыднев Денис Владимирович (RU), Шмаков Анатолий Сергеевич (RU), Филимонов Владимир Романович (RU), Янучок Александр Игоревич (RU), Ведмичев Никита Александрович (RU)*

Заявка № 2022120000

Приоритет изобретения **21 июля 2022 г.**

Дата государственной регистрации
в Государственном реестре изобретений
Российской Федерации **11 января 2023 г.**

Срок действия исключительного права
на изобретение истекает **21 июля 2042 г.**

*Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности*

документ подписан электронной подписью
Сертификат 68b80077e14c19f3a94e0bd24145d5c7
Владелец **Зубов Юлий Сергеевич**
Действителен с 20.05.2022 по 26.05.2023

Ю.С. Зубов



**Документы, подтверждающие практическую реализацию
результатов работы**

Акт внедрения

результатов диссертационной работы

«Совершенствование циклов паротурбинных установок энергокомплексов
малой мощности путем замещения конденсации пара на его абсорбцию»

Добрыднева Дениса Владимировича

Настоящий акт составлен в том, что следующие результаты диссертационной работы Добрыднева Дениса Владимировича на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 2.4.5 «Энергетические системы и комплексы» были рассмотрены и приняты в качестве вариантов реализации энергетических комплексов группы «РусГидро»:

1. Разработанные технические решения, обеспечивающие повышение эффективности работы паротурбинных установок малой мощности.
2. Разработанные схемы утилизации вторичных энергетических ресурсов с целью выработки электроэнергии посредством паротурбинных установок.

За счет реализации технических решений, рассмотренных в кандидатской диссертации, предполагается обеспечить дополнительную выработку электрической энергии при утилизации сбросной теплоты с температурным потенциалом 100-300°C.

Предложенные решения в будущем будут рассматриваться в качестве вариантов при определении планов строительства и реконструкции энергетических комплексов группы «РусГидро».

Директор департамента технического
регулирования ПАО «РусГидро»

Т.Р. Хазиахметов



Акт внедрения

результатов диссертационной работы на соискание ученой степени кандидата технических наук Добрыднева Дениса Владимировича «Совершенствование циклов паротурбинных установок энергокомплексов малой мощности путем замещения конденсации пара на его абсорбцию»

Комиссия в составе:

- директор филиала ПАО «ОГК-2» – Новочеркасская ГРЭС А.В. Черемухин,
- заместитель директора – главный инженер филиала ПАО «ОГК-2» – Новочеркасская ГРЭС И.А. Седых,
- заместитель главного инженера по эксплуатации филиала ПАО «ОГК-2» – Новочеркасская ГРЭС К.К. Навериани,

Подтверждает, что следующие результаты исследования Добрыднева Д.В. внедрены в качестве возможных решений по оптимизации работы станции в программу модернизации Новочеркасской государственной районной электростанции (Новочеркасской ГРЭС):

- 1) Разработанные технические и схемные решения, обеспечивающие повышение эффективности работы паротурбинных установок малой мощности в условиях утилизации сбросной теплоты;
- 2) Методика термодинамического анализа модернизированного цикла паротурбинных установок малой мощности.

Реализация на Новочеркасской ГРЭС технических решений, рассмотренных в кандидатской диссертации, позволяет повысить эффективность подачи питательной воды в котельные агрегаты за счет оптимизации работы турбопитательного насоса путем применения в качестве привода конденсационной паротурбинной установки с усовершенствованным циклом (в рамках замены привода турбопитательного насоса с турбины типа «Р» на турбину типа «К»). Данное решение позволяет снизить расход теплоты на турбопривод питательного насоса и повысить экономичность работы энергоблока по сравнению с противодавленческой паровой турбиной на базе традиционного цикла Ренкина.

Выполненный технико-экономический анализ показывает экономическую целесообразность применения конденсационной паротурбинной установки с усовершенствованным циклом в условиях утилизации сбросной теплоты (уходящих газов), что обеспечивает прирост механической мощности турбины на 12,4% либо при прочих равных позволяет снизить расход пара на турбину на 11,36% по сравнению с традиционными решениями.

03.02.2025 г.

А.В. Черемухин

И.А. Седых

К.Г. Навериани





Министерство науки и высшего образования
Российской Федерации
федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение
высшего образования
**«Южно-Российский государственный
политехнический университет (НПИ)
имени М.И. Платова»
(ФГБОУ ВО «ЮРГПУ (НПИ)
имени М.И. Платова»)**

ул. Просвещения, д. 132,
г. Новочеркасск, Ростовская область, 346428
телефон (8635) 255448, факс (8635) 227269
e-mail: rektorat@npi-tu.ru; https://www.npi-tu.ru
ОКТМО 60727000001; БИК 046015001
ИНН 6150010834; КПП 615001001

№ 28.01-262 от 04.12.2024

на № _____

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по учебной работе
ФГБОУ ВО «Южно-Российский государственный
политехнический университет (НПИ)



имени М.И. Платова»
к.т.н., доцент
Е.М. Дьяконов
«04» 12 . 2024 г.

АКТ

внедрения в учебный процесс
ФГБОУ ВО «Южно-Российский государственный
политехнический университет (НПИ) имени М.И. Платова»
результатов диссертационной работы
Добрыднева Дениса Владимировича

В учебном процессе при чтении лекций и проведении практических занятий по дисциплинам «Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии», «Энергосберегающие технологии при производстве электроэнергии и теплоты» для студентов по направлению 13.03.01 – «Теплоэнергетика и теплотехника», при организации научно-исследовательской работы студентов на кафедре «Тепловые электрические станции и теплотехника» используются результаты научных исследований аспиранта Добрыднева Д.В., включенные в состав его диссертационной работы «Совершенствование циклов паротурбинных установок энергокомплексов малой мощности путем замещения конденсации пара на его абсорбцию»: схемные решения паротурбинных установок энергокомплексов малой мощности с замещением конденсации пара процессом абсорбции, методика термодинамического и эксергетического анализа, методика технико-экономического анализа, запатентованные технические решения в части совершенствования циклов паротурбинных установок путем замещения конденсации пара процессом абсорбции.

И.о. заведующего кафедрой ТЭСиТ, к.т.н., доцент

В.В. Папин

Секретарь кафедры ТЭСиТ

Торшина

Е.Г. Торшина