

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Политехнический институт
институт
Тепловые электрические станции
кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

Е.А.Бойко

подпись

инициалы, фамилия

« 29 » Июня 2020 г.

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

Повышение энергетической эффективности за счет структурно-
технологической модернизации ТЭС

тема

13.04.01 Теплоэнергетика и теплотехника

код и наименование направления

13.04.01.02 Энергоэффективные технологии производства

электрической и тепловой энергии

код и наименование магистерской программы

Научный
руководитель

29.06.2020

подпись, дата

профессор, д.т.н.

должность, ученая степень

Е.А. Бойко

инициалы, фамилия

Выпускник

29.06.2020

подпись, дата

М.Д. Козырев

инициалы, фамилия

Рецензент

29.06.2020

подпись, дата

Нач. ТЦ КрТЭЦ-1

должность, ученая степень

А.В. Андреев

инициалы, фамилия

Нормоконтролер

29.06.2020

подпись, дата

П.В. Шишмарев

инициалы, фамилия

Красноярск 2020

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт

институт

Тепловые электрические станции

кафедра

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой

Е.А. Бойко

Подпись

инициалы, фамилия

« 09 » Ноября 2018г.

ЗАДАНИЕ
НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ
в форме магистерской диссертации

Студенту Козыреву Михаилу Дмитриевичу
фамилия, имя, отчество

Группы ФЭ18–06М Направление (специальность) 13.03.01.02
номер группы код

Теплоэнергетика и теплотехника

наименование

Тема выпускной квалификационной работы Повышение энергетической эффективности за счет структурно-технологической модернизации ТЭС

Утверждена приказом по университету № 17144/с от 9 ноября 2018 г

Руководитель ВКР Е.А.Бойко, профессор, д.т.н., кафедра ТЭС
инициалы, фамилия, должность, учёная степень и место работы

Исходные данные для ВКР Объект исследования – Потoki низкопотенциального тепла «Красноярской ТЭЦ-1», г.Красноярск, ул. Фестивальная 2.

Перечень разделов ВКР Основная часть, Расчетная часть, Конструкторское решение, Экономическая часть проекта, 3D-моделирование.

Перечень графического материала _____

Лист 1. ОЦР – модуль _____

Лист 2. Испаритель ОЦР – модуля _____

Лист 3. Конденсатор ОЦР – модуля _____

Лист 4. Турбина ОЦР – модуля _____

Руководитель ВКР

подпись

Е.А. Бойко

инициалы и фамилия

Задания принял к исполнению

подпись

М.Д. Козырев

инициалы и фамилия

« 09 » ноября 2018 г.

РЕФЕРАТ

Магистерская диссертация по теме «Повышение энергетической эффективности за счет структурно-технологической модернизации ТЭС» содержит 113 страниц текстового документа, 65 иллюстраций 47 таблиц, 244 формулы, 32 использованных источника.

ОРГАНИЧЕСКИЙ ЦИКЛ РЕНКИНА, ТЭС, НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНОЕ ТЕПЛО, НИЗКОКИПЯЩИЕ РАБОЧИЕ ТЕЛА, МОДЕРНИЗАЦИЯ, ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ, 3D-МОДЕЛЬ.

Цель работы:

Повышение энергетической эффективности, за счет использования энергии низкопотенциальных источников ТЭС на примере «Красноярской ТЭЦ-1».

Для достижения поставленной цели решены следующие задачи:

1. Проведен литературный обзор по существующим технологиям, позволяющим утилизировать низкопотенциальное тепло, а также выделены потоки «Красноярской ТЭЦ-1» для их утилизации;
2. Определены технологии для дальнейшего исследования на предмет возможности использования их на ТЭС;
3. Выполнены расчеты спроектированных схем утилизации тепла, выделенных потоков;
4. Оценен энергетический потенциал, выделенных потоков, с последующим ранжированием их по КПД и полученной дополнительно электроэнергией;
5. Проведен детальный расчет с исследованием выбора рабочего тела для самого эффективного технического решения;
6. Проведен конструкторский расчет основного оборудования для реализации выбранного технического решения;
7. Проведена технико-экономическая оценка реализации предложенного решения
8. Выполнена наглядная 3D-модель, позволяющая получить представление о будущем расположении основного оборудования в зданиях и сооружениях «Красноярской ТЭЦ-1»

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	1
1 Основная часть	4
1.1 Потенциал источников тепла	4
1.2 Объект исследования.....	8
1.3 Известные готовые решения.....	15
2 Расчетная часть.....	27
2.1 Определение технологий для источников	27
2.2 Расчет тепловой схемы Р-100-130/15	28
2.3 Сравнение потенциалов турбин	47
2.4 Расчет ОЦР блока на производственном паре.....	49
2.5 Расчет ОЦР блока на теплофикационном паре	52
2.6 Расчет котельных агрегатов ПК-10Ш, ПК-10Ш2, БКЗ-320/140	55
2.7 Расчет ОЦР блока на уходящих газах	64
2.8 Выбор технического решения	66
2.9 Исследование выбора рабочего тела	67
3 Конструкторское решение.....	73
3.1 Расчет испарителя метанола.....	73
3.2 Расчет метаноловой турбины	78
3.3 Расчет конденсатора метанола	93
4 Экономический расчет.....	97
4.1 Определение прироста ежегодных издержек на эксплуатацию	97
4.2 Расчет затрат на топливо.....	97
4.3 Расчет прироста на оплату труда	98
4.4 Прирост амортизационных отчислений	98
4.5 Прирост расходов на ремонт основных средств	99
4.6 Прирост прочих расходов	99
4.7 Расчет себестоимости единицы электроэнергии.....	100
4.8 Расчет показателей эффективности проекта.....	101
5 3D-моделирование компоновки основного оборудования ОЦР-модуля ...	106
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	110
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	111

Введение

Актуальность темы исследования обусловлена необходимостью повышения эффективности генерации электрической и тепловой энергии, а также снижению экологических выбросов на энергетических и промышленных объектах.

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

Как показывают данные международного энергетического агентства (IEA) в 2013 году большое количество общего потребления энергии приходится на промышленность. На рисунке 1 видно, что всего на все нужды за год было израсходовано 13559 млн тонн. нефтяного эквивалента первичной энергии. Большая часть потребляемой энергии 2664 млн. тнэ. приходится на промышленность. Общий коэффициент генерации тепло- и электроэнергии из первичной составляет около 46 %. При этом основные потери энергии происходят в окружающую среду с уходящими газами, нагревом охлаждающей воды, охлаждающего воздуха.

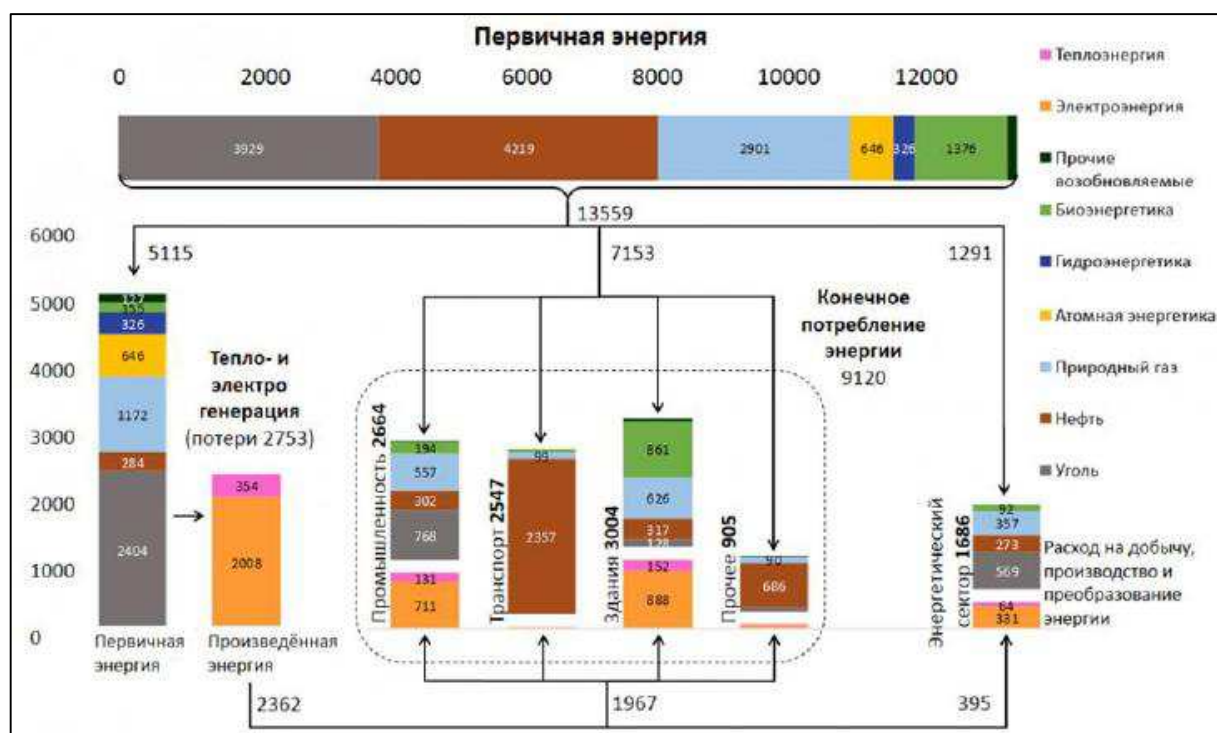


Рисунок 1 – Схема мирового потребления первичной энергии в 2013 году

Решить проблему загрязнения окружающей среды и экономии топлива можно лишь путем увеличения энергоэффективности производства и энергосбережении потребления энергии, так как спрос на энергию постоянно растет в связи с индустриализацией и ростом населения.

Энергосберегающие технологии производства с утилизацией сбросной энергии широко используются в крупных технологических странах – Китае, США, Японии, Италии, Германии и др. В последние годы набирает популярность использования энергосберегающих технологий в России (например, строительство нефтяной станции на основе цикла Ренкина компанией «Лукойл» в Перми и станций, использующих биомассу компанией «Ultralam» в Тверской области). Развитие и адаптация данных технологий к Российским реалиям требует научного обеспечения.

В этой связи совершенствование методов генерации энергии, за счет утилизации сбросного тепла является актуальной задачей, решение которой позволит не только выполнить требования федерального закона, а также производить энергию без первичных энергоресурсов.

В промышленности к низкопотенциальным обычно относят вторичные энергетические ресурсы, представляющие собой жидкости с температурой менее 100°C и газы с температурой ниже 300°C. На практике за верхний предел температуры для конкретного потребителя можно принять температуру источника, которая позволяет использовать его тепло на полезные цели с помощью простых, давно известных и относительно дешевых устройств — теплообменников. Нижний предел температуры источников НПТ может показаться удивительным, но современные компрессионные тепловые насосы могут извлекать тепло из атмосферного воздуха в зимнее время вплоть до температур -30°C. Совсем не «тепло», но может использоваться для отопления жилых домов и даже промышленных целей (например, отопления удаленных промышленных объектов, имеющих надежное электроснабжение и проблемы с отоплением).

На промышленном предприятии источники НПТ бывают «обычные», характерные для практически любого производства (теплота промышленных стоков, отработанный пар технологических агрегатов, теплота конденсата пара после технологического оборудования или поступившего в конденсаторы тепловых двигателей с турбоприводом, теплота, которая передается системе оборотного водоснабжения в результате охлаждения оборудования и обычно сбрасывается в атмосферу через градирни или напрямую в пруды-охладители) и «специфические», характерные для предприятий определенной отрасли или региона. Так, для нефтехимических и газоперерабатывающих предприятий, например, характерны потери отходящих дымовых газов технологических печей; отработанного пара от ректификационных колонн, вакуумных систем, нагревателей; и теплоты продуктовых потоков.

Диапазоны температур использования низкопотенциального тепла представлены на рисунке 2.

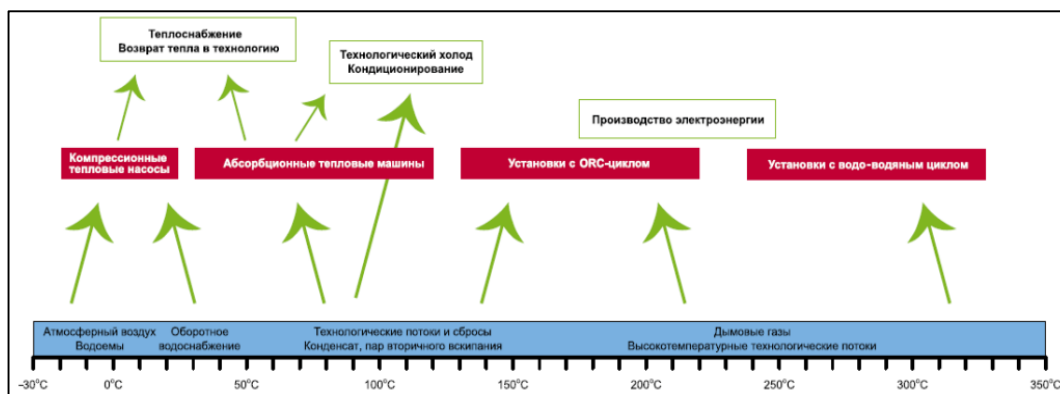


Рисунок 2 – Диаграмма эффективности и применимости технологий

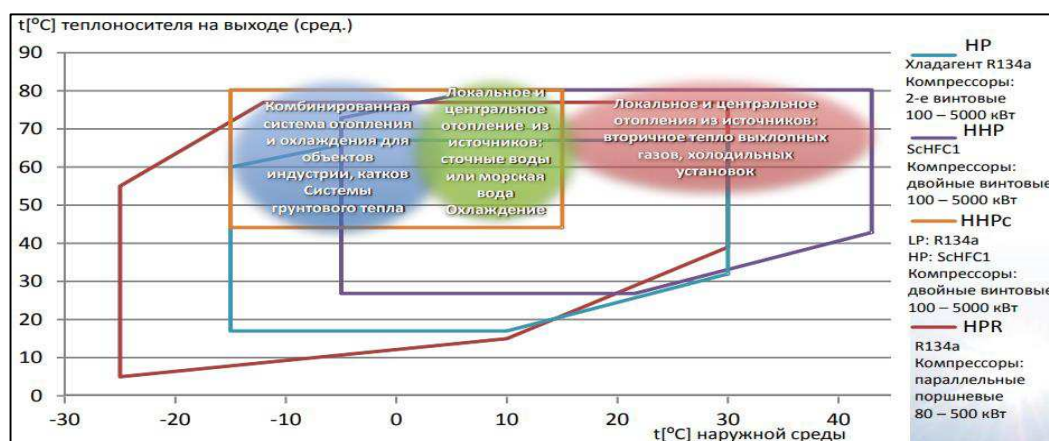


Рисунок 3 – Рабочий диапазон для тепловых насосов

Варианты использования утилизируемой теплоты могут быть следующие:

1. для отопления, подогрева воды для подпитки технологических систем или ее предварительной деаэрации;
2. Использование для теплоснабжения объектов, удаленных от источников дешевого топлива;
3. Выработка электроэнергии с целью снижения затрат на ее покупку у стороннего поставщика или резервирования питания собственных нужд.

Положительные эффекты от внедрения:

1. сокращение затрат на топливо и, соответственно, первичную выработку тепла или электроэнергии;
2. снижение затрат на подготовку воды для подпитки технологических циклов, ее обработку в системах водоподготовки и подогрев ее до температур, необходимых по технологическим требованиям;
3. снижение затрат на подпиточную воду оборотного водоснабжения (испаряется в градирнях);
4. снижение выбросов CO₂ и оксидов азота за счет уменьшения количества сжигаемого топлива.

1 Основная часть

1.1 Потенциал источников тепла

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

Таблица 1.1 – Температурное распределение технологий

Потенциал	Источник энергии	Температура уходящих газов (°C)	Технология восстановления тепла
Высокий (>650 °C)	Никелевая печь	1370–1650	1. Предварительный подогрев воздуха для горения 2. Генерация пара для технологического нагрева или для механических / электрических работ 3. Перенос в средние-низко температурные процессы
	Стальная электродуговая печь	1370–1650	
	Основная кислородная печь	1200–1250	
	Печь для переработки меди	760–820	
	Стальная нагревательная печь	930–1040	
	Водородные установки	650–980	
		1300–1540	
Средний (230–650°C)	Котел-утилизатор	230–480	1. Предварительный подогрев воздуха 2. Производство пара / электроэнергии 3. Органический цикл Ренкина 4. Подогрев печи
	Выхлоп газовой турбины	370–540	
	Выхлоп поршневого двигателя	320–590	
	Термическая печь	430–650	
	Сушильные и пекарные печи	230–590	
		450–620	

Окончание таблицы 1.1

Потенциал	Источник энергии	Температура уходящих газов (°C)	Технология восстановления тепла
Средний (230–650°C)	Цементная печь		. Предварительный подогрев питательной воды
Низкий (30–230 °C)	Уходящие газы, из газовых котлов, этиленовых печей и т. д. Охлаждающая вода, конденсирующая технологический пар от выхлопа печей Печей обжигания Воздушные компрессоры двигатель внутреннего сгорания	70–230 30–50 70–250 30–50 70–120 30–40 90–230 30–230 120-180	1. Пространственное отопление 2. Нагревание воды с помощью теплового насоса для увеличения температуры 3. Органический цикл Ренкина 4. Цикл Калины 5. Термоэлектрические генераторы 6. Двигатель Стирлинга

1.1.1 Теплонасосные установки (ТНУ)

В зависимости от принципа работы тепловые насосы подразделяются на компрессионные и абсорбционные. Компрессионные тепловые насосы всегда приводятся в действие с помощью механической энергии (электроэнергии), в то время как абсорбционные тепловые насосы используют для извлечения НПТ тепловые источники более высокого потенциала: горячая вода, пар, отходящие газы, прямое сжигание топлива.

Компрессионные тепловые машины (КТМ) в режиме работы тепловых насосов (ТНУ)

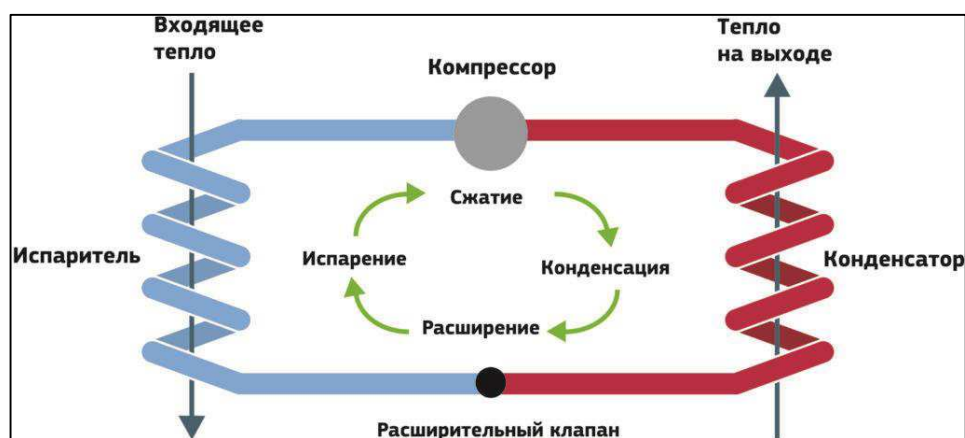


Рисунок 1.1 – Принцип действия компрессионного ТН

Принцип действия КТН основан на способности низкотемпературного хладагента при кипении в условиях низкого давления отбирать тепло от источника низкотемпературного тепла. Температурный диапазон работы подбирается за счет выбора конкретного рабочего тела и диапазона рабочего давления. Для специальных промышленных установок можно получить максимальные температуры порядка $120\div 140^{\circ}\text{C}$ с использованием «каскадных» схем подключения и соответствующих хладагентов. Отдельное перспективное направление — высокотемпературные ТНУ с использованием CO_2 с сверхкритическими параметрами.

1.1.2 Абсорбционные тепловые машины в режиме работы тепловых насосов (АБТН)

Принцип действия АБТН основан на способности раствора абсорбента поглощать водяные пары, имеющие более низкую температуру, чем раствор.

Наибольшее распространение получили абсорбционные тепловые машины, в качестве абсорбента использующие раствор бромида лития (LiBr). Установки обеспечивают, нагрев воды до температур $60\text{--}90^{\circ}\text{C}$.

Такие установки могут использоваться в режиме холодильной машины (АБХМ), обеспечивая охлаждение воды (например, технологической) до температур $5\text{--}15^{\circ}\text{C}$ независимо от температуры окружающей среды.

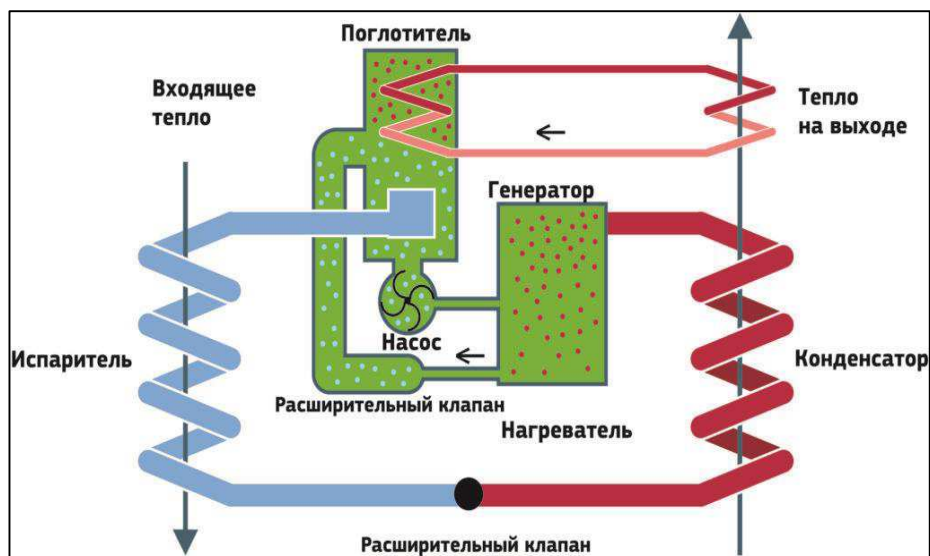


Рисунок 1.2 – Принцип действия АБТМ

1.1.3 Установки с использованием ОРС-цикла для получения электроэнергии

Главная отличительная особенность установок на базе органического цикла Ренкина (ОРС) — применение органического рабочего вещества вместо водяного пара. Это повышает общий КПД теплового цикла на малых мощностях и при низкой температуре источника тепла по сравнению с классическим паровым циклом, так как температура кипения органического

вещества меньше, чем у воды, а с другой стороны — ограничивает их использование на средних и больших мощностях.

Интерес к установкам с ОРС значительно усилился с развитием энергетических источников на нетрадиционных видах топлива (отходы деревообработки, биотопливо), так как при их сжигании трудно обеспечить параметры теплоносителя на выходе установки, позволяющие эффективно использовать обычный пароводяной цикл.

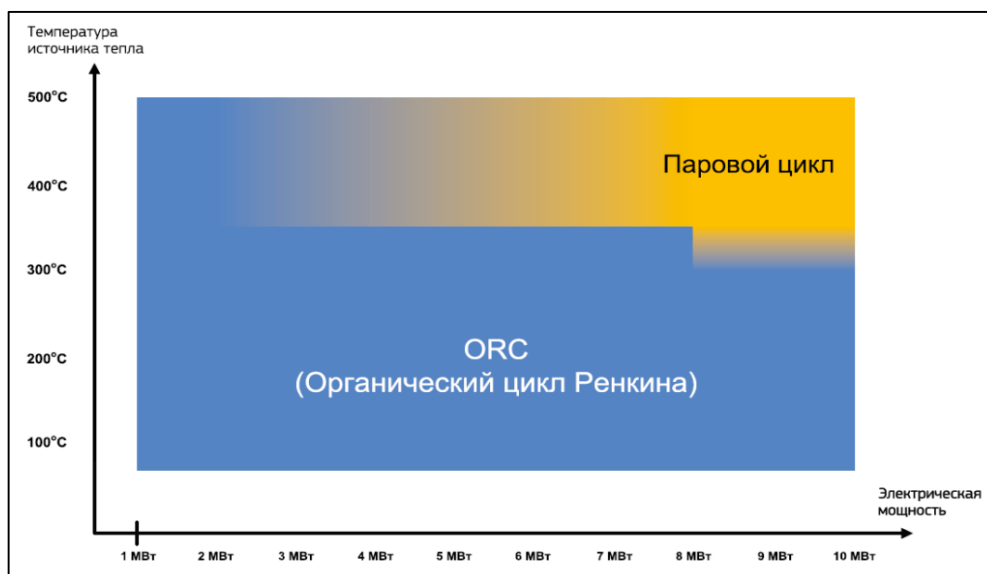


Рисунок 1.3 – Область эффективного применения установок с ОРС-циклом

В настоящее время в рамках повышения энергоэффективности предприятий нефтехимической промышленности и других, применяющих в технологиях пар разных параметров, производится модернизация с заменой редуциционно-охладительных установок (РОУ) на противодавленческие турбины. В качестве нижнего предела редуцирования при этом используется пар с давлением, пригодным для целей теплоснабжения. Однако потребление тепловой энергии на отопление носит сезонный характер и ограничивает возможности выработки электроэнергии турбин с противодавлением, снижая и экономическую эффективность. Применение ОРС-установок позволило бы уйти от сезонной неравномерности и служить дополнительной поддержкой электропитания собственных нужд.

В последнее время указанные выше технологии все чаще используются в различных сочетаниях между собой. Например, когенерация — соединение установок выработки электроэнергии, в том числе с ОРС-циклом, и оборудования для получения тепловой энергии нужных для потребителя параметров за счет утилизации низкопотенциального тепла тепловыми насосами.

1.2 Объект исследования

В качестве объекта для проведения исследования была выбрана Красноярская ТЭЦ-1.

Красноярская ТЭЦ-1 – тепловая электростанция в Красноярске, одна из крупнейших ТЭЦ Сибири.

Тепловая электроцентраль «Красноярская ТЭЦ-1» входит в группу «Сибирская генерирующая компания».

Первоначально Красноярская ТЭЦ-1 входила в энергосистему (позже ОАО) «Красноярскэнерго», с 2005 года в ОАО «Красноярская генерация», с 2006 года в ОАО «Хакасская генерирующая компания», которое с января 2007 года получило наименование ОАО «Енисейская территориальная генерирующая компания (ТГК-13)». 28 апреля 2012 года в ходе реорганизации группы «Сибирская генерирующая компания» из состава ОАО «Енисейская ТГК (ТГК-13)»

На Красноярской ТЭЦ-1 установлено семнадцать котлов и десять турбин. ТЭЦ имеет разнотипное оборудование и возможность работы как в блочном режиме, так и на поперечных связях. Электростанция может работать как в теплофикационном режиме, так и в режиме комбинированной выработки тепла и электроэнергии.

Таблица 1.2 - Краткое описание характеристик станции

Основные характеристики станции	
Электрическая мощность, МВт	485,9 МВт
Тепловая мощность	1677 Гкал/ч
Состав основного оборудования	
Основное топливо	Уголь
Котельные агрегаты	ПК-10Ш, БКЗ-320-140
Количество и марка турбин	ПТ-25-90, ПТ-60-90, Р-85-8,8, Р-57-130

Значительная часть оборудования изношена и требует модернизации.

Электростанция работает на буром угле Ирша-Бородинского разреза, вырабатывает в среднем 9 600 тысяч кВт·ч электроэнергии и 26 тысяч Гкал тепла в сутки. Выработка электроэнергии в 2015 году составила 2062 млн. кВт·ч., отпуск тепла - 2 894 тыс Гкал. Угольный склад открытый, оборудованный двумя кранами-перегрузчиками. Железобетонная дымовая труба имеет высоту сто восемьдесят метров, на первых очередях три дымовых трубы меньшей высоты. Циркуляционное водоснабжение прямоточное, из Енисея. Нагретая вода отводится по пятикилометровому каналу к правой протоке реки. Общая площадь территории, занимаемой сооружениями ТЭЦ, составляет 167 га.



Рисунок 1.4 – Месторасположение Красноярской ТЭЦ-1

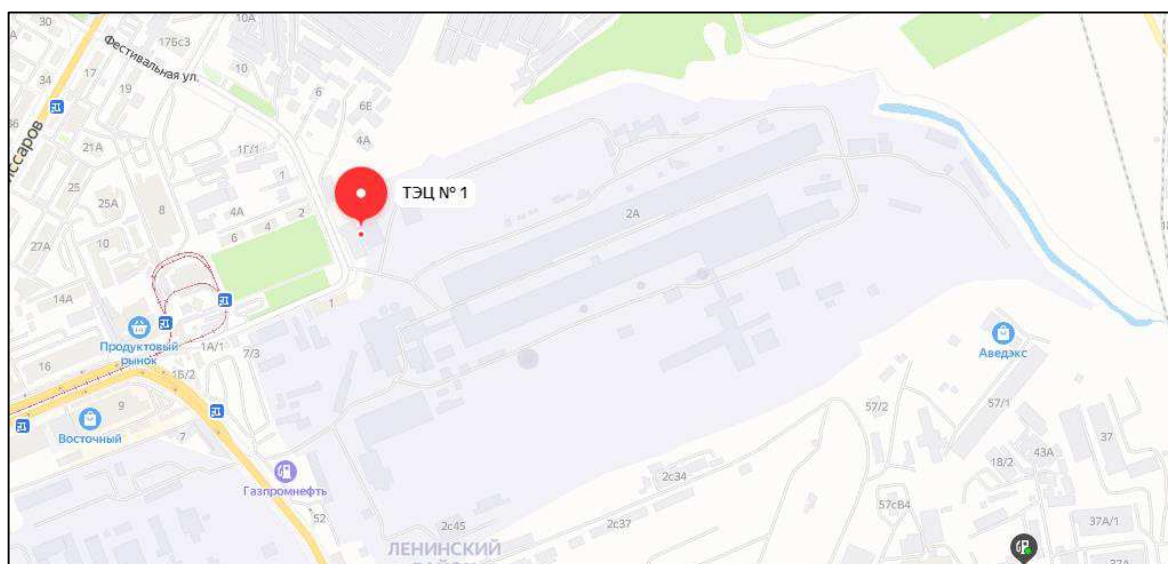


Рисунок 1.5 – Месторасположение Красноярской ТЭЦ-1

Бородинский разрез Канско-Ачинского угольного бассейна, на котором добывают угли марки Б2 открытым способом, расположен близ города Бородино в 146 км к востоку от Красноярска (по прямой около ста двадцати километров). Теплота сгорания угля около 16 МДж/кг.

ТЭЦ-1 отапливает промышленные предприятия Ленинского района Красноярска (ООО «Енисейский целлюлозно-бумажный комбинат», ОАО «Красный Яр — шина», ОАО «Красноярский завод синтетического каучука», ОАО «Красноярский завод цветных металлов» и др.) и около трети жилищного фонда города (примерно четыреста тысяч жителей в Кировском, Ленинском, Свердловском районах города, а также Берёзовку).

Поскольку станция обладает разнообразным основным оборудованием из-за чего может обладать различными низкопотенциальными потоками, которые позволят провести исследование по применению современных энергоэффективных технологий, используемые в современной мировой энергетике.

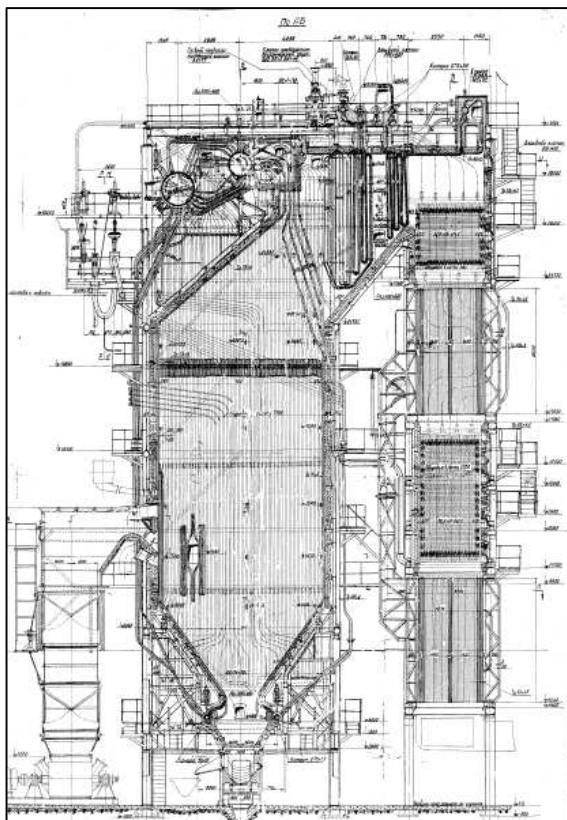


Рисунок 1.6 – Продольный разрез ПК-10Ш

Таблица 1.3 - Основные параметры котла ПК-10Ш

Параметр	Значение
Давление в барабане	110 кгс/см ²
Давление в пароперегревателе	100 кгс/см ²
Температура перегретого пара	510°С;
Паропроизводительность	230 т/час
Температура питательной воды	215 °С

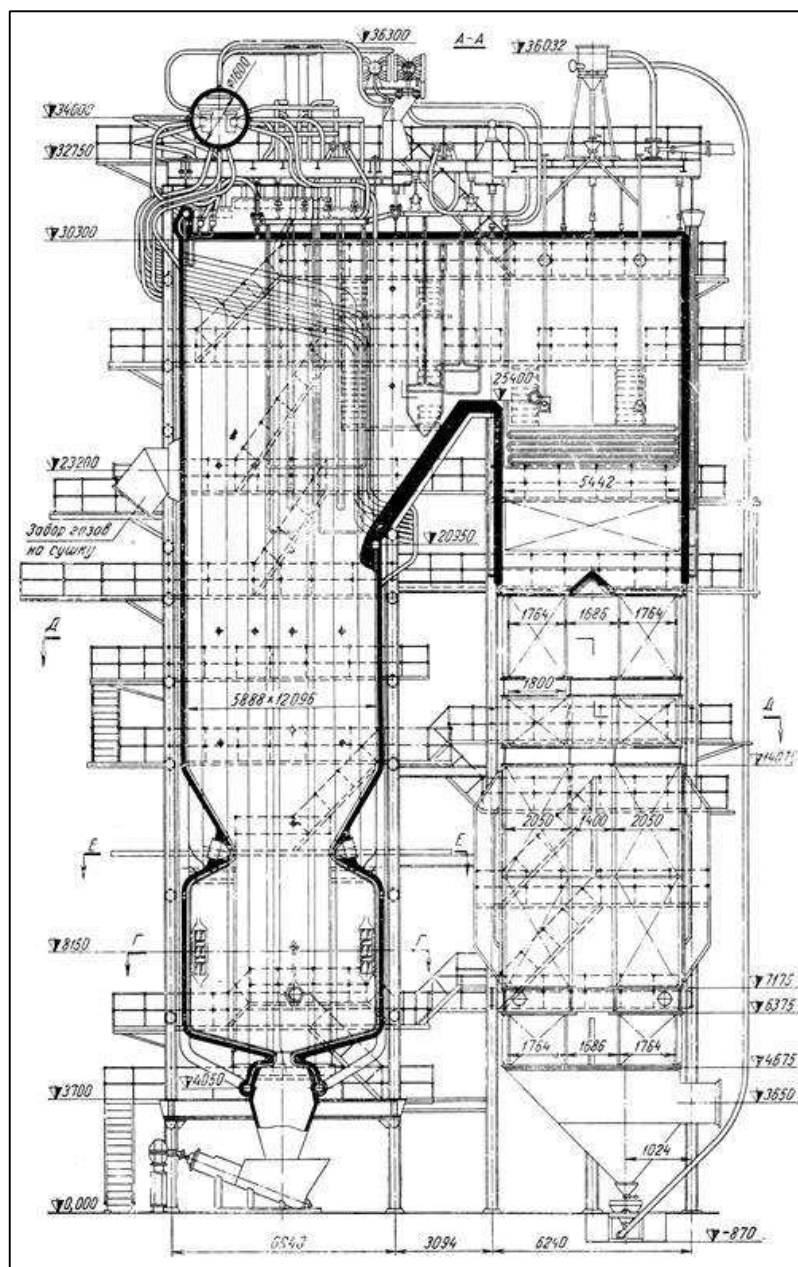


Рисунок 1.7 – Продольный разрез котла БКЗ-320/140

Таблица 1.4 - Основные параметры котла БКЗ-320/140

Параметр	Значение
Давление в барабане	150 кгс/см ²
Давление в пароперегревателе	140 кгс/см ²
Температура перегретого пара	540 0С;
Паропроизводительность	330 т/час
Температура питательной воды	215 °С

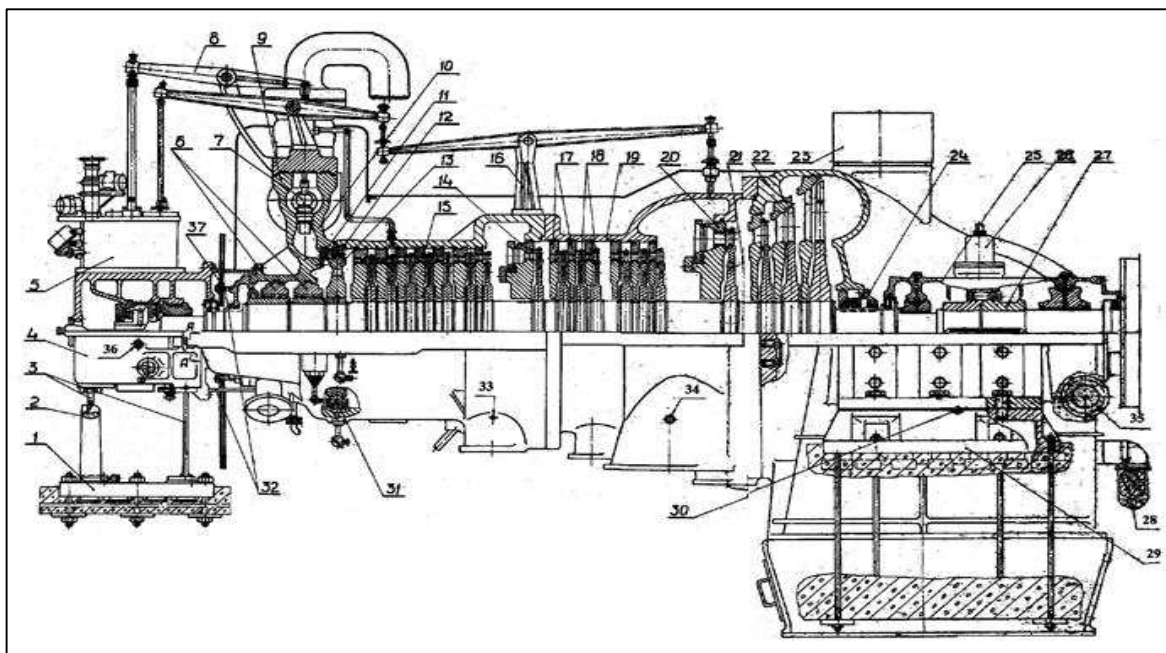


Рисунок 1.8 – Паровая турбина ПТ-25-90/10

Таблица 1.5 - Основные параметры паровой турбины ПТ-25-90/10

Параметр	Значение
Номинальная электрическая мощность	25 Мвт
Давление пара перед турбиной	90 кгс/см ²
Температура острого пара перед турбиной	500°С
Давление произв. Отбора пара	8-13 кгс/см ²
Давление тепл. Отбора пара	1,2-2,5 кгс/см ²
Кол-во отборов	5

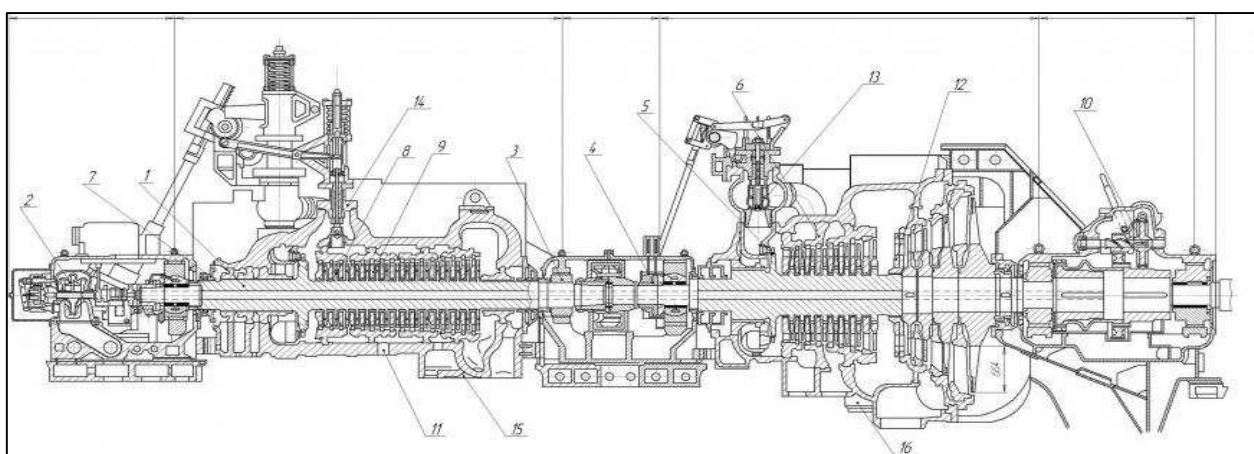


Рисунок 1.9 – Паровая турбина ПТ-60-90/13

Таблица 1.6 - Основные параметры паровой турбины ПТ-60-90/13

Параметр	Значение
Номинальная электрическая мощность	60 Мвт
Давление пара перед турбиной	90 кгс/см ²
Температура острого пара перед турбиной	535°С
Давление произв. Отбора пара	8-13 кгс/см ²
Давление тепл. Отбора пара	1,2-2,5 кгс/см ²
Кол-во отборов	6

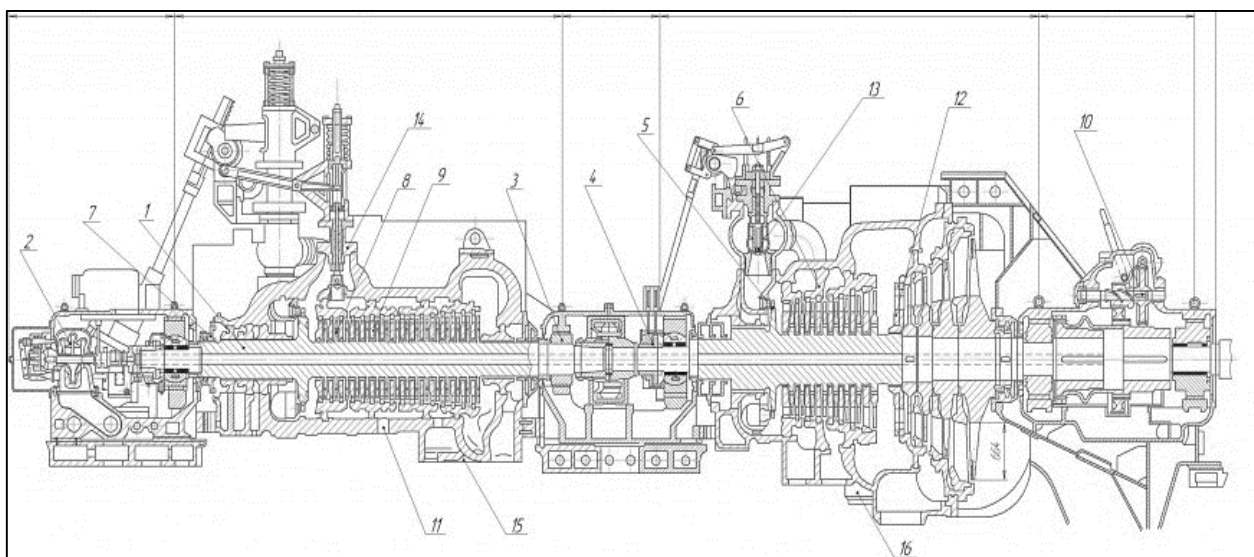


Рисунок 1.10 – Паровая турбина ПТ-65-90/13

Таблица 1.7 - Основные параметры паровой турбины ПТ-60-90/13

Параметр	Значение
Номинальная электрическая мощность	65 Мвт
Давление пара перед турбиной	90 кгс/см ²
Температура острого пара перед турбиной	535°С
Давление произв. Отбора пара	8-13 кгс/см ²
Давление тепл. Отбора пара	1,2-2,5 кгс/см ²
Кол-во отборов	6

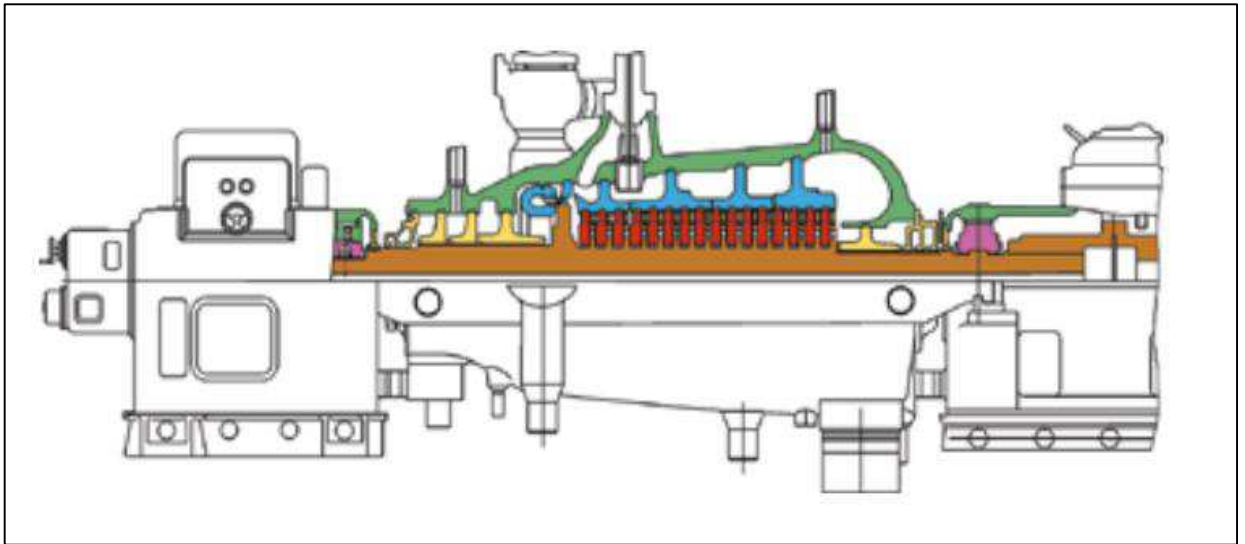


Рисунок 1.11 – Паровая турбина Р-85-8,8

Таблица 1.8- Основные параметры паровой турбины Р-85-8,8

Параметр	Значение
Номинальная электрическая мощность	87 Мвт
Расход пара на турбину	450 т/ч
Давление пара перед турбиной	90 кгс/см ²
Температура острого пара перед турбиной	535°С
Давление произв. Отбора пара	8-13 кгс/см ²
Давление тепл. Отбора пара	1,2-2,5 кгс/см ²
Кол-во отборов	5

Можно выделить такие существенные потоки как:

1. Уходящие газы
2. Пар производственного коллектора,
3. Пар теплофикационного коллектора,
4. Циркуляционная вода конденсаторов турбин

1.3 Известные готовые решения

1.3.4 ОЦР модули

Среди лиц, заинтересованных в данной технологии, удалось выделить несколько фирм-производителей, которые занимаются разработкой как отдельного оборудования, вроде ОЦР-турбин, так и готовых решений по типу ОЦР-модулей «под ключ».

Испанская компания Rank разрабатывает готовые установки, которые способны вырабатывать как тепловую, так и электрическую энергии. В их ассортименте имеются три вида ОЦР-установок: Rank®LT, которая вырабатывает электроэнергию с использованием источников природного/отработавшего тепла от 80°C, и мощность которой достигает 50 кВт, Rank®HT, использующая источник тепла от 140°C, и мощность которой достигает 100 кВт, а также Rank®HT-C, которая спроектирована для производства электроэнергии и тепла (горячая вода до 85°C для систем отопления, бассейнов, бытового пользования и промышленных процессов), использующая источник тепла от 140°C.



Рисунок 1.13 – ОЦР-модули компании Rank

Данный тип ОЦР-установок смог найти широкое применение в качестве системы элеткро и теплоснабжения. В качестве примера можно привести компанию Keros Cerámica, которая использует в своем процессе Rank®HT-модуль для выработки электроэнергии с уходящим теплом из дыма одной из своих керамических печей, а также университетскую больницу Ourense Hospita, которая в рамках повышения энергоэффективности приобрела Rank®HT-C-модуль и провела ряд экспериментов в полном рабочем диапазоне для установления оптимального режима работы. Характеристики приведены в табл.1.10, а сам модуль на рис.1.14.

Таблица 1.10 – Характеристики системы

Рабочее тело ОРЦ системы	R245fa
Получаемая мощность	30.91 кВт
Термический КПД	8 %

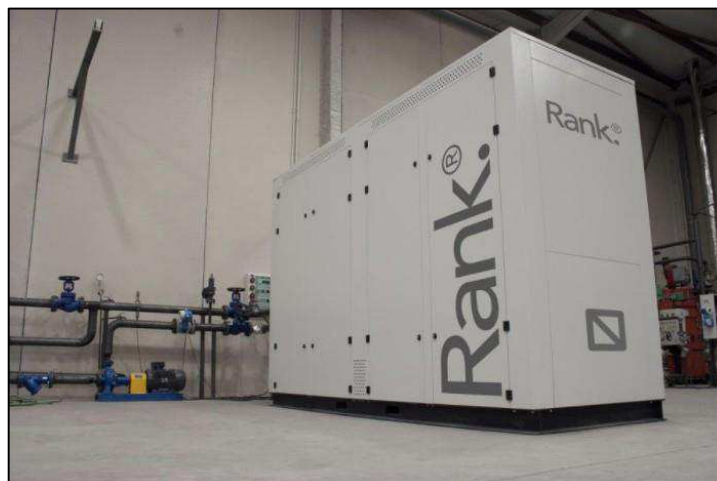


Рисунок 1.14 – HT-C-модуль компании Rank для больницы Ourense

Hospita Следующая компания-производитель, также занимающаяся производством ОРЦ- установок, вырабатывающих электрическую энергию за счет низкопотенциального тепла – это компания ENERBASQUE. На данный момент они предлагают три типа установок: модель HRU-5, которая предназначена для исследований, испытаний и демонстрации систем рекуперации тепловой энергии для повышения эффективности промышленных процессов.



Рисунок 1.15 – Модель ОРЦ установки HRU-5 компании ENERBASQUE

А также модель HRU-25, способная работать с источником тепла в температурном диапазоне 85-95°C, и мощность которой варьируется от 11,5 до 21,5 кВт. Модель HRU-100 находится на стадии разработки.



Рисунок 1.16 – Модель ОРЦ установки HRU-25 компании ENERBASQUE

В качестве турбины в этих установках используется винтовой компрессор, изображенный на рис.1.17, работающий по обратному принципу.



Рисунок 1.17 – Винтовой компрессор

Помимо этого, компания занимается разработкой индивидуальных решений для различных нужд клиентов.

В качестве примера можно привести компанию, находящуюся на севере Испании и занимающуюся деревообработкой. С целью снизить затраты на утилизацию отходов (стружки и опилки) было предложено внедрить котел на биомассе, который в зимний период производил горячую воду для отопления, а в остальное время служил в качестве источника тепла для установки HRU-25.

Третьей компанией, занимающей серьезное положение в отрасли альтернативной энергетики, является ENOGIA, производящая ОРЦ-модули в диапазоне мощностей 5-100 кВт. Вся их продукция делится на три линейки в зависимости от температуры горячего источника: 80-120°C, 150-200°C и 200-400°C, что можно наблюдать в табл.1.11.

Таблица 1.11 – Ассортимент продукции компании ENOGIA

Температура и тип горячего источника	80-120°C Горячая вода	150-200°C Горячая вода или масло	200-400°C Горячий газ
Рабочее тело	R245fa/R134a	Novec 649	Хладагент нового поколения
Мощность 10 кВт	ENO-10LT	ENO-20MT	ENO-10MT/DE
Мощность 20 кВт	ENO-20LT	ENO-20MT	ENO-20MT/DE
Мощность 40 кВт	ENO-40LT	ENO-40MT	ENO-40MT/DE
Мощность 100 кВт	ENO-100LT	ENO-100MT	ENO-100MT/DE

На счету компании множество примеров внедрения ОРЦ-модулей. Так, в июне 2013 года в эксплуатацию был введен ОРЦ-модуль на 5 кВт на биогазовый двигатель одной из итальянских молочных ферм, в сентябре 2015 года в одном из бразильских городов в совокупности с солнечными коллекторами была интегрирована ОРЦ-установка мощностью 10 кВт, а в июне этого же года британский Брюнельский университет приобрел две ОРЦ-установки по 10 кВт для собственного научно-исследовательского проекта.

В качестве последнего производителя хотелось бы привести компанию Infinity Turbine, которая известна тем, что занимается изготовлением как радиально-отводных турбин, так и готовых ОРЦ-модулей. Турбины можно классифицировать по диаметру рабочего колеса: 6, 15 и 24 дюйма. На рис.1.18 изображено рабочее колесо ROT24.

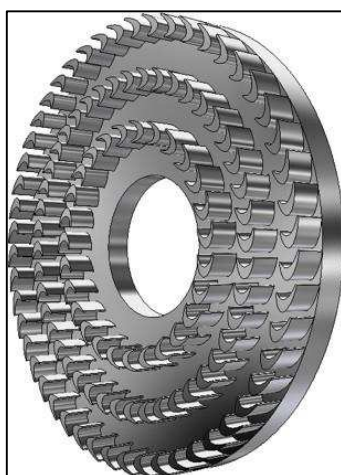


Рисунок 1.18 – Радиально-отводная турбина ROT24 компании Infinity Turbine с диаметром рабочего колеса 24 дюйма

Готовая ОРЦ-установка получила название IT50. Она способна вырабатывать до 60 кВт электрической мощности в зависимости от мощности

теплового источника и температуры охлаждающего источника. Сама установка изображена на рис.1.19.



Рисунок 1.19 – ОРЦ-установка IT50 компании Infinity Turbine

Если выше были перечислены лидирующие компании, занимающиеся производством ОРЦ-оборудования, то ниже буду приведены конкретные технические решения.

В первом примере демонстрируется разработка и экспериментальная характеристика ОРЦ системы.

В ходе работы авторы исследовали возможность получения электрической энергии при помощи установки, работающей на органическом цикле Ренкина, использующей тепловую энергию солнца, получаемую при помощи солнечных коллекторов.

Коллекторы имеют параболическую форму, что требует больших капиталовложений по сравнению с пластинчатыми, их преимущество в том, что общий объем производимой энергии в течении всего срока службы выше. Всего использовалось два коллектора общей площадью поверхности 100 м².

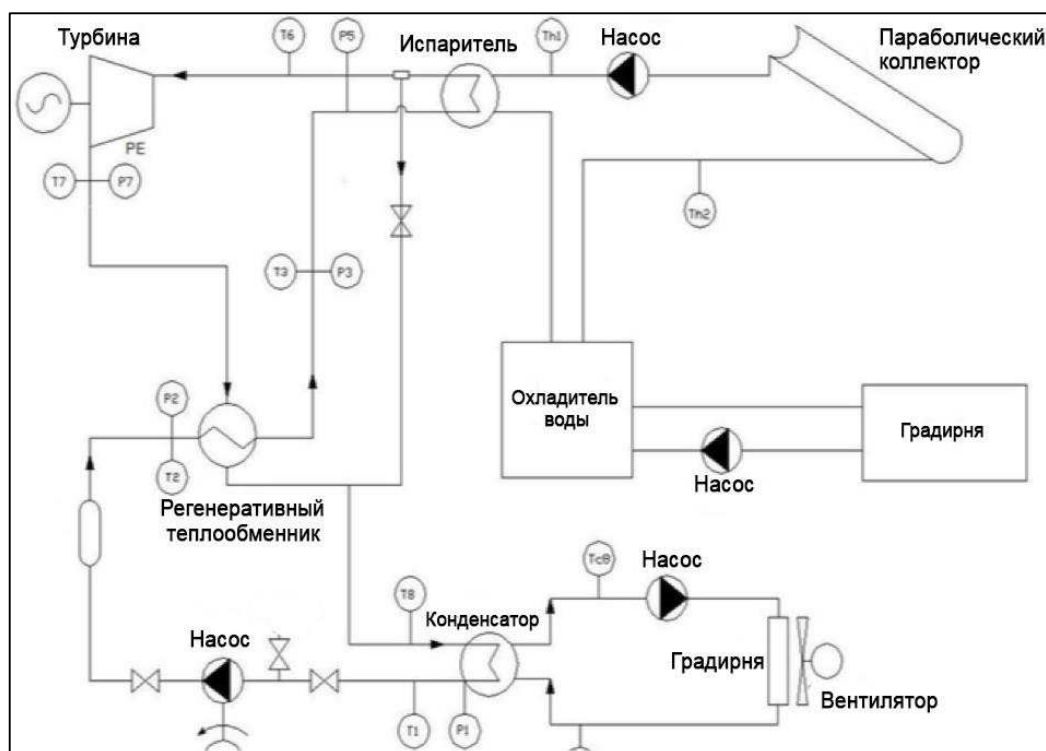


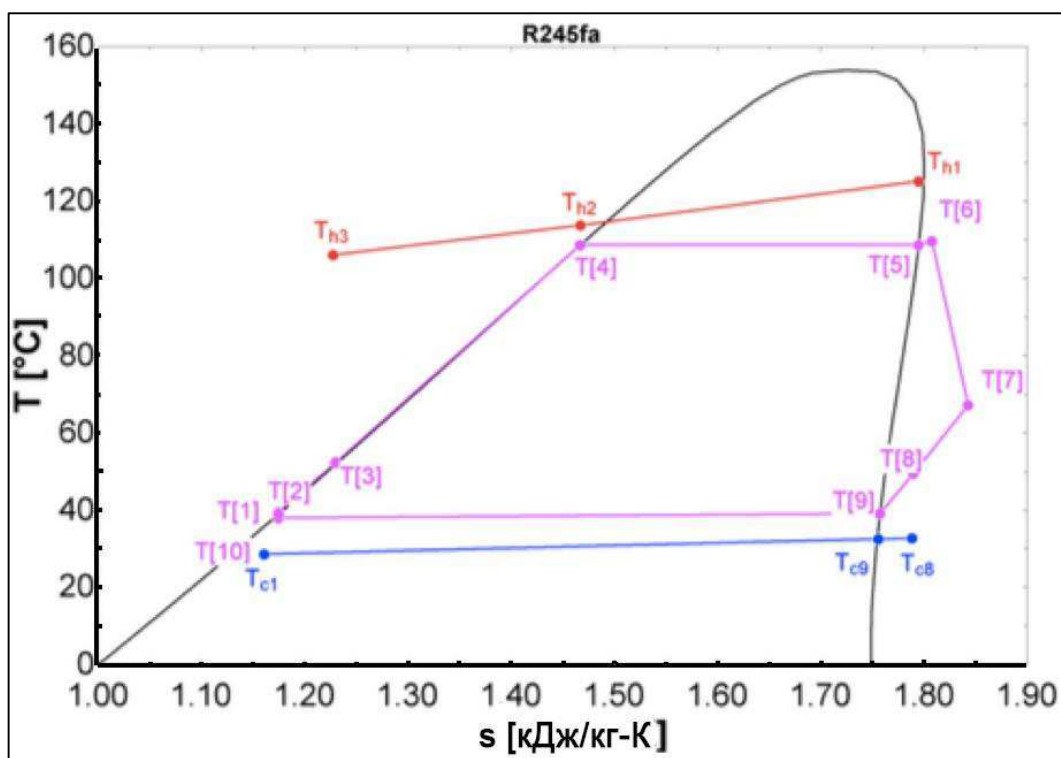
Рисунок 1.20 – Схема установки

ОРЦ система предназначена для рекуперации низкопотенциального тепла с номинальной выходной мощностью 2 кВт. В качестве рабочей жидкости используется фреон R245fa, исходя из ранее полученных расчетов выбора оптимального рабочего тела.

В качестве основных компонентов, изображенных на рис.1.20 выступают: турбина – спиральный компрессор, работающий по обратному принципу; Питательный насос, обычно применяемый при работе с легкими маслами и другими жидкостями с низкой вязкостью; Теплообменники: испаритель, конденсатор и регенератор – все они пластинчатого типа. В систему также встроен воздушный сухой охлаждающий блок для отвода тепла с охлаждающей водой.

В качестве турбины авторы использовали спиральный компрессор, используемый в системах кондиционирования воздуха. Разница лишь в том, что при работе такого компрессора как расширителя, рабочая жидкость поступает в центральную камеру, перемещается к внешним концам спирали и выходит. Авторы также отмечают два недостатка работы такого расширителя: низкий фиксированный объемный коэффициент расширения и небольшой объем вытеснения.

В роли среды, обменивающейся теплом с рабочим фреоном в испарителе, авторы статьи использовали обработанное растительное масло, причем изначально данная теплопередающая среда была протестирована на испытательном ОРЦ-стенде в Триестском университете. Отвод тепла от ОРЦ контура производится при помощи охлаждающей воды.



Красная линия – отвод тепла от масла; Фиолетовая линия – ОРЦ; Синяя линия – подвод оставшегося тепла охлаждающей воде

Рисунок 1.21 – T-s диаграмма термодинамического цикла

В ходе исследования авторами были проведены как лабораторные, так и полевые испытания. В экспериментальных испытаниях температура источника тепла изменялась в диапазоне 90-150 °С в виду того, что данный диапазон может быть типичным для геотермальных источников и солнечных тепловых коллекторов средней температуры. Также стоит отметить, что испытания проводились при разных скоростях расширителя (3000-8000 об/мин). Выбор результатов во время лабораторных испытаний прототипа приведен на табл.1.12.

Таблица 1.12 – Результат лабораторных испытаний

Фреон R245-fa			Термическое масло	
Мощность турбины (Вт)	Темп. на выходе из испарителя (°С)	Скорость вращения (об/мин)	Массовый расход (кг/ч)	Темп. масла на входе в испаритель (°С)
905	100.9	6000	700	106.7
870	99.9	5000	700	95.2

Прототип был затем установлен во Флоренции, Италии. Первые полевые испытания проводились в ноябре 2015 года. Авторы статьи отмечают, что, к сожалению, солнечная радиация была слишком низкая, что сделало невозможным сбор данных, охватывающих весь рабочий диапазон. Тем не менее авторы провели испытания при двух режимах: при первом скорость вращения была постоянной 6000 об/мин и скорость потока воды через коллектор 4200 кг/ч. Второй режим проводился при постоянной скорости потока воды через коллектор 1800 кг/ч и при различных скоростях вращения

расширителя 4000-6000 об/мин. В обоих случаях скорость потока фреона поддерживалась постоянной, а зарегистрированное для солнечного излучения пиковое значение составило 590 Вт/м² при температуре окружающей среды 19 °С. Результаты представлены в таблице 1.13. Сама станция представлена на рис.1.22

Таблица 1.13 – Результаты полевых испытаний

ОРЦ контур			Контур солнечных коллекторов			
Мощность турбины (Вт)	Темп. на выходе из испарителя (°С)	Скорость вращения (об/мин)	Массовый расход (кг/ч)	Темп. масла на выходе из солнечного коллектора (°С)	Темп. масла на входе в испаритель (°С)	Солнечная излучение (Вт/м ²)
670	82.5	6000	4200	100.4	88.1	590
280	76.9	6000	1800	95.2	82.5	490
400	75.4	5000	1800	94.1	80.7	497
434	74.7	4500	1800	91.3	79.8	532
395	72.7	4000	1800	90.4	77.8	508



Рисунок 1.22 – Установка, слева – коллекторы, справа – прототип ОРЦ и сухой кулер

Пиковая мощность составила 670 Вт, она была получена при солнечном излучении 590 Вт/м² и температуре на выходе из коллектора 100,4 °С, при этом горячая вода на входе в испаритель имела температуру 88,1 °С, а фреон на выходе из испарителя 82,5 °С, температура конденсации равнялась 32,2 °С. Авторы отмечают, что значительная тепловая потеря была измерена на участке от солнечного коллектора до испарителя (более 10 °С по длине трубы около 15м). Эта потеря может быть уменьшена путем изоляции участка. Стоит отметить, что по ожиданиям авторов, при более высокой солнечной радиации, а также улучшенной изоляции производительность будет намного лучше.

Авторы следующей статьи из провинции Цзянсу, северный Китай, проводили исследования в направлении оптимизации работы тепловых электрических станций [12]. В имеющуюся ТЭЦ с турбиной с противодавлением они исследовали возможность интеграции ОРЦ установки, которая получала бы тепло отработавшего пара и вырабатывала дополнительную электрическую мощность.

Таблица 1.14 – Результаты производительности ТЭЦ

РОБР, МПа	0.2	0.25	0.3	0.35	0.4
РОРЦ, МПа	1.2	1.4	1.5	1.7	1.9
WТУРБ, кВт	1104.3	1058.4	1021.2	1002.8	984.7
WПОТР, кВт	90.1	92.9	94.0	97.0	99.7
Q, кВт	4958.0	4903.4	4856.0	4816.3	4780.0
□станции, %	20.5	19.7	19.1	18.8	18.5

В табл.1.14 приведены параметры при работе паровой турбины с противодавлением в диапазоне РОБР (конечное давление) 0,2-0,4 МПа. Видно, что рост конечного давления в паровой турбине сопровождается падением общей мощности турбины WТУРБ и мощности котла Q, но растет мощность ОРЦ турбины. Также увеличивается потребление энергии WПОТР.

В последнее время Китай проявляет к данной технологии все больший интерес, так, помимо вышеприведенного примера, у китайской компании Shijiazhuang Refining & Chemical Company имелось 5 источников тепловых отходов с различными температурами, подлежащих утилизации. В связи с этим была спроектирована комплексная ОРЦ-система, включающая в себя две интегрированные подсистемы, работающие на одной и той же рабочей жидкости [5]. Характеристики приведены в табл.1.15.

Таблица 1.15 – Характеристики установки

Рабочее тело ОРЦ системы	Получаемая мощность	Термический КПД
R141b	3325 кВт	10,25 %

В свою очередь, китайский университет Tsinghua University спроектировал ОРЦ- установку для утилизации тепла судового дизельного двигателя, произведенного компанией Hudong Heavy Machinery Co., Ltd. Установка включает в себя две системы: контур для утилизации тепла охлаждающей воды и контур для утилизации тепла выхлопных газов двигателя [6]. Характеристики приведены в табл.1.16.

Таблица 1.16 – Характеристики систем

Источник	Рабочее тело ОРЦ системы	Получаемая мощность	Термический КПД
Тепло выхлопных газов	Бензол	90,8 кВт	21,3 %
Тепло охлаждающей воды	R245fa	10,3 кВт	5,2 %

Одни из самых мощных единичных решений представляет итальянская компания «EXERGY». Заявленный диапазон производимого оборудования по мощности составляет от 100 кВт до 50 МВт



Рисунок 1.23 – ОРЦ блок exergy

Органический цикл Ренкина позволяет использовать низкопотенциальную энергию выхлопных газов, геотермальных источников, солнечную энергию и других тепловых потоков с относительно невысокой температурой, что было продемонстрировано примерами выше. Используемые в настоящее время ОРЦ-установки, как правило, имеют небольшие габариты, относительно просты в конструкции и эксплуатации, а также безопасны благодаря тому, что работают в докритическом диапазоне температур и давлений рабочего тела. Непрерывающиеся поиски веществ, которые можно использовать в качестве рабочих тел, позволяют надеяться на повышение эффективности термодинамического цикла, снижение стоимости эксплуатации установки и расширения областей применения ОРЦ.

1.3.5 Промышленные тепловые насосы

СПб филиал ОАО «РТИ имени А.Л. Минца» в составе группы компаний г.Санкт-Петербурга производит тепловые насосы большой мощности (от 100 кВт до 5 МВт).

В качестве источника низкопотенциального тепла в основном применяется вода техногенного характера, имеющая температуру не ниже 8...10°С.



Рисунок 1.24 – Тепловой насос ТН-1500

Таблица 1.17 – модельный ряд тепловых насосов ОАО «РТИ имени А.Л. Минца»

Модель теплового насоса	Описание
ТН-400	Тепловой насос ТН-400 предназначен для нагревания воды с +50°С до +65°С. Источник низкопотенциального тепла (НПТ) - вода с температурой +12°С.
ТН-500	Тепловой насос ТН-400 предназначен для нагревания воды с +50°С до +65°С. Источник низкопотенциального тепла (НПТ) - вода с температурой +12°С.
ТН-750	Тепловой насос ТН-750 предназначен для нагревания воды с +35°С до +61°С. Источник низкопотенциального тепла (НПТ) - вода с температурой +13°С.
ТН-1000	Тепловой насос ТН-1000 предназначен для нагревания воды с +10°С до +54°С. Источник низкопотенциального тепла (НПТ) - вода с температурой +17,5°С.

СПб филиал ОАО «РТИ имени А.Л. Минца» осуществляет изготовление и поставку тепловых насосов, а также построенных на их базе теплонасосных установок и охлаждающих систем, которые являются энергосберегающим и экологически чистым оборудованием. ТНУ предназначены для теплоснабжения зданий и сооружений различного типа с использованием, как возобновляемых источников энергии, так и энергии тепловыделяющих сред. Охлаждающие установки могут применяться для охлаждения помещений и теплоносителей замкнутых технологических циклов.

СПб филиал ОАО «РТИ имени А.Л. Минца» выпускает, устанавливает, настраивает теплонасосные установки с выходной тепловой мощностью 5, 10, 18, 25, 30, 50, 60 кВт, а также может осуществлять поставку тепловых насосов большей мощности.

Ещё одними из внедряемых тепловых насосов являются промышленные тепловые насосы Scancool Heat.

Компания ООО «алмазстройсервис» работает на рынке энергосберегающего оборудования и возобновляемых источников энергии. И предлагает полный комплекс услуг по созданию комфортных условий дома, в офисе или на производстве. Предприятие занимается проектированием, подбором, поставкой и установкой на объекты теплотехнического оборудования, проведением монтажных и пусконаладочных работ. В компетенции разработка энергосберегающих технологических систем, а также систем отопления и горячего водоснабжения, вентиляции на базе тепловых насосов.



Рисунок 1.25 – тепловой насос Scancool Heat

Завершенные проекты Scancool, модели НР и ННР представлены в таблице 1.18

Таблица 1.18 – Завершенные проекты Scancool, модели НР и ННР

Место внедрения	Температура Горячей вода °С	Мощность, МВт	Источник тепла
Fortum, Nokia, Pitkaniemi централизованное теплоснабжение 2010 год	74	0,3	Грунт 3/-2°С
Valio, Joensuu год 2010	65	0,6	Сточные воды 19°С
Valio, Vaarala год 2010	75	0,5	Охлаждающая вода 5°С
Центральное отопление, Россия	65	1,7	Очищенные сточные воды 17°С
Fortum, Ruokasaariainen Sahalahti год 2009	63	1,4	Конденсация амиака 0°С

2 Расчетная часть

Для оценки потенциала потоков основного оборудования необходимо провести тепловой расчет схем турбин, по результатам которого будет определен расход пара, используемый для утилизации с последующим расчетом оптимальной технологии, и котельных агрегатов для определения расходов топлива и расходов газа.

2.1 Определение технологий для источников

Для дальнейшего расчета необходимо проанализировать оптимальные технологии для утилизации тепла источников. Сведенные данные предварительных расчетов в таблицах 2.1, 2.2, 2.3, 2.4 покажут диапазон температур потоков, а также количество энергии.

Таблица 2.1 – Сравнение потенциала турбин

Турбогенератор	Расход пара в производство, т/ч	Температура пром пара, °С	Давление пром пара, МПа	Тепло пром, Пара, МВт
ПТ-25/90	102	293-250	0,98	58,45
ПТ-60/90	200			114,608
ПТ-65/90	155			88,82
Р-100/130	600			309,55

Таблица 2.2 – Сравнение потенциала цирк воды турбин

Турбогенератор	Расход цирк воды на конденсатор, т/ч	Температура цирк воды на выходе, °С	Тепло воспринятое цирк водой, МВт
ПТ-25/90	4500	20-30	92
ПТ-60/90	8000	20-30	165
ПТ-65/90	8000	20-30	165

Таблица 2.3 – Сравнение потенциалов котельных агрегатов

Котельный агрегат	Расход топлива, т/ч	Расход газов, т/ч	Температура газов, °С
ПК-10 Ш	42	272	168
ПК-10 Ш2	43,8	283	168
БКЗ-320/140	67,84	439	140

Таблица 2.4 – Сравнение потенциалов котельных агрегатов

Турбогенератор	Расход пара в теплофик, кол-р, т/ч	Тепло теплофик, Пара, МВт
ПТ-25/90	100	59,9
ПТ-60/90	120	63,2
ПТ-65/90	130	65,16

Как видно из результата сравнения, хорошо подходят технологии ОЦР для уходящих газов, производственного пара и теплофикационного. А для циркуляционной воды подходит утилизация с помощью тепловых насосов и дальнейшим использованием этого тепла для регенерации, либо для теплоснабжения.

Однако, из известных готовых технических решений в области тепловых насосов не существует установок, способных использовать такое количество энергии. Это накладывает существенные ограничения на использование этого решения. Даже если использовать несколько тепловых насосов, то и этого будет недостаточно для полной утилизации. Из всех представленных установок, самой мощной является – Scancool Heat установленной в Финляндии, с мощностью 1,7 МВт. Для использования всего тепла цирк воды, необходимо от 54 до 94 таких модулей, что не является рациональным решением в рамках такого количества тепла.

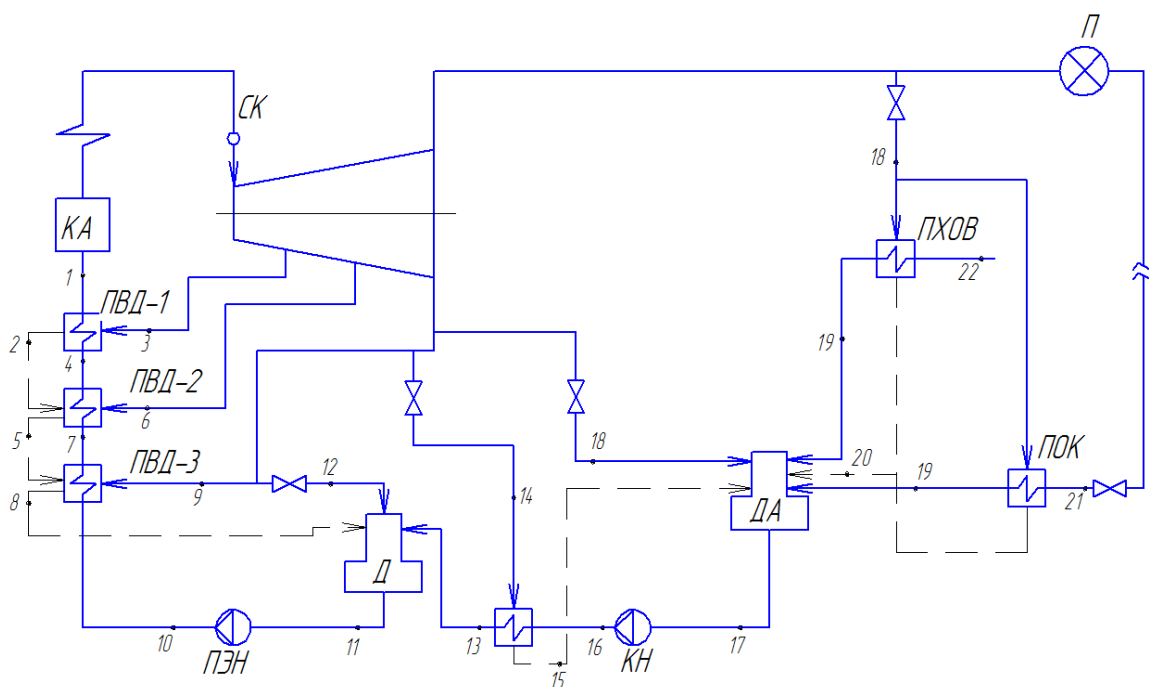
Дальнейшие расчеты по утилизации будут проведены для оставшихся потоков на основе ОЦР технологии.

2.2 Расчет тепловой схемы Р-100-130/15

Таблица 2.4 – Технические характеристики и исходные данные

Наименование	Значение
Тип	Р-100-130/15
Завод-изготовитель	УТЗ
Мощность номинальная, МВт	100
Мощность максимальная, МВт	107
Давление свежего пара, МПа	12,75
Температура свежего пара, °С	555
Максимальная расход свежего пара, кг/с	225
Номинальное давление производственного отбора, МПа	1,18-2,06
Номинальный производственный отбор, кг/с	191,6
Число регенеративных отборов	3
Температура питательной воды, °С	240
Конечное давление, МПа	1,45
Тип парораспределения	Сопловое
Тип регулирующей ступени	Одновенечная
Число ступеней	Р+12
Длина последней лопатки, мм	127
Средний диаметр последний лопатки, мм	1127

Турбина Р-100-130 – это одноцилиндровый агрегат с сопловым парораспределением, одновеченой регулирующей ступенью и двенадцатью последовательно расположенными ступенями, разделенными на два потока противоположного направления. Подвод пара осуществляется в среднюю часть турбины через два стопорных и четыре регулирующих клапана. Последние расположены в паровых коробках, приваренных к корпусу цилиндра. Цельнокованный ротор турбины соединяется с ротором генератора полугибкой муфтой. Фикс-пункт турбины находится на раме заднего подшипника. К турбине подключены три ПВД, питаемых паром из отборов и выходного патрубка. В турбоустановке предусмотрен также деаэратор.



КА – котельный агрегат, ПВД – подогреватель высокого давления, ПЭН – питательный электронасос, Д – деаэратор, ДА – деаэратор атмосферный, ПХОВ – подогрев хим. очищенной воды, ПОК – подогрев обратного конденсата

Рисунок 2.1 – Принципиальная тепловая схема ПТУ Р-100-130/15

Температура воды в деаэраторе по давлению:

$$t_d = f(P_d) = 158,8 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.1)$$

где $P_d = 0,6 \text{ МПа}$, давление в деаэраторе;

Нагрев воды в деаэраторе примем равным $\Delta t_d = 10 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Температура воды перед деаэратором будет равна, $^\circ\text{C}$:

$$t_{d,вх} = t_d - \Delta t_d = 158,8 - 10 = 148,8 \quad (2.2)$$

Определим нагрев воды в питательном насосе:

$$\Delta t_{\text{пн}} = \frac{(P_{\text{пн}}^{\text{ввых}} - P_{\text{пн}}^{\text{вх}}) \cdot v_{\text{ср}} \cdot 1000}{\eta_{\text{пн}} \cdot C_{pv}} \quad (2.3)$$

где $P_{\text{пн}}^{\text{ввых}}$ – давление воды на выходе из ПН, МПа;

$P_{\text{пн}}^{\text{вх}}$ – давление воды на входе в ПН, МПа;

$v_{\text{ср}}$ – средний удельный объем, м³/кг;

$\eta_{\text{пн}} = 0,75$ – КПД ПН;

C_{pv} – средняя теплоемкость воды при сжатии, кДж/кг·К;

Давление воды на входе в ПН будет равным давлению воды в деаэраторе плюс подпор воды, который примем 2,5 атм:

$$P_{\text{пн}}^{\text{вх}} = P_{\text{д}} + 0,25 \quad (2.4)$$

$$P_{\text{пн}}^{\text{вх}} = 0,6 + 0,25 = 0,85 \text{ МПа}$$

Давление воды на выходе из ПН, МПа:

$$P_{\text{пн}}^{\text{ввых}} = P_0 \cdot 1,33 \quad (2.5)$$

где $P_0 = 12,75$ МПа, давление острого пара;

$$P_{\text{пн}}^{\text{ввых}} = P_0 \cdot 1,33 = 12,75 \cdot 1,33 = 17$$

Средний удельный объем при заданных значениях давлений составит, м³/кг:

$$v_{\text{ср}} = \frac{v_1 + v_2}{2} = \frac{0,001118 + 0,001769}{2} = 0,00144 \quad (2.6)$$

$$v_{\text{ср}} = \frac{0,001118 + 0,001769}{2} = 0,00144$$

Средняя теплоемкость воды при сжатии при данных значениях давлений составит, кДж/кг·К:

$$C_{pv} = \frac{C_{pv1} + C_{pv2}}{2} \quad (2.7)$$

$$C_{pv} = \frac{4,3796 + 10,818}{2} = 7,6$$

Таким образом нагрев воды в ПН составит, °С:

$$\Delta t_{\text{пн}} = \frac{(17 - 0,85) \cdot 0,00144 \cdot 1000}{0,75 \cdot 7,6} = 4,1^{\circ}\text{C}$$

Определим температуру воды на выходе из ПН, °С:

$$t_{\text{пв}}^{\text{пн}} = t_{\text{д}} + \Delta t_{\text{пн}} \quad (2.8)$$

$$t_{\text{пв}}^{\text{пн}} = 158,8 + 4,1 = 162,9$$

Определим общий нагрев питательной воды во всех ПВД.

$$\Delta t_{\text{пвд}}^{\text{общ}} = t_{\text{пвд1}} - t_{\text{пв}}^{\text{пн}} \quad (2.9)$$

где $t_{\text{пвд1}} = 240^{\circ}\text{C}$, Температура питательной воды после ПВД-1 по техническим характеристикам турбины;

$$\Delta t_{\text{пвд}}^{\text{общ}} = 240 - 162,9 = 77,1$$

Рассчитаем температуру на выходе из каждого ПВД.
Нагрев воды в каждом ПВД примем одинаковым, °С:

$$\Delta t_{\text{пвд}} = \frac{\Delta t_{\text{пвд}}^{\text{общ}}}{n_{\text{пвд}}} \quad (2.10)$$

где $n_{\text{пвд}} = 3$, количество подогревателей высокого давления;

$$\Delta t_{\text{пвд}} = \frac{77,1}{3} = 25,7$$

Для ПВД-2 температура будет равна, °С:

$$t_{\text{пвд2}} = t_{\text{пвд1}} - \Delta t_{\text{пвд}} \quad (2.11)$$

$$t_{\text{пвд2}} = 240 - 25,7 = 214,3$$

Для ПВД-3 температура будет равна, °С:

$$t_{\text{пвд3}} = t_{\text{пвд2}} - \Delta t_{\text{пвд}} \quad (2.12)$$

$$t_{\text{пвд3}} = 214,3 - 25,7 = 188,6$$

Определим температуру насыщения в ПВД, приняв недогрев до температуры насыщения 4°С.

Для ПВД-1 температура будет равна, °С:

$$t_{н1} = t_{пвд1} + \delta t \quad (2.13)$$

$$t_{н1} = 240 + 4 = 244$$

Для ПВД-2 температура будет равна, °С:

$$t_{н2} = t_{пвд2} + \delta t \quad (2.14)$$

$$t_{н2} = 214,3 + 4 = 218,3$$

Для ПВД-3 температура будет равна, °С:

$$t_{н3} = t_{пвд3} + \delta t \quad (2.15)$$

$$t_{н3} = 188,6 + 4 = 192,6$$

Определим давление насыщения в ПВД по температуре насыщения.

Для ПВД-1 давление насыщения будет равно, МПа:

$$P_{н.пвд1} = f(t_{н1}) = 3,59 \quad (2.16)$$

Для ПВД-2 давление насыщения будет равно, МПа:

$$P_{н.пвд2} = f(t_{н2}) = 2,24 \quad (2.17)$$

Для ПВД-3 давление насыщения будет равно, МПа:

$$P_{н.пвд3} = f(t_{н3}) = 1,33 \quad (2.18)$$

Определим давление отборов с учетом потерь давления 10%.

Давление первого отбора, МПа:

$$P_{от1} = P_{н.пвд1} \cdot 1,1 \quad (2.19)$$

$$P_{от1} = 3,59 \cdot 1,1 = 3,949$$

Давление второго отбора, МПа:

$$P_{от2} = P_{н.пвд2} \cdot 1,1 \quad (2.20)$$

$$P_{от2} = 2,24 \cdot 1,1 = 2,464$$

Давление третьего отбора примем равное давлению на выхлопе турбины, МПа:

$$P_{от3} = 1,45 \quad (2.21)$$

Произведем расчет давления в питательном тракте, предварительно приняв распределение гидравлических потерь таким образом: 6% от разницы $P_{пн}^{вх}$ и P_0 в каждом ПВД, остальное – 82% в котельном агрегате.

$$P_{пот} = (P_{пн}^{вх} - P_0) \cdot 0,06 \quad (2.22)$$

$$P_{пот} = (17 - 12,75) \cdot 0,06 = 0,255 \text{ МПа}$$

Для ПВД-3 давление будет равно, МПа:

$$P_{пвд3} = P_{пн}^{вх} - P_{пот} \quad (2.23)$$

$$P_{пвд3} = 17 - 0,255 = 16,745$$

Для ПВД-2 давление будет равно, МПа:

$$P_{пвд2} = P_{пвд-3} - P_{пот} \quad (2.24)$$

$$P_{пвд2} = 16,745 - 0,255 = 16,49$$

Для ПВД-1 давление будет равно, МПа:

$$P_{пвд1} = P_{пвд-2} - P_{пот} \quad (2.25)$$

$$P_{пвд1} = 16,49 - 0,255 = 16,235$$

Для расчета атмосферного деаэратора необходимо определить температуру воды по давлению в нем, которое принимаем 0,12 МПа:

$$t_{да} = f(P_{да}) = 104,8 \text{ °C} \quad (2.26)$$

Нагрев воды в деаэраторе примем равным $\Delta t_{да} = 10 \text{ °C}$.

Температура воды перед деаэратором будет равна, °C:

$$t_{да.вх} = t_{да} - \Delta t_{да} \quad (2.27)$$

$$t_{да.вх} = 104,8 - 10 = 94,8$$

Определим нагрев воды в конденсатном насосе:

$$\Delta t_{\text{кн}} = \frac{(P_{\text{кн}}^{\text{ввых}} - P_{\text{кн}}^{\text{вх}}) \cdot v_{\text{ср}} \cdot 1000}{\eta_{\text{кн}} \cdot C_{pv}} \quad (2.28)$$

где $P_{\text{кн}}^{\text{ввых}}$ – давление воды на выходе из КН, МПа;

$P_{\text{кн}}^{\text{вх}}$ – давление воды на входе в КН, МПа;

$v_{\text{ср}}$ – средний удельный объем, м³/кг;

$\eta_{\text{кн}} = 0,75$ – КПД КН;

C_{pv} – средняя теплоемкость воды при сжатии, кДж/кг·К;

Давление воды на входе в КН будет равным давлению воды в деаэраторе плюс подпор воды, который примем 2,5 атм:

$$P_{\text{кн}}^{\text{вх}} = P_{\text{да}} + 0,25 \quad (2.29)$$

$$P_{\text{кн}}^{\text{вх}} = 0,12 + 0,25 = 0,37 \text{ МПа}$$

Давление воды на выходе из КН, МПа:

$$P_{\text{кн}}^{\text{вх}} = P_{\text{д}} \cdot 1,1 \quad (2.30)$$

$$P_{\text{кн}}^{\text{вх}} = 0,6 \cdot 1,1 = 0,66$$

Средний удельный объем при заданных значениях давлений составит, м³/кг :

$$v_{\text{ср}} = \frac{v_1 + v_2}{2} \quad (2.31)$$

$$v_{\text{ср}} = \frac{0,001047 + 0,001105}{2} = 0,001076$$

Средняя теплоемкость воды при сжатии при данных значениях давлений составит, кДж/кг·К:

$$C_{pv} = \frac{C_{pv1} + C_{pv2}}{2} \quad (2.32)$$

$$C_{pv} = \frac{4,2229 + 4,3457}{2} = 4,28$$

Таким образом, нагрев воды в КН составит, °С:

$$\Delta t_{\text{кн}} = \frac{(0,66 - 0,37) \cdot 0,001076 \cdot 1000}{0,75 \cdot 4,28} = 0,1$$

Для расчета ПНД определим температуру воды на входе, которая равна температуре воды на выходе из атмосферного деаэратора плюс нагрев в КН, °С:

$$t_{\text{ПНД}}^{\text{ВХ}} = t_{\text{да}} + \Delta t_{\text{КН}} \quad (2.33)$$

$$t_{\text{ПНД}}^{\text{ВХ}} = 104,8 \cdot 0,1 = 104,9$$

Гидравлические потери в ПНД следует принять, МПа:

$$P_{\text{пот}} = P_{\text{КН}}^{\text{ВЫХ}} - P_{\text{д}} \quad (2.34)$$

$$P_{\text{пот}} = 0,66 - 0,6 = 0,06$$

Температура на выходе из ПНД будет равна температуре $t_{\text{д.ВХ}}$. С учетом недогрева температура насыщения в ПНД будет равна, °С:

$$t_{\text{н.ПНД}} = t_{\text{д.ВХ}} + \delta t \quad (2.35)$$

$$t_{\text{н.ПНД}} = 148,8 + 4 = 152,8$$

Произведем расчет энтальпий, полученные данные занесем в таблицы 2.5 и 2.6.

По полученным давлениям отборов и по начальным параметрам следует построить процесс расширения пара в турбине на h -Сдиаграмме, исходя из следующего алгоритма:

1. Найти точку пересечения изобары начального давления с изотермой начальной температуры
2. Приняв процесс адиабатным, необходимо найти энтальпию теоретической точки конца процесса расширения, опустившись вертикально из первоначальной точки до изобары конечного давления
3. Зная теоретический тепलोперепад, необходимо его умножить на внутренний относительный КПД турбины, который равен 0,88, полученной значение отнять от первоначальной точки, что позволит найти энтальпию конечной точки действительного процесса расширения.
4. Построить действительный процесс расширения, соединив начальную и конечную точки.
5. Определить точки отборов как пересечение изобар отборов с линией действительного процесса расширения

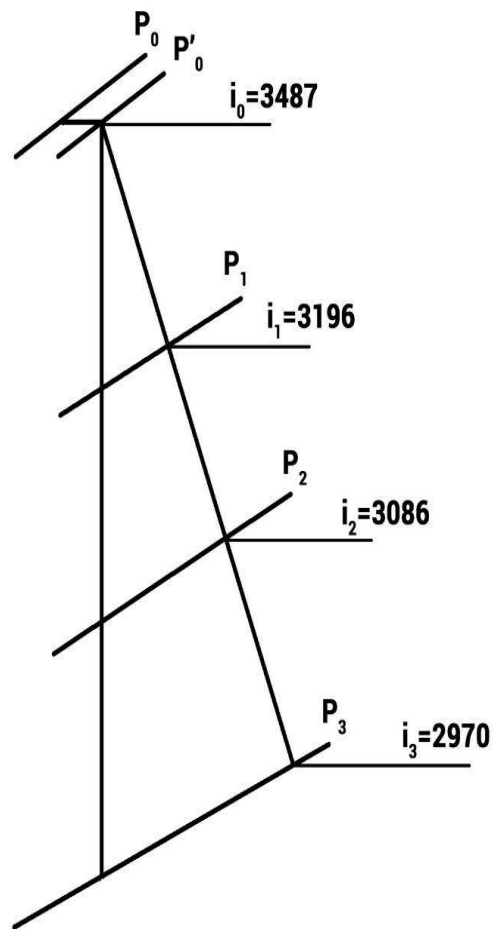


Рисунок 2.2 – Процесс расширения пара в турбине

Таблица 2.5 – Параметры отборного пара, пара в регенеративных подогревателях и питательной воды

Наименование	Параметры пара в отборах				Параметры пара в регенеративных подогревателях				Параметры питательной воды за рег. подогревателями			Расход пара $D, \text{ кг/с}$
	$P_{от}, \text{ МПа}$	$t, \text{ }^\circ\text{C}$	$h_{от}, \text{ кДж/кг}$	a	$P_{п}, \text{ МПа}$	$t_s, \text{ }^\circ\text{C}$	$h_s, \text{ кДж/кг}$	$\delta t, \text{ }^\circ\text{C}$	$t_{пв}, \text{ }^\circ\text{C}$	$P_{пв}, \text{ МПа}$	$h_{пв}, \text{ кДж/кг}$	
Острый пар	12,75	555	3487									
Острый пар после дросселирования	12,11	552,5	3487									

Продолжение таблицы 2.5

Наименование	Параметры пара в отборах				Параметры пара в регенеративных подогревателях				Параметры питательной воды за рег. подогревателями			Расход пара D , кг/с
	$P_{от}$, МПа	t , °С	$h_{от}$, кДж/кг	a	$P_{пв}$, МПа	t_s , °С	h_s , кДж/кг	δt , °С	$t_{пв}$, °С	$P_{пв}$, МПа	$h_{пв}$, кДж/кг	
Первый отбор	3,95	391,9	3196	0,0547	3,59	244	2802,5	4	240	16,235	1039,4	11,43
Второй отбор	2,46	331,8	3086	0,0497	2,24	218,3	2800,5	4	214,3	16,49	922,4	10,39
Третий отбор	1,45	269	2970	0,046	1,33	192,6	2787,2	4	188,6	16,745	808,9	9,61
Отбор в Д	1,45	269	2970	0,0062					158,8	0,85	670,5	1,29
Отбор в ПНД	1,45	269	2970	0,0678	0,51	152,8	2749	4	148,8	0,6	627,2	14,17
Отбор в ДА	1,45	269	2970	0,0097					104,8	0,37	439,6	1,46
Отбор в ПХОВ	1,45	269	2970	0,0181	0,12	104,8	2683,1	4	94,8	0,12	397,2	3,79
Отбор в ПОК	1,45	269	2970	0,0289	0,12	104,8	2683,1	4	94,8	0,12	397,2	6,04

Таблица 2.6 – Параметры рабочего тела в характерных точках

Номер п/п	Давление, МПа	Температура, °С	Энтальпия, кДж/кг
1	16,235	240	1039,4
2	3,59	244	1056,7
3	3,95	391,2	3196
4	16,49	214,3	922,4
5	2,24	218,3	935,8
6	2,46	331,8	3086
7	16,745	188,6	808,9

Продолжение таблицы 2.6

Номер п/п	Давление, МПа	Температура, °С	Энтальпия, кДж/кг
8	1,33	192,6	819,2
9	1,45	269	2970
10	17	162,9	697,8
11	0,85	158,8	670,5
12	1,45	269	2970
13	0,6	148,8	627,2
14	1,45	269	2970
15	0,51	152,8	644,4
16	0,66	104,9	440,2
17	0,37	104,8	439,6
18	1,45	269	2970
19	0,12	94,8	397,2
20	0,12	104,8	439,2
21	0,12	60	251,2
22	0,12	40	167,6

Необходимо произвести расчет относительных расходов пара в отборах.
Для ПВД-1:

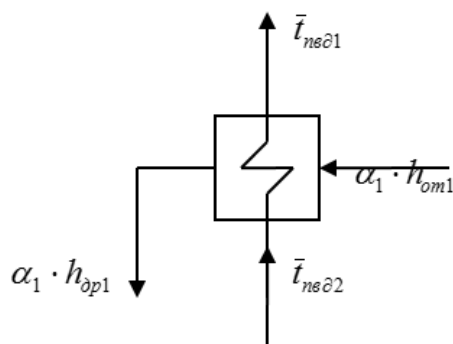


Рисунок 2.3 – Схема баланса для ПВД-1

Относительный расход для ПВД-1 в таком случае будет равняться:

$$\alpha_1 = \frac{\bar{t}_{пвд1} - \bar{t}_{пвд2}}{h_{от1} - h_{др1}} \quad (2.36)$$

где $\bar{t}_{пвд1}$ – энтальпия питательной воды на выходе из ПВД-1, кДж/кг;

$\bar{t}_{пвд2}$ – энтальпия питательной воды на входе в ПВД-1, кДж/кг;

$h_{от1}$ – энтальпия пара первого отбора, кДж/кг;

$h_{др1}$ – энтальпия конденсата греющего пара после ПВД-1, кДж/кг;

$$\alpha_1 = \frac{1039,4 + 922,4}{3196 - 1056,7} = 0,0547$$

Для ПВД-2:

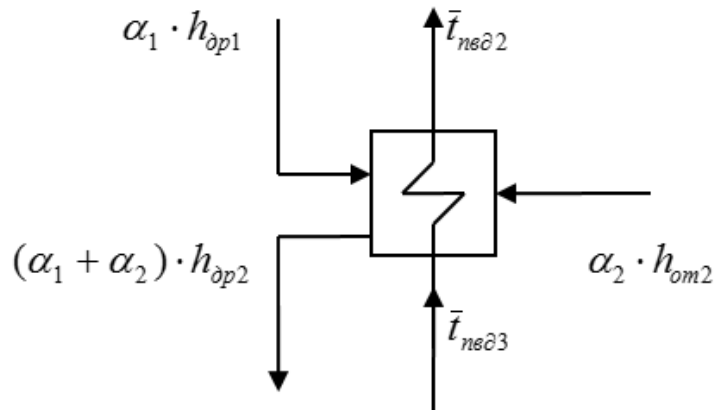


Рисунок 2.4 – Схема баланса для ПВД-2

Относительный расход для ПВД-2 в таком случае будет равняться:

$$a_2 = \frac{\bar{t}_{\text{ПВД}2} - \bar{t}_{\text{ПВД}3} + a_1 \cdot (h_{\text{др}2} - h_{\text{др}1})}{h_{\text{от}2} - h_{\text{др}2}} \quad (2.37)$$

где $\bar{t}_{\text{ПВД}2}$ – энтальпия питательной воды на выходе из ПВД-2, кДж/кг;

$\bar{t}_{\text{ПВД}3}$ – энтальпия питательной воды на входе в ПВД-2, кДж/кг;

$h_{\text{др}2}$ – энтальпия конденсата пара с ПВД-2, кДж/кг;

$h_{\text{др}1}$ – энтальпия конденсата пара с ПВД-1, кДж/кг;

$h_{\text{от}2}$ – энтальпия пара второго отбора, кДж/кг;

$$a_2 = \frac{924,4 - 808,9 + 0,0547 \cdot (935,8 - 1056,7)}{3086 - 935,8} = 0,0497$$

Для ПВД-3:

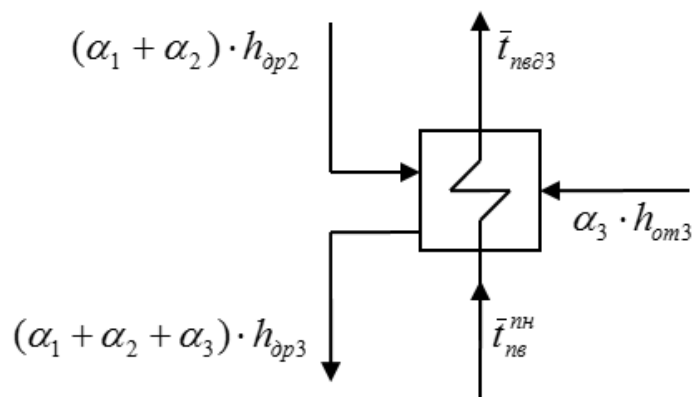


Рисунок 2.5 – Схема баланса для ПВД-3

Относительный расход для ПВД-3 в таком случае будет равняться:

$$a_3 = \frac{\bar{t}_{\text{ПВД3}} - \bar{t}_{\text{ПВ}}^{\text{ПН}} + (a_1 + a_2) \cdot (h_{\text{др3}} - h_{\text{др2}})}{h_{\text{от3}} - h_{\text{др3}}} \quad (2.38)$$

где $\bar{t}_{\text{ПВД3}}$ – энтальпия питательной воды после ПВД-3, кДж/кг;
 $\bar{t}_{\text{ПВ}}^{\text{ПН}}$ – энтальпия питательной воды на входе в ПВД-3, кДж/кг;
 $h_{\text{др3}}$ – энтальпия конденсата пара с ПВД-3, кДж/кг;
 $h_{\text{др2}}$ – энтальпия конденсата пара с ПВД-2, кДж/кг;
 $h_{\text{от3}}$ – энтальпия пара третьего отбора, кДж/кг;

$$a_3 = \frac{808,9 - 697,8 + (0,0547 + 0,0497) \cdot (819,2 - 935,8)}{2970 - 819,2} = 0,046$$

Для деаэратора:

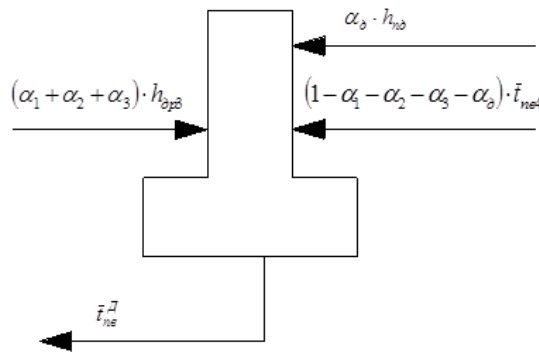


Рисунок 2.6 – Схема баланса для деаэратора

Относительный расход для деаэратора в таком случае будет равняться:

$$a_d = \frac{\bar{t}_{\text{ПВ}}^{\text{д}} - (a_1 + a_2 + a_3) \cdot h_{\text{др3}} - (1 - a_1 - a_2 - a_3) \cdot \bar{t}_{\text{ПВ4}}}{h_{\text{от3}} - \bar{t}_{\text{ПВ4}}} \quad (2.39)$$

где $\bar{t}_{\text{ПВ}}^{\text{д}}$ – энтальпия воды после деаэратора, кДж/кг;
 $h_{\text{др3}}$ – энтальпия конденсата пара с ПВД-3, кДж/кг;
 $\bar{t}_{\text{ПВ4}}$ – энтальпия воды на входе в деаэратор, кДж/кг;
 $h_{\text{от3}}$ – энтальпия пара третьего отбора, кДж/кг;

$$a_d = \frac{670,5 - (0,0547 + 0,0497 + 0,046) \cdot 819,2 - (1 - 0,0547 - 0,0497 - 0,046) \cdot 627,2}{2970 - 627,2} = 0,0062$$

Для ПНД:

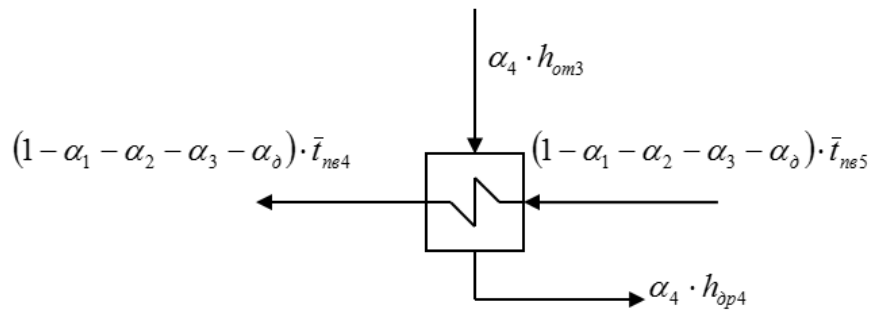


Рисунок 2.7 – Схема баланса для ПНД

Относительный расход для ПНД в таком случае будет равняться:

$$a_4 = \frac{(1 - a_1 - a_2 - a_3 - a_d) \cdot (\bar{t}_{пв4} - \bar{t}_{пв5})}{h_{от3} - h_{др4}} \quad (2.40)$$

где $\bar{t}_{пв4}$ – энтальпия воды на выходе из ПНД, кДж/кг;

$\bar{t}_{пв5}$ – энтальпия воды на входе в ПНД, кДж/кг;

$h_{от3}$ – энтальпия пара третьего отбора, кДж/кг;

$h_{др4}$ – энтальпия конденсата пара с ПНД, кДж/кг;

$$a_4 = \frac{(1 - 0,0547 - 0,0497 - 0,046 - 0,0062) \cdot (627,2 - 440,2)}{2970 - 644,4} = 0,0678$$

Относительный расход ХОВ, которая добавляется в цикл для восполнения потерь рабочего тела $a_{хов} = 0,2$.

Для ПХОВ:

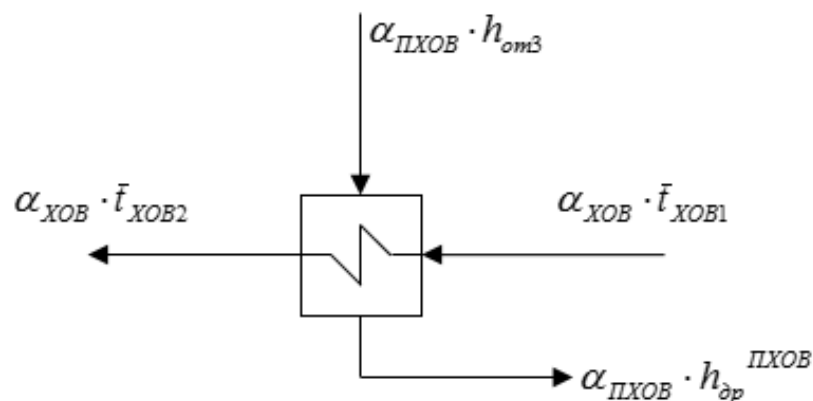


Рисунок 2.8 – Схема баланса для ПХОВ

Относительный расход для ПХОВ в таком случае будет равняться:

$$a_{\text{ПХОВ}} = \frac{a_{\text{ХОВ}} \cdot (\bar{t}_{\text{ХОВ2}} - \bar{t}_{\text{ХОВ1}})}{h_{\text{от3}} - h_{\text{др}}^{\text{ПХОВ}}} \quad (2.41)$$

где $\bar{t}_{\text{ХОВ2}}$ – энтальпия воды после ПХОВ, кДж/кг;

$\bar{t}_{\text{ХОВ1}}$ – энтальпия воды на входе в ПХОВ, кДж/кг;

$h_{\text{от3}}$ – энтальпия пара третьего отбора, кДж/кг;

$h_{\text{др}}^{\text{ПХОВ}}$ – энтальпия пара после ПХОВ, кДж/кг;

$$a_{\text{ПХОВ}} = \frac{0,2 \cdot (397,2 - 167,6)}{2970 - 439,2} = 0,0181$$

Для ПОК в виду того, что обратный конденсат поступает в количестве 50% от пара, отбираемого на производство, то $a_{\text{ОК}} = 0,5$.

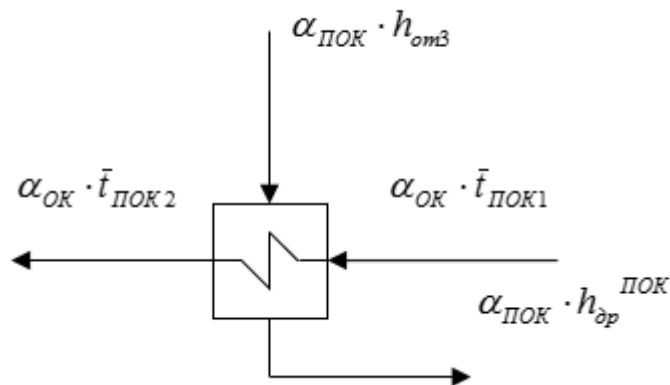


Рисунок 2.9 – Схема баланса для ПОК

Относительный расход для ПОК в таком случае будет равняться:

$$a_{\text{ПОК}} = \frac{a_{\text{ОК}} \cdot (\bar{t}_{\text{ПОК2}} - \bar{t}_{\text{ПОК1}})}{h_{\text{от3}} - h_{\text{др}}^{\text{ПОК}}} \quad (2.42)$$

где $\bar{t}_{\text{ПОК2}}$ – энтальпия обратного конденсата после ПОК, кДж/кг;

$\bar{t}_{\text{ПОК1}}$ – энтальпия обратного конденсата на входе в ПОК, кДж/кг;

$h_{\text{от3}}$ – энтальпия пара третьего отбора, кДж/кг;

$h_{\text{др}}^{\text{ПОК}}$ – энтальпия пара после ПОК, кДж/кг;

$$a_{\text{ПОК}} = \frac{0,5 \cdot (397,2 - 251,2)}{2970 - 439,2} = 0,0286$$

Для атмосферного деаэратора:

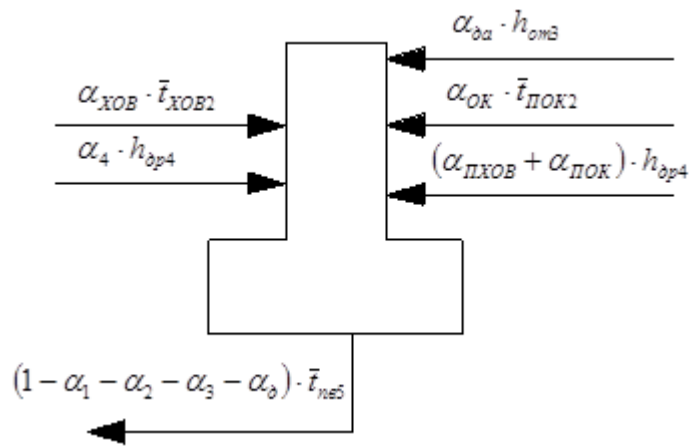


Рисунок 2.10 – Схема баланса для атмосферного деаэрата

Относительный расход для ДА в таком случае будет равняться:

$$a_{\text{да}} = \frac{(1 - a_1 - a_2 - a_3 - a_d) \bar{t}_{\text{пв5}} - a_{\text{хов}} \cdot \bar{t}_{\text{хов2}} - a_4 \cdot h_{\text{др4}} - a_{\text{ок}} \cdot \bar{t}_{\text{пок2}} - (a_{\text{пхов}} + a_{\text{пок}}) \bar{t}_{\text{др4}}}{h_{\text{от3}}} \quad (2.43)$$

где $\bar{t}_{\text{пв5}}$ – энтальпия воды после ДА, кДж/кг;

$\bar{t}_{\text{хов2}}$ – энтальпия воды после ПХОВ, кДж/кг;

$h_{\text{др4}}$ – энтальпия конденсата пара с ПНД, кДж/кг;

$\bar{t}_{\text{пок2}}$ – энтальпия обратного конденсата после ПОК, кДж/кг;

$h_{\text{от3}}$ – энтальпия пара третьего отбора, кДж/кг;

$$a_{\text{да}} = \frac{(1 - 0,1566)440,2 - 0,2 \cdot 397,2 - 0,0678 \cdot 644,4 - 0,5 \cdot 397,2 - (0,047) \cdot 2}{2970} = 0,0097$$

Далее необходимо произвести расчет работы и расхода пара в турбину.

Для этого найдем сумму относительных отборов на выхлопе турбины:

$$a_{\text{вых}} = a_1 + a_2 + a_3 + a_4 + a_d + a_{\text{да}} + a_{\text{пок}} + a_{\text{пхов}} \quad (2.44)$$

$$a_{\text{вых}} = 0,0547 + 0,0497 + 0,046 + 0,0678 + 0,0062 + 0,0097 + 0,0286 + 0,0181 = 0,1767$$

Работа расширения пара в турбине, кДж/кг:

$$L = 1 \cdot (h_0 - h_{\text{от1}}) + (1 - a_1) \cdot (h_{\text{от1}} - h_{\text{от2}}) + (1 - a_1 - a_2) \cdot (h_{\text{от2}} - h_{\text{от3}}) \quad (2.45)$$

$$L = (3487 - 3196) + (1 - 0,0547) \cdot (3196 - 3086) + (0,8956) \cdot (3086 - 2970) = 534,74$$

Расход пара в турбине, кг/с:

$$D_0 = \frac{N_3 \cdot 10^3}{L \cdot \eta_{oi}} \quad (2.46)$$

$$D_0 = \frac{100000 \cdot 10^3}{534,74 \cdot 0,88} = 208,99$$

Погрешность составляет, %:

$$D_0 = \frac{D_0 - D_{\text{НОМ}}}{D_{\text{НОМ}}} \cdot 100 \quad (2.47)$$

$$D_0 = \frac{208,99 - 211,11}{211,11} \cdot 100 = 0,9$$

Необходимо определить расход пара в каждом отборе.
Расход пара в первом отборе, кг/с:

$$D_1 = D_0 \cdot a_1 \quad (2.48)$$

$$D_1 = 208,99 \cdot 0,0547 = 11,43$$

Расход пара во втором отборе, кг/с:

$$D_2 = D_0 \cdot a_2 \quad (2.49)$$

$$D_2 = 208,99 \cdot 0,0497 = 10,39$$

Расход пара в третьем отборе, кг/с:

$$D_3 = D_0 \cdot a_3 \quad (2.50)$$

$$D_3 = 208,99 \cdot 0,046 = 9,61$$

Расход пара на ПНД, кг/с:

$$D_{\text{пнд}} = D_0 \cdot a_4 \quad (2.51)$$

$$D_{\text{пнд}} = 208,99 \cdot 0,0678 = 14,17$$

Расход пара на деаэрактор, кг/с:

$$D_{\text{д}} = D_0 \cdot a_{\text{д}} \quad (2.52)$$

$$D_{\text{д}} = 208,99 \cdot 0,00616 = 1,29$$

Расход пара на атмосферный деаэрактор, кг/с:

$$D_{\text{да}} = D_0 \cdot a_{\text{да}} \quad (2.53)$$

$$D_{\text{да}} = 208,99 \cdot 0,0097 = 1,46$$

Расход пара на подогреватель ХОВ, кг/с:

$$D_{\text{ПХОВ}} = D_0 \cdot a_{\text{ПХОВ}} \quad (2.54)$$

$$D_{\text{ПХОВ}} = 208,99 \cdot 0,01814 = 3,79$$

Расход пара на подогреватель обратного конденсата, кг/с:

$$D_{\text{ПОК}} = D_0 \cdot a_{\text{ПОК}} \quad (2.54)$$

$$D_{\text{ПОК}} = 208,99 \cdot 0,0288 = 6,04$$

Расход пара на выхлопе турбины, кг/с:

$$D_{\text{ВЫХЛОП}} = D_0 - D_1 - D_2 - D_3 - D_{\text{ПНД}} - D_{\text{д}} - D_{\text{да}} - D_{\text{ПХОВ}} - D_{\text{ПОК}} \quad (2.55)$$

$$D_{\text{ВЫХЛОП}} = 208,99 - 11,43 - 10,39 - 9,61 - 14,17 - 1,29 - 1,46 - 3,79 - 6,04 = 150,81$$

Расход тепла на турбоустановку, кВт:

$$Q_{\text{ТУ}} = D_{\text{Т}} \cdot (i_0 - \bar{t}_{\text{ПВ}}) \quad (2.56)$$

где $D_{\text{Т}}$ – расход пара на турбоустановку, кг/с;

i_0 – энтальпия пара на входе в турбину, кДж/кг;

$\bar{t}_{\text{ПВ}}$ – энтальпия питательной воды, кДж/кг;

$$Q_{\text{ТУ}} = 208,99 \cdot (3487 - 1039,4) = 511523,924$$

Расход тепла турбоустановкой на производство электроэнергии принимается $Q_{\text{ТУ}}^{\text{э}} = Q_{\text{ТУ}} = 511523,924$ кВт.

Тепловая нагрузка котла принимается равной расходу тепла на турбоустановку $Q_{\text{пе}} = Q_{\text{ТУ}} = 511523,924$ кВт.

Полный расход натурального топлива считается по формуле, кг/с:

$$B = \frac{Q_{\text{пе}}}{Q_{\text{р}}^{\text{н}} \cdot \eta_{\text{пг}}} \quad (2.57)$$

где $Q_{\text{р}}^{\text{н}} = 15280$ кДж/кг – теплота сгорания угля;

$\eta_{\text{пг}} = 0,91$ – КПД котла;

$$B = \frac{511523,924}{15280 \cdot 0,91} = 36,787$$

Полный расход условного топлива считается по формуле, кг/с:

$$B_{\text{усл}} = \frac{Q_{\text{пе}}}{Q_{\text{р.усл}}^{\text{н}} \cdot \eta_{\text{пг}}} \quad (2.58)$$

где $Q_{\text{р.усл}}^{\text{н}} = 29310$ кДж/кг – теплота сгорания условного топлива;

$$B_{\text{усл}} = \frac{511523,924}{29310 \cdot 0,91} = 19,18$$

Принимая мощность собственных нужд блока 4%, отпущенная мощность составляет, кВт:

$$W_{\text{отп}} = W_{\text{э}} - e_{\text{с.н.}} \cdot W \quad (2.59)$$

где $W_{\text{э}}$ – мощность, снимаемая с шин генератора, кВт;

$e_{\text{с.н.}}$ – доля собственных нужд блока, %;

$$W_{\text{отп}} = 100000 - 0,04 \cdot 100000 = 96000$$

Удельный расход топлива на выработку электроэнергии, кг/(кВт·ч):

$$b_{\text{т}} = \frac{B}{W_{\text{отп}}} \cdot 3600 \quad (2.60)$$

$$b_{\text{т}} = \frac{36,787}{96000} \cdot 3600 = 1,38$$

2.3 Сравнение потенциалов турбин

Для сравнительной оценки потенциалов потоков необходимо провести аналогичный тепловой расчет турбин ПТ-25/90 (рис. 2.11); ПТ-60/90 (рис. 2.12); Р-85-8,8/0,2 (рис. 2.13); Р-100-140 (рис. 2.14) с целью определить расходы пара на производство и необходимый расход циркуляционной воды на конденсаторы.

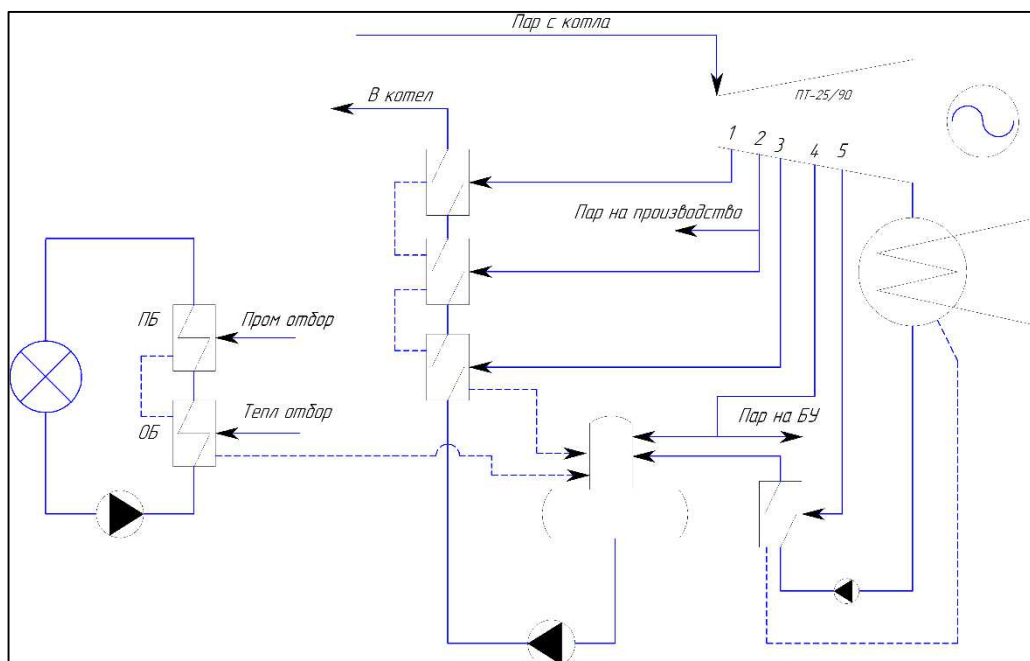


Рисунок 2.11 – ПТС турбины ПТ-25/90

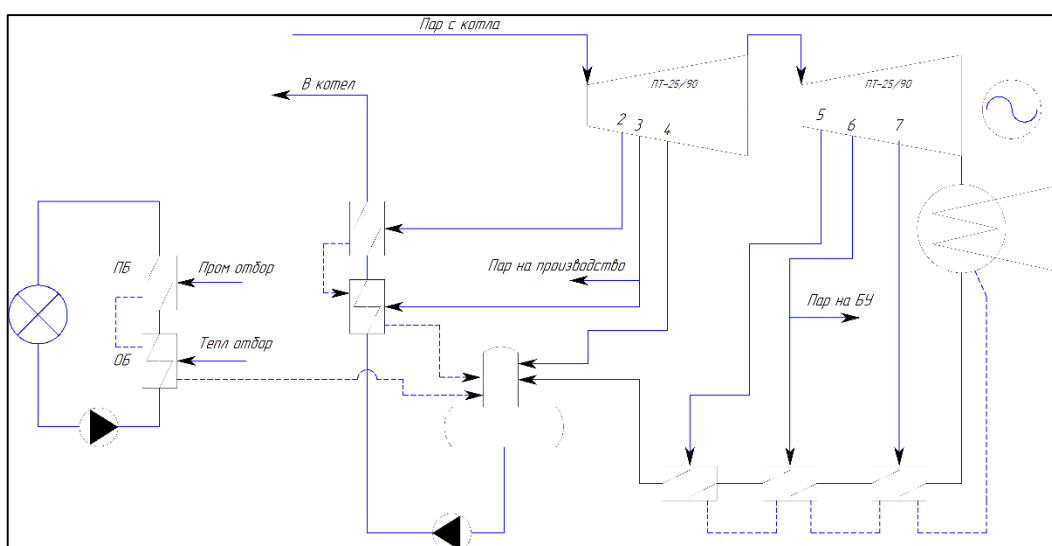


Рисунок 2.12 – ПТС турбины ПТ-60/90

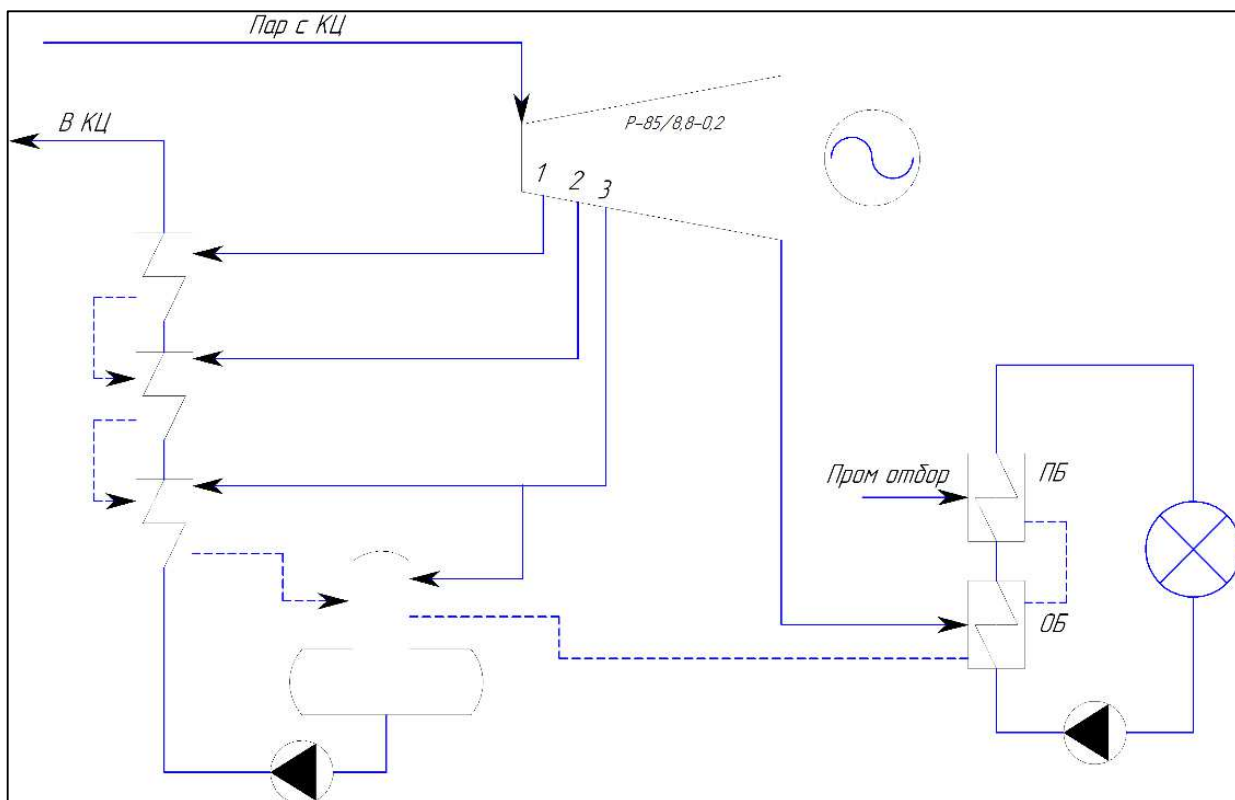


Рисунок 2.13 – ПТС турбины P-85/8,8-0,2

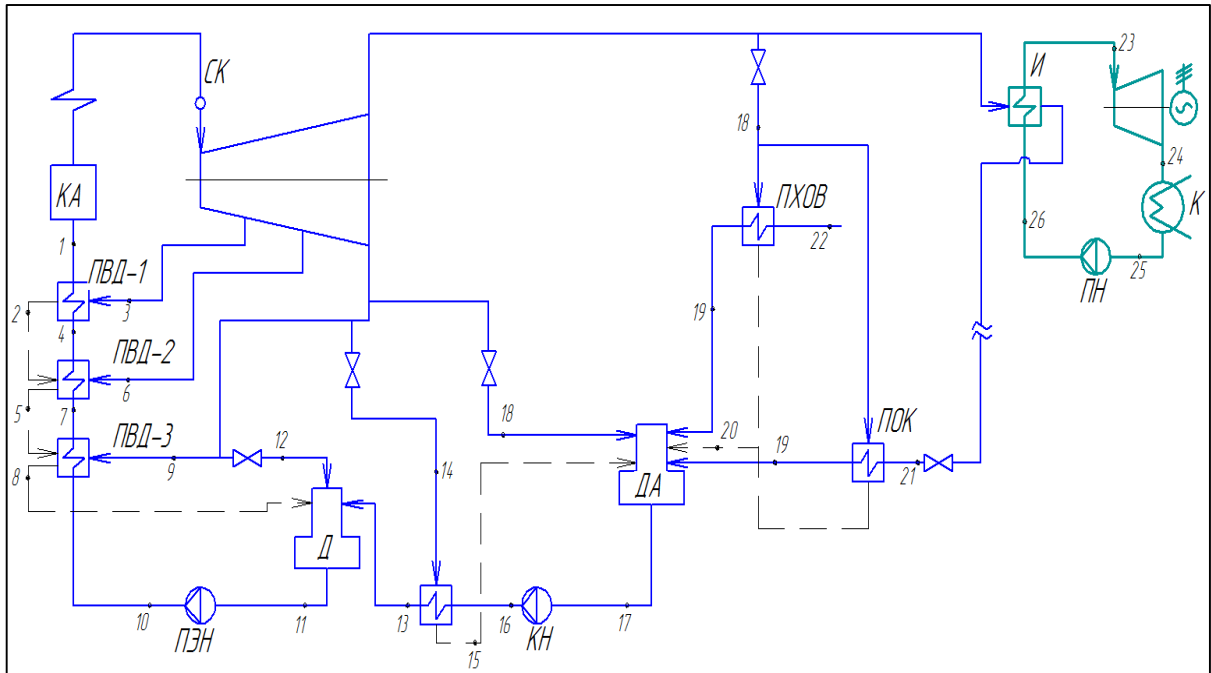
Результаты расчета представлены в таблице 2.7

Таблица 2.7 – Определенные расходы пара

Турбина	D ПВД-1, т/ч	D ПВД-2, т/ч	D ПВД-3, т/ч	D Деаэратор, т/ч	D ПНД-1, т/ч	D ПНД-2, т/ч	D ПНД-3, т/ч	D Пром, т/ч	D Тепл, т/ч
Пт-25	12,7	13	5,4	9,3	0,559	-	-	102	54
Пт-60	17,8	12,23	9,9	15,023	6,48	6,3	2,27	200	119
Пт-65	19	18,3	-	15,6	1,9	12,3	20,3	155	131
P-85	22,12	19,3	13,33	16,74	-	-	-	-	300

2.4 Расчет ОЦР блока на производственном паре

Параметры низкопотенциального источника тепла, необходимые для расчетов, приведены в таблице 2.8, а также расчётная схема на рисунке 2.14.



КА – котельный агрегат, ПВД – подогреватель высокого давления, ПЭН – питательный электронасос, Д – деаэратор, ДА – деаэратор атмосферный, ПХОВ – подогрев хим. очищенной воды, ПОК – подогрев обратного конденсата, И – испаритель фреона, К – конденсатор, ПН – питательный насос

Рисунок 2.14– Принципиальная тепловая схема ПТУ Р-100-130/15 с ОЦР модулем.

Таблица 2.8 – Параметры низкопотенциального источника тепла

Расход пара, кг/с	Давление пара на выхлопе турбины, МПа	Температура конденсации на входе, °С	Температура конденсата на выходе, °С
150,81	1,45	196	60

Был произведен расчет и найдено оптимальное рабочее давление метанола с температурой испарения 192 °С, недогрев составил 4 °С.

КПД ОЦР установки находится по следующей формуле:

$$\eta_{\text{оцр}} = \frac{h_{23} - h_{24}}{h_{23} - h_{26}} \quad (2.61)$$

где h_{23} – энтальпия насыщенного пара, кДж/кг;

h_{24} – энтальпия пара после выхода ОЦР турбины, кДж/кг;

h_{26} – энтальпия жидкости на входе в испаритель, кДж/кг;

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

$$h_{23} = f(t_{\text{исп}}, x_1) = 541,84 \quad (2.62)$$

где $t_{\text{исп}} = 192^\circ\text{C}$ – температура испарения рабочего тела, принимается как разность температур конденсации пара при давлении $P = 1,45$ МПа и недогрев, принимаемый $\delta = 4^\circ\text{C}$;

$x_1 = 1$ – степень сухости рабочего тела;

Энтальпия пара на выходе ОЦР турбины, кДж/кг, определяется по формуле:

$$h_{24} = h_{23} - (h_{23} - h_{24\text{ад}}) \cdot \eta_{oi} \quad (2.63)$$

где $h_{24\text{ад}}$ – энтальпия пара на выходе ОЦР турбины при теоретическом процессе расширения;

$\eta_{oi} = 0,9$ – КПД ОЦР турбины;

При теоретическом расширении энтальпия находится как функция:

$$h_{24\text{ад}} = f(s_1, P_{\text{конд}}) = 469,382 \quad (2.64)$$

где $s_{23} = 1,87$ кДж/кг · К – энтропия теоретического процесса расширения;

$P_{\text{конд}} = 0,1329$ МПа – давление рабочего тела в конденсаторе;

По итогу энтальпия пара на выходе ОЦР турбины, кДж/кг:

$$h_{24} = 541,84 - (541,84 - 469,382) \cdot 0,9 = 477,40$$

Энтальпия жидкости на входе в испаритель, кДж/кг, определяется как функция:

$$h_{26} = f(P_{23}, s_{25}) = 245,98 \quad (2.65)$$

где $P_{23} = 1,3529$ МПа – давление рабочего тела после насоса, определяется как функция $f(t_{\text{исп}}, x_0)$;

$s_{25} = 1,16$ кДж/кг · К – энтропия рабочей жидкости после конденсации, определяется как функция $f(P_{\text{конд}}, x_0)$;

В результате КПД ОЦР получился:

$$\eta_{\text{оцр}} = \frac{541,84 - 477,40}{541,84 - 245,98} = 0,21$$

Мощность ОЦР установке находится по формуле, МВт:

$$N_{\text{оцр}} = Q_{\text{исп}} \cdot \eta_{\text{оцр}} \quad (2.66)$$

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

Мощность теплового потока в испарителе ОЦР контура, МВт, определяется по формуле:

$$Q_{\text{исп}} = D_{\text{вых}} \cdot (\bar{t}_{\text{вх.тепл}} - \bar{t}_{\text{вых.тепл}}) \cdot \eta_{\text{исп}} \quad (2.67)$$

где $D_{\text{вых}} = 150,81$ кг/с – расход теплоносителя;

$\bar{t}_{\text{вх.тепл}} = 834,41$ кДж/кг – энтальпия теплоносителя на входе в испаритель, определяется как функция $f(P_{\text{вх.тепл}}, t_{\text{вх.тепл}})$, где $P_{\text{вх.тепл}} = 1,45$ МПа, $t_{\text{вх.тепл}} = 196$ °С;

$\bar{t}_{\text{вых.тепл}} = 252,355$ кДж/кг – энтальпия теплоносителя на выходе из испарителя, определяется как функция $f(P_{\text{вых.тепл}}, t_{\text{вых.тепл}})$, где $P_{\text{вых.тепл}} = 1,45$ МПа, $t_{\text{вых.тепл}} = 60$ °С;

$\eta_{\text{исп}} = 0,98$ – КПД испарителя;

В конечном счете, мощность теплового потока в испарителе ОЦР контура, МВт:

$$Q_{\text{исп}} = 150,81 \cdot (834,414 - 252,355) \cdot 0,98 = 86$$

Мощность ОЦР установки, МВт:

$$N_{\text{оцр}} = 86 \cdot 0,21 = 18,06$$

Значения параметров рабочего тела в ОЦР контуре приведены в таблице 2.9.

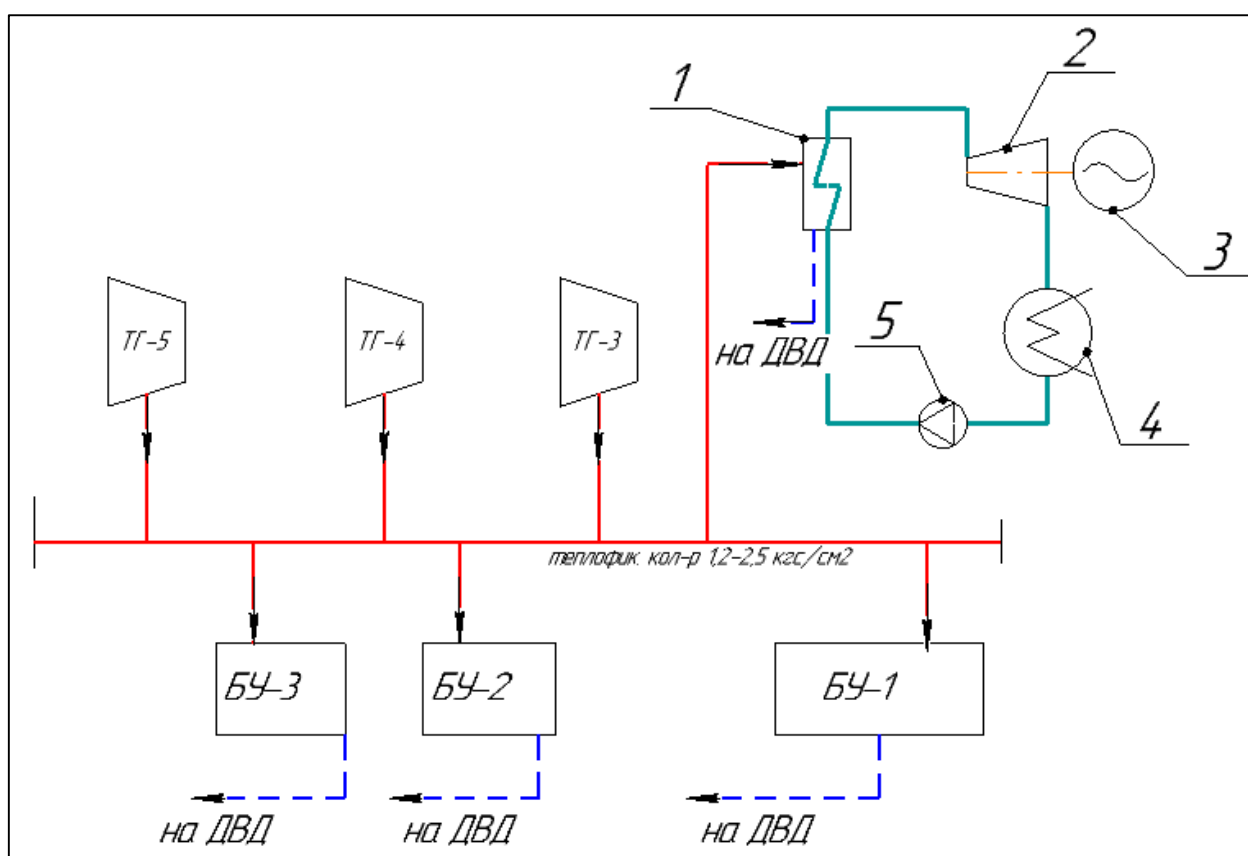
Таблица 2.9 – Параметры рабочего тела в ОЦР контуре

Номер точки	Температура, °С	Давление, МПа	Энтальпия, кДж/кг	Энтропия, кДж/(кг · К)
23	192	3,508	541,84	1,87
24	55,14	0,133	477,4	1,89
25	40	0,133	245,98	1,16
26	40	3,508	248,77	1,16

Таблица 2.10 – Сравнение потенциалов турбин и удельных расходов топлива

Турбина	Расход пара в производство, т/ч	Тепло пром. пара, мвт	Потенциал для ОЦР, мвт	Уд расх на э\э до	Уд расх на э\э после	Δ, %
ПТ-25	102	58,45	3,41	1,086	0,956	11,97
ПТ-60	200	114,608	6,69	0,267	0,237	11,24
ПТ-65	155	88,82	5,18	0,215	0,189	12,09
Р-100	600	309,55	18,06	1,38	1,162	15,80

2.5 Расчет ОЦР блока на теплофикационном паре



1 – Испаритель, 2 – ОЦР-турбина, 3 – Электрогенератор, 4 – Конденсатор, 5 – Питательный насос.

Рисунок 2.15 – ПТС ОЦР на теплофикационном паре

Таблица 2.11 – Параметры теплофикационного коллектора

Параметр	Значение
Давление	1,2-2,5 кгс/см ²
Температура	120-140
Количество турбин на коллектор	8
Суммарный расход пара на коллектор	1200 т/ч

Был произведен расчет и найдено оптимальное рабочее тело метанол с температурой испарения 140 °С, недогрев составил 1 °С.

КПД ОЦР установки находится по следующей формуле:

$$\eta_{\text{оцр}} = \frac{h_{23} - h_{24}}{h_{23} - h_{26}} \quad (2.68)$$

где h_{23} – энтальпия насыщенного пара, кДж/кг;

h_{24} – энтальпия пара после на выходе ОЦР турбины, кДж/кг;

h_{26} – энтальпия жидкости на входе в испаритель, кДж/кг;

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

$$h_{23} = f(t_{\text{исп}}, x_1) = 589 \quad (2.69)$$

где $t_{\text{исп}} = 140$ °С – температура испарения рабочего тела, принимается как разность температур конденсации пара при давлении $P = 1,2$ кгс/см² и недогрев, принимаемый $\delta = 1$ °С;

$x_1 = 1$ – степень сухости рабочего тела;

Энтальпия пара на выходе ОЦР турбины, кДж/кг, определяется по формуле:

$$h_{24} = h_{23} - (h_{23} - h_{24\text{ад}}) \cdot \eta_{oi} \quad (2.70)$$

где $h_{24\text{ад}}$ – энтальпия пара на выходе ОЦР турбины при теоретическом процессе расширения;

$\eta_{oi} = 0,9$ – КПД ОЦР турбины;

При теоретическом расширении энтальпия находится как функция:

$$h_{24\text{ад}} = f(s_1, P_{\text{конд}}) = 529 \quad (2.71)$$

где $s_{23} = 1,88$ кДж/кг · К – энтропия теоретического процесса расширения;

$P_{\text{конд}} = 0,94$ бар – давление рабочего тела в конденсаторе;

По итогу энтальпия пара на выходе ОЦР турбины, кДж/кг:

$$h_{24} = 589 - (589 - 529) \cdot 0,9 = 476,1$$

Энтальпия жидкости на входе в испаритель, кДж/кг, определяется как функция:

$$h_{26} = f(P_{23}, s_{25}) = 234,2 \quad (2.72)$$

где $P_{23} = 15,1$ бар – давление рабочего тела после насоса, определяется как функция $f(t_{\text{исп}}, x_0)$;

$s_{25} = 1,12$ кДж/кг · К – энтропия рабочей жидкости после конденсации, определяется как функция $f(P_{\text{конд}}, x_0)$;

В результате КПД ОЦР получился:

$$\eta_{\text{оцр}} = \frac{529 - 472,1}{529 - 234,2} = 0,193$$

Мощность ОЦР установке находится по формуле, МВт:

$$N_{\text{оцр}} = Q_{\text{исп}} \cdot \eta_{\text{оцр}} \quad (2.73)$$

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

Мощность теплового потока в испарителе ОЦР контура, МВт, определяется по формуле:

$$Q_{\text{исп}} = D_{\text{вых}} \cdot (\bar{t}_{\text{вх.тепл}} - \bar{t}_{\text{вых.тепл}}) \cdot \eta_{\text{исп}} \quad (2.74)$$

где $D_{\text{вых}} = 100$ кг/с – расход теплоносителя;

$\bar{t}_{\text{вх.тепл}} = 2755,2$ кДж/кг – энтальпия теплоносителя на входе в испаритель, определяется как функция $f(P_{\text{вх.тепл}}, t_{\text{вх.тепл}})$, где $P_{\text{вх.тепл}} = 1,2$ кгс/см², $t_{\text{вх.тепл}} = 140$ °С;

$\bar{t}_{\text{вых.тепл}} = 589,2$ кДж/кг – энтальпия теплоносителя на выходе из испарителя, определяется как функция $f(P_{\text{вых.тепл}}, t_{\text{вых.тепл}})$, где $P_{\text{вых.тепл}} = 1,2$ кгс/см², $t_{\text{вых.тепл}} = 104$ °С;

$\eta_{\text{исп}} = 0,98$ – КПД испарителя;

В конечном счете, мощность теплового потока в испарителе ОЦР контура, МВт:

$$Q_{\text{исп}} = 27,7 \cdot (2755,2 - 589,2) \cdot 0,98 = 59,9$$

Мощность ОЦР установки, МВт:

$$N_{\text{оцр}} = 59,9 \cdot 0,193 = 11,5$$

2.6 Расчет котельных агрегатов ПК-10Ш, ПК-10Ш2, БКЗ-320/140

Таблица 2.12 – Исходные данные

Прототип котла	БКЗ – 320 – 140
Топливо	Бородинское месторождение 1Б
Паропроизводительность	$D_{пе} = 320$ т/ч
Давление острого пара	$P_{пе} = 13,8$ МПа
Температура острого пара	$t_{пе} = 545$ °С
Температура питательной воды	$t_{пв} = 215$ °С
Температура уходящих газов	$t_{ух.г.} = 168$ °С
Температура холодного воздуха	$t_{х.в.} = 20$ °С

2.6.1 Расчетные характеристики заданного топлива

Расчетные характеристики топлива приведены в таблице 2.13.

Таблица 2.13 – Расчетные характеристики топлива

Бассейн, месторождение	Марка топлива	Рабочая масса топлива, %							Выход летучих, %	Теплота сгорания топлива, кДж/кг	Температуры плавления зола, °С		
		W ^p	A ^p	S ^p	C ^p	M	N ^p	O ^p			t ₁	t ₂	t ₃
Канско- Ачинский, Бородинское	Б1	40	13,2	0,3	33,5	2,2	0,5	10,3	44	11390	1170	1270	1360

2.6.2 Коэффициент избытка воздуха в газовом тракте котла

Значение коэффициента избытка воздуха на выходе из топки выбирается в зависимости от вида сжигаемого топлива и топчного устройства.

$$\alpha_T = 1,15$$

Присосы холодного воздуха по газходам парогенератора принимаются следующими:

$\Delta\alpha_{пл}$ – присос холодного воздуха в пылесистеме

$$\Delta\alpha_{пл} = 0,04$$

$\Delta\alpha_T$ – присос холодного воздуха в топке

$$\Delta\alpha_T = 0,06$$

$\Delta\alpha_{пп}$ – присос холодного воздуха в пароперегревателе

$$\Delta\alpha_{пп} = 0,03$$

$\Delta\alpha_{вЭК}$ – присос холодного воздуха в водяном экономайзере

$$\Delta\alpha_{вЭК} = 0,02$$

$\Delta\alpha_{вЗП}$ – присос холодного воздуха в воздухоподогревателе

$$\Delta\alpha_{\text{ВЗП}} = 0,03$$

Коэффициент избытка холодного воздуха после конвективного пароперегревателя определяется по следующему выражению:

$$\begin{aligned}\alpha''_{\text{пп}} &= \alpha_{\text{т}} + \Delta\alpha_{\text{пп}} \\ \alpha''_{\text{пп}} &= 1,15 + 0,03 = 1,18\end{aligned}\quad (2.75)$$

Коэффициент избытка холодного воздуха после водяного экономайзера определяется по следующему выражению:

$$\begin{aligned}\alpha''_{\text{ВЭК}} &= \alpha''_{\text{пп}} + \Delta\alpha_{\text{ВЭК}} \\ \alpha''_{\text{ВЭК}} &= 1,18 + 0,02 = 1,20\end{aligned}\quad (2.76)$$

Коэффициент избытка холодного воздуха после воздухоподогревателя определяется по следующему выражению:

$$\begin{aligned}\alpha''_{\text{ВЗП}} &= \alpha''_{\text{ВЭК}} + \Delta\alpha_{\text{ВЗП}} \\ \alpha''_{\text{ВЗП}} &= 1,25 + 0,03 = 1,28\end{aligned}\quad (2.77)$$

Найденные значения коэффициентов избытка воздуха используются в нахождении действительное объема воздуха, а также действительного объема продуктов сгорания после каждой поверхности нагрева.

2.6.3 Расчет объемов и энтальпий воздуха и продуктов сгорания

Теоретический объем воздуха, $V_{\text{в}}^0, \text{м}^3/\text{кг}$, для сжигания одного кг твердого топлива, определяется по следующему выражению:

$$V_{\text{в}}^0 = 0,0889(C^{\text{р}} + 0,375 \cdot S^{\text{р}}) + 0,265 \cdot H^{\text{р}} - 0,0333 \cdot O^{\text{р}} \quad (2.78)$$

где $C^{\text{р}}$ – количество углерода на рабочую массу топлива, %, см. таблицу (2.13);

$S^{\text{р}}$ – количество серы на рабочую массу топлива, %, см. таблицу (2.13);

$H^{\text{р}}$ – количество водорода на рабочую массу топлива, %, см. таблицу (2.13);

$O^{\text{р}}$ – количество кислорода на рабочую массу топлива, %, см. таблицу (2.13).

$$V_{\text{в}}^0 = 0,0889(33,5 + 0,375 \cdot 0,3) + 0,265 \cdot 2,2 - 0,0333 \cdot 10,3 = 3,228$$

Объем азота, $\text{м}^3/\text{кг}$, определяется по следующему выражению:

$$V_{\text{N}_2}^0 = 0,79 \cdot V_{\text{в}}^0 + 0,8 \cdot \frac{N^{\text{р}}}{100} \quad (2.79)$$

где $V_{\text{в}}^0$ – теоретически необходимый объем воздуха при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$, $\text{м}^3/\text{кг}$, см. формулу (6);

$N^{\text{р}}$ – количество азота на рабочую массу топлива, %, см. таблицу (2.80).

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot 3,22 + 0,8 \frac{0,5}{100} = 2,55$$

Объем трехатомных газов, м³/кг, определяется по следующей формуле:

$$V_{RO_2} = 1,866 \frac{C^P + 0,375 \cdot S^P}{100} \quad (2.81)$$

где C^P – количество углерода на рабочую массу топлива, %, см. таблицу (2.13);
 S^P – количество серы на рабочую массу топлива, %, см. таблицу (2.13).

$$V_{RO_2} = 1,866 \frac{33,5 + 0,375 \cdot 0,3}{100} = 0,63$$

Объем водяных паров для твердого топлива, м³/кг, определяется по следующему выражению:

$$V_{H_2O}^0 = 0,111 \cdot H^P + 0,0124 \cdot W^P + 0,0161 \cdot V_B^0 \quad (2.82)$$

где H^P – количество водорода на рабочую массу топлива, %, см. таблицу (2.13);

W^P – влажность топлива на рабочую массу, %, см. таблицу (2.13);

V_B^0 – теоретически необходимый объем воздуха при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$, м³/кг, см. формулу (2.13).

$$V_{H_2O}^0 = 0,111 \cdot 2,2 + 0,0124 \cdot 40 + 0,0161 \cdot 3,22 = 0,79 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Суммарный объём дымовых газов, м³/кг, находим по формуле:

$$V_{\Gamma}^0 = V_{N_2}^0 + V_{RO_2} + V_{H_2O}^0 \quad (2.83)$$

$$V_{\Gamma}^0 = 2,55 + 0,63 + 0,79 = 3,97 \text{ м}^3/\text{кг}$$

2.6.4 Действительные объемы продуктов сгорания

Объем газов, их масса, а также концентрация угольной пыли, подсчитанные для различных участков газохода, занесены в таблицу 2.14.

Таблица 2.14 – Объёмы продуктов сгорания, объёмные доли трехатомных газов и концентрация золовых частиц

Название величины и ее обозначение	Топочная камера	ПП	ВЭК	ВЗП
Коэффициент избытка воздуха за поверхностью нагрева $\alpha'' = \alpha_T + \sum \alpha_i$	1,15	1,18	1,20	1,23
Средний коэффициент избытка воздуха в поверхности нагрева α_{cp}	1,15	1,165	1,19	1,215

Продолжение таблицы 2.14

Название величины и ее обозначение	Топочная камера	ПП	ВЭК	ВЗП
Объём водяных паров, м ³ /кг $V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161 \cdot (\alpha_{cp} - 1) \cdot V_B^0$	0,800	0,801	0,802	0,803
Полный объём газов, м ³ /кг, $V_{\Gamma} = V_{\Gamma}^0 + 1,016 \cdot (\alpha_{cp} - 1) \cdot V_B^0$	4,47	4,51	4,60	4,68
Объёмная доля трёхатомных газов $r_{RO_2} = V_{RO_2} / V_{\Gamma}$	0,14	0,139	0,136	0,134
Объёмная доля водяных паров $r_{H_2O} = V_{H_2O} / V_{\Gamma}$	0,179	0,177	0,174	0,172
Суммарная объёмная доля $r_{\Pi} = r_{RO_2} + r_{H_2O}$	0,320	0,316	0,311	0,306
Масса дымовых газов $G_{\Gamma} = 1 - 0,01 \cdot A^P + 1,306 \cdot \alpha_{cp} \cdot V_B^0$	5,72	5,78	5,89	5,99
Концентрация золовых частиц, кг/кг, $\mu_{зл} = A^P \cdot a_{yH} / 100 \cdot G_{\Gamma}$	0,022	0,022	0,0213	0,0209

2.6.5 Расчет энтальпий воздуха и продуктов сгорания

Энтальпия теоретического объема продуктов сгорания, кДж/кг или кДж/м³, при расчетной температуре ϑ , °С, определяют по формуле:

$$H_{\Gamma}^0 = (V_{RO_2} \cdot c_{RO_2} + V_{H_2O}^0 \cdot c_{H_2O} + V_{N_2}^0 \cdot c_{N_2}) \cdot \vartheta \quad (2.83)$$

Энтальпия воздуха определяется из следующего выражения:

$$H_B^0 = V_B^0 \cdot c_B \cdot \vartheta \quad (2.84)$$

Энтальпия продуктов сгорания при избытке воздуха $\alpha > 1$

$$H_{\Gamma} = H_{\Gamma}^0 + (\alpha - 1)H_B^0 + H_{зл} \quad (2.85)$$

В приведенных формулах $c_B, c_{RO_2}, c_{H_2O}, c_{N_2}$ - теплоемкости соответственно воздуха, трехатомных газов, водяных паров и азота при постоянном давлении, кДж/(м³ · К), значения которых приведены в таблице 4.3 [1]; α – коэффициент избытка воздуха за соответствующей поверхностью нагрева; $H_{зл}$ – энтальпия золы, кДж/кг.

$$H_{зл} = 0,01a_{yH} \cdot A^P \cdot c_{зл} \cdot \vartheta \quad (2.86)$$

где $c_{зл}$ – теплоемкость золы, кДж/кг, значения приведены в таблице 4.3 [1].

Определим приведенную величину уноса золы из топки, % · кг/МДж:

$$a_{\text{пр}} = a_{\text{ун}} \cdot A^{\text{п}} \quad (2.87)$$

где $a_{\text{ун}} = 0,95$ – доля золы, уносимая газами;

$A^{\text{п}}$ – приведенная зольность топлива

$$A^{\text{п}} = \frac{A^{\text{р}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}} \quad (2.88)$$

$$A^{\text{п}} = \frac{13,2}{11,39} = 1,15$$

$$a_{\text{пр}} = 0,95 \cdot 1,15 = 1,1 \% \cdot \text{кг/МДж}$$

Так как приведенная зольность меньше $1,4\% \cdot \text{кг/МДж}$, то энтальпию золы не учитываем.

Подсчитанные значения энтальпий заносим в таблицу 2.15.

Таблица 2.15 – Энтальпия продуктов сгорания

$\vartheta, ^\circ\text{C}$	$H_{\text{г}}^0,$ кДж/кг	$H_{\text{в}}^0,$ кДж/кг	$H_{\text{г}} = H_{\text{г}}^0 + (\alpha'' - 1) \cdot H_{\text{в}}^0$			
			Топка	КПП	ВЭК	ВЗП
100	549,78	426,05			634,99	647,77
200	1114,57	855,65			1285,70	1311,37
300	1695,24	1290,74			1953,39	1992,11
400	2326,80	1750,30			2676,85	2729,36
500	2951,06	2210,16		3348,88	3393,08	3459,39
600	3592,28	2680,66		4074,79	4128,40	4208,82
700	4250,40	3160,43	4724,46	4819,27	4882,48	4977,29
800	4923,39	3647,56	5470,52	5579,94	5652,90	
900	5608,96	4142,73	6230,37	6354,65	6437,50	
1000	6306,54	4643,38	7003,05	7142,35	7235,22	
1100	7015,44	5182,29	7792,78	7948,24		
1200	7733,84	5664,64	8583,53	8753,47		
1300	8462,50	6184,12	9390,11	9575,63		
1400	9196,61	6707,27	10202,70			
1500	9938,74	7232,85	11023,66			
1600	10687,11	7762,56	11851,49			
1700	11443,23	8293,82	12687,29			
1800	12201,34	8825,85	13525,22			
1900	12964,54	9364,63	14369,23			

2.6.6 Экономичность работы парового котла. Расход топлива на котел

Коэффициент полезного действия, %, проектируемого парового котла определяется методом обратного баланса:

$$\eta_{\text{к}} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6) \quad (2.89)$$

Потеря тепла с уходящими газами, %, зависит от заданной температуры уходящих газов $t_{\text{у.г.}}$ и определяется по формуле:

$$q_2 = \frac{H_{\text{ух.г}} - \alpha_{\text{ух.г}} \cdot H_{\text{хв}}^0}{Q_p^p} \cdot (100 - q_4) \quad (2.90)$$

где $H_{\text{ух.г}}$ – энтальпия уходящих газов, кДж/кг, находится методом линейной интерполяции по температуре уходящих газов $\vartheta_{\text{ух.г}} = 155^\circ\text{C}$, по таблице 2.15;

$\alpha_{\text{ух.г}} = 1,23$ – коэффициент избытка воздуха за воздухоподогревателем;

q_4 – потеря тепла от механического недожога, %;

Q_p^p – рабочее располагаемое тепло сгорания топлива, кДж/кг.

$$H_{\text{ух.г}} = H_{100} + (H_{200} - H_{100}) \cdot \left(\frac{\vartheta_{\text{ух.г}} - 100}{100} \right) = 979,57 \text{ кДж/кг} \quad (2.91)$$

$$H_{\text{хв}}^0 = 85,21 \text{ кДж/кг}$$

$$q_4 = 0,5 \% \quad (2.92)$$

Определим потерю тепла с уходящими газами по формуле (16):

$$q_2 = \frac{979,57 - 1,23 \cdot 85,21}{11390} \cdot (100 - 0,5) = 7,64 \%$$

Потеря тепла с химическим недожогом топлива. Для всех пылеугольных котлов данная тепловая потеря равна нулю.

$$q_3 = 0$$

Потеря тепла в окружающую среду q_5 , %, принимается в зависимости от производительности котельного агрегата.

$$q_5 = q_5^H \cdot \frac{D_{\text{пе}}^H}{D_{\text{пе}}} \quad (2.93)$$

где $D_{\text{пе}}$ – паропроизводительность, кг/с, берётся из исходных данных.

$$q_5^H = \frac{(60/D_{\text{ном}})^{0,5}}{\lg(D_{\text{ном}})} \quad (2.94)$$

$$q_5^H = \frac{(60/320)^{0,5}}{\lg(320)} = 0,17 \%$$

Находим потерю тепла в окружающую среду по формуле (19):

$$q_5 = 0,17 \cdot \frac{320}{305} = 0,18 \%$$

Найдём коэффициент сохранения тепла φ :

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{100} \quad (2.95)$$

$$\varphi = 1 - \frac{0,18}{100} = 0,998$$

Потеря теплоты с физическим теплом шлака q_6 , % обязательно учитывается при жидком шлакоудалении, а при твердом шлакоудалении – только в случае для многозольных топлив, когда $A^p > 2,5 \cdot Q_H^p$:

$$2,5 \cdot Q_H^p = 28,475 \quad (2.96)$$

$$A^p = 13,2 \%$$

$$q_6 = 0 \% \quad (2.97)$$

Найдем коэффициент полезного действия, %, котельного агрегата брутто по формуле (15):

$$\eta_{ка}^{бр} = 100\% - (7,64 + 0 + 0,5 + 0,18 + 0) = 91,677 \%$$

2.6.7 Определение расхода топлива на котел

Полный расход топлива определяется из следующего выражения, т/ч:

$$B = \frac{D_{пе} \cdot (h_{пе} - \bar{t}_{пв}) + G_{пр} \cdot (\bar{t}_{пр} - \bar{t}_{пв})}{Q_p^p \cdot \eta_{ка}^{бр}} \quad (2.98)$$

где Q_H^p – рабочее располагаемое тепло сгорания топлива, кДж/кг;

$\eta_{ка}^{бр}$ – коэффициент полезного действия в относительных единицах.

$$B = \frac{305 \cdot (3449,8 - 925,5) + 6,1 \cdot (1628,1 - 925,5)}{11390 \cdot 0,91677} = 74,17 \text{ т/ч}$$

Расчетный расход топлива с учетом механической неполноты сгорания, т/ч:

$$B_p = B \left(1 - \frac{q_4}{100}\right) = 74,17 \cdot \left(1 - \frac{0,5}{100}\right) = 73,77 \text{ т/ч} = 20,59 \text{ кг/с} \quad (2.99)$$

Энтальпия уходящих газов после снижения температуры определяется линейной интерполяцией $v_{yx} = 110^\circ\text{C}$

$$H_{ух.снж} = 1122,45 \text{ кДж/кг}$$

Расход дымовых газов позволит составить балансовое уравнение для нахождения воспринятой теплоты после снижения температуры уходящих газов до $v_{yx} = 110^\circ\text{C}$

$$G_{ух.г} = B_p \cdot V_{Г} = 93,835 \text{ м}^3/\text{с} = 439,148 \text{ т/ч}$$

Тепло воспринятое после снижения температуры уходящими газами:

$$Q_{ух} = G_{ух.г} \cdot (H_{ух} - H_{ух.снж}) = 439,148 \cdot (1435 - 1122,45) = 38,078 \text{ МВт}$$

По аналогии проведем расчет двух котлов. Результаты представлены в сводных таблицах 2.16 в 2.17.

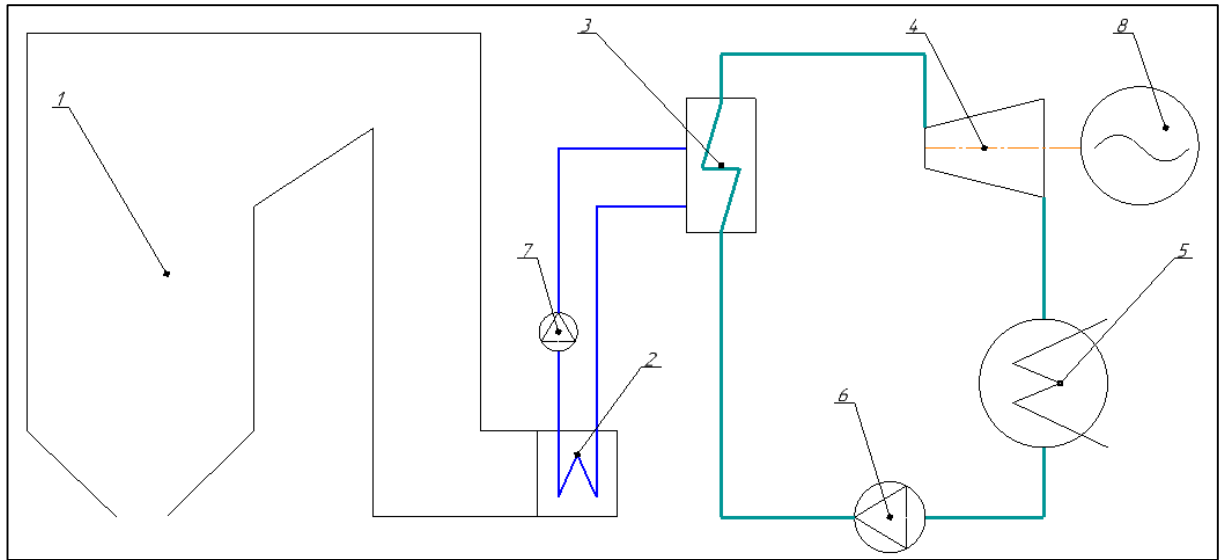
Таблица 2.16 – Данные по результатам расчета ПК-10ш2

Параметр	Значение
Паропроизводительность	$D_{пе} = 230$ т/ч
Давление острого пара	$P_{пе} = 9,8$ МПа
Температура острого пара	$t_{пе} = 550$ °С
Температура питательной воды	$t_{пв} = 210$ °С
Температура уходящих газов	$t_{ух.г.} = 168$ °С
Температура холодного воздуха	$t_{х.в.} = 20$ °С
Энтальпия уходящих газов	$H_{ух} = 1725,9$ кДж/кг
Энтальпия холодного воздуха	$H_{хв.0} = 193,28$ кДж/кг
Теплота сгорания топлива	$Q_{н.р} = 15280$ кДж/кг
Q2	9.5%
Q3	0% %
Q4	0.5
Q5	0.587%
Q6	0.149%
Коэффициент полезного действия	89,3%
Энтальпия перегретого пара	3503,942 кДж/кг
Энтальпия питательной воды	901,487 кДж/кг
Давление питательной воды	12,25 МПа
Давление в барабане котла	10,976 МПа
Полный расход топлива	12,22 кг/с
Расчетный расход топлива	12,161 кг/с
Энтальпия уходящих газов	1725,94 кДж/кг
Энтальпия холодного воздуха	193,28 кДж/кг
Температура снижения угод газов	110 °С
Энтальпия уходящих после снижения	1122,45 кДж/кг
Объемный расход уходящих газов	60,5 м3/с
Массовый расход уходящих газов	283,39 т/ч
Полученная теплота от снижения температуры уходящих до 110	47,5 МВт

Таблица 2.17 – Данные по результатам расчета ПК-10ш

Параметр	Значение
Паропроизводительность	$D_{пе} = 230$ т/ч
Давление острого пара	$P_{пе} = 9,8$ МПа
Температура острого пара	$t_{пе} = 510$ °С
Температура питательной воды	$t_{пв} = 210$ °С
Температура уходящих газов	$t_{ух.г.} = 168$ °С
Температура холодного воздуха	$t_{х.в.} = 20$ °С
Энтальпия уходящих газов	$H_{ух.г.} = 1725,9$ кДж/кг
Энтальпия холодного воздуха	$H_{хв.0} = 193,28$ кДж/кг
Теплота сгорания топлива	$Q_{н.р.} = 15280$ кДж/кг
Q2	9.5%
Q3	0%
Q4	0.5
Q5	0.587%
Q6	0.149%
Коэффициент полезного действия	89,3%
Энтальпия перегретого пара	3403,143 кДж/кг
Энтальпия питательной воды	901,487 кДж/кг
Давление питательной воды	12,25 МПа
Давление в барабане котла	10,976 МПа
Полный расход топлива	11,75 кг/с
Расчетный расход топлива	11,692 кг/с
Энтальпия уходящих газов	1725,94 кДж/кг
Энтальпия холодного воздуха	193,28 кДж/кг
Температура снижения уходящих газов	110 °С
Энтальпия уходящих после снижения	1122,45 кДж/кг
Объемный расход уходящих газов	58,216 м ³ /с
Массовый расход уходящих газов	272,451 т/ч
Полученная теплота от снижения температуры уходящих до 110	45,673 МВт

2.7 Расчет ОЦР блока на уходящих газах



Котельный агрегат, 2 – Рекуператор, 3 – Испаритель, 4 – ОРЦ-турбина, 5 – Конденсатор, 6 – Питательный насос, 7 – Циркуляционный насос.

Рисунок 2.16 - ПТС ОЦР блока на уходящих газах

По аналогичной методике, как и в расчете ОЦР на производственном паре, проведем расчет ОЦР на уходящих газах, на примере котла БКЗ-320/140.

Таблица 2.18 – параметры низкопотенциального источника тепла

Расход уходящих газов котла, кг/с	Температура конденсации на входе, °С	Температура конденсата на выходе, °С
121,96	168	30

Был произведен расчет на предварительном рабочем теле Метанол с температурой испарения 168 °С,

КПД ОЦР установки находится по следующей формуле:

$$\eta_{\text{оцр}} = \frac{h_{23} - h_{24}}{h_{23} - h_{26}} \quad (2.100)$$

где h_{23} – энтальпия уходящих газов, кДж/кг;

h_{24} – энтальпия ух. Газов на выходе ОЦР турбины, кДж/кг;

h_{26} – энтальпия жидкости на входе в испаритель, кДж/кг;

Энтальпия уходящих газов, кДж/кг, определяется линейной интерполяцией.

$$h_{23} = 1434 \quad (2.101)$$

где $t_{\text{исп}} = 168$ °С – температура испарения рабочего тела,

Энтальпия уходящих газов на выходе ОЦР турбины, кДж/кг, определяется линейной интерполяцией по формуле:

$$h_{24} = 1122 \quad (2.102)$$

где $h_{24\text{ад}}$ – энтальпия уходящих газов на выходе ОЦР турбины при теоретическом процессе расширения;

$\eta_{oi} = 0,9$ – КПД ОЦР турбины;

При теоретическом расширении энтальпия находится как функция:

$$h_{24\text{ад}} = f(s_1, P_{\text{конд}}) = 270,3 \quad (2.103)$$

где $s_{23} = 1,24$ кДж/кг · К – энтропия теоретического процесса расширения;

$P_{\text{конд}} = 29$ бар – давление рабочего тела в конденсаторе;

По итогу энтальпия пара на выходе ОЦР турбины, кДж/кг:

$$h_{24} = 268,38$$

Энтальпия жидкости на входе в испаритель, кДж/кг, определяется как функция:

$$h_{26} = f(P_{23}, s_{25}) = 268,38 \quad (2.104)$$

где $P_{23} = 15,17$ бар – давление рабочего тела после насоса, определяется как функция $f(t_{\text{исп}}, x_0)$;

$s_{25} = 1,24$ кДж/кг · К – энтропия рабочей жидкости после конденсации, определяется как функция $f(P_{\text{конд}}, x_0)$;

В результате КПД ОЦР получился:

$$\eta_{\text{оцр}} = \frac{1434 - 1122}{1434 - 268,38} = 0,23$$

Мощность ОЦР установке находится по формуле, МВт:

$$N_{\text{оцр}} = Q_{\text{исп}} \cdot \eta_{\text{оцр}} \quad (2.105)$$

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

Мощность теплового потока в испарителе ОЦР контура, МВт, определяется по формуле:

$$Q_{\text{исп}} = D_{\text{вых}} \cdot (\bar{t}_{\text{вх.тепл}} - \bar{t}_{\text{вых.тепл}}) \cdot \eta_{\text{исп}} \quad (2.106)$$

где $D_{\text{вых}} = 121,98$ кг/с – расход теплоносителя;

$\bar{t}_{\text{вх.тепл}} = 1434$ кДж/кг – энтальпия теплоносителя на входе в испаритель

$\bar{t}_{\text{вых.тепл}} = 1122$ кДж/кг – энтальпия теплоносителя на выходе из испарителя,

$\eta_{\text{исп}} = 0,98$ – КПД испарителя;

В конечном счете, мощность теплового потока в испарителе ОЦР контура, МВт:

$$Q_{\text{исп}} = 121,98 \cdot (1434 - 1122) \cdot 0,98 = 45,6$$

Мощность ОЦР установки, МВт:

$$N_{\text{оцр}} = 45,6 \cdot 0,23 = 10,4$$

2.8 Выбор технического решения

Таблица 2.19 – Сравнение технологий

Основное оборудование	Поток тепла	Температура потока	Снимаемое тепло, МВт	КПД цикла, %	Электрическая мощность, МВт
ПТ-25/90	Теплофикационный пар	140	59,9	19,5	11,5
Р-100/140	Производственный пар	293	86	21	18
ПК-10Ш	Уходящие газы	168	45,6	23	10,4
ПК-10Ш2		168	47,5	23	10,9
БКЗ-320/140		140	38,078	19,5	7,4

По проведенным расчетам можно сделать вывод, что производственный пар турбин Р-100/140 имеет максимальный эффект по производству электроэнергии по сравнению с другими потоками. Однако в ходе работы значимость потенциала увеличилась поскольку при данных параметрах КПД цикла на паре выше чем на фреоне, что говорит о нецелесообразности его использования в ОЦР. Логичнее было использовать этот пар, помимо теплоснабжения, для работы приключенной турбины.

Далее по рассмотрению можно обратить внимание на уходящие газы и их высокий КПД и возможность снизить температуру уходящих газов, что в свою очередь увеличит КПД котельного агрегата. Но одним внедрением ОЦР-модуля не обойтись, поскольку придется ещё учесть способы борьбы с низкотемпературной сернокислотной коррозией поверхностей нагрева, что в свою очередь приведет к существенному удорожанию всей модернизации в целом

Из всех потоков самым целесообразным решением будет использование теплофикационного пара турбин. Поскольку его параметры в виде температуры 140-180°C и давления 1,2-2,5 кгс/см², делают его невозможным для производства электроэнергии с высоким КПД. Однако для ОЦР цикла является из всех представленных потоков самым эффективным.

Дальнейший расчет позволит выделить из всех рабочих тел, имеющие максимально высокий КПД для выбранного теплоносителя, а также способный не оказывать токсичное воздействие на окружающих.

2.9 Исследование выбора рабочего тела

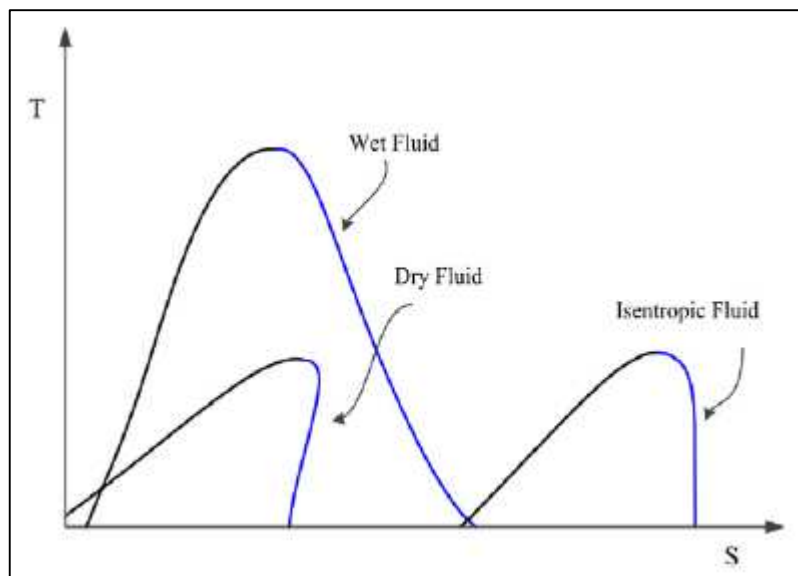


Рисунок 2.17 – T-S диаграмма для различных типов рабочих жидкостей

Согласно наклону кривой насыщения, в T-S диаграмме (рисунок 2.16), органические рабочие жидкости можно разделить на три типа [10]: сухие, влажные и изоэнтروпические. На рисунке 2.16 показана диаграмма T-S трех вышеуказанных типов рабочей жидкости. Влажные жидкости могут образовывать капли на выходе из турбины [11], наличие капель может повредить лопасть турбины и уменьшить изоэнтропическую эффективность турбины. В общем, минимальная степень сухости на выходе из турбины должна быть меньше 85% [12]. Для того чтобы при расширении влажная рабочая жидкость обладала достаточной степенью сухости она должна быть перегрета на входе в турбину. Авторы. [15] обнаружили, что, перегрев сухих рабочих жидкостей не увеличивает тепловой КПД цикла, но увеличивает необратимость. Кроме того, из-за уменьшения коэффициента теплопередачи в паровой фазе перегрев приводит к значительно большей площади теплообменника, и стоимость перегрева значительно возрастает [12].

Поэтому, в этом диссертации исследуются системы ОЦР с использованием сухой или изоэнтропической рабочей жидкости без перегрева.

Для системы ОЦР без перегрева температура испарения должна быть меньше критической температуры рабочей жидкости. Критическая температура ограничивает область применения рабочей жидкости. Системы ОЦР с использованием рабочих жидкостей с низкими критическими температурами могут стать сверхкритическим циклом Ренкина [15], в котором процесс конденсации может вызвать эксплуатационные проблемы [13]. Поэтому критическая температура рабочей жидкости не должна быть ниже 50 ° С. Поскольку температура конденсации определяется температурой окружающей среды, температура конденсации принимается равной 40 ° С (а именно, температурой входа рабочей жидкости). Чтобы избежать образования

вакуума во время конденсации, давление насыщенного пара рабочей жидкости при $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ должно быть выше атмосферного. Для рабочих жидкостей с критической температурой выше $200\text{ }^{\circ}\text{C}$ давление насыщенных паров при $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ обычно меньше атмосферного. Такие рабочие жидкости в этой диссертации не рассматриваются. Что касается тепловой эффективности, то различные рабочие жидкости обладают одинаковой тепловой эффективностью, хотя она незначительно увеличивается с критической температурой рабочих жидкостей [10]. Необходимо также учитывать фактор безопасности. Как правило, ожидается неагрессивная, негорючая и нетоксичная рабочая жидкость [13].

Температура кипения рабочего тела находится между температурой источника тепла и температурой окружающей среды и влияет на количество утилизируемого тепла. Значение температуры испарения влияет на тип утилизации. При значении температуры испарения ниже предельной происходит полное поглощение теплоты источника. На рисунке 2.17 показана диаграмма Т-Н с температурой кипения в разных положениях.

Когда температура кипения больше предельной, отработанное тепло не полностью восстанавливается, а температура на выходе теплоносителя относительно высока.

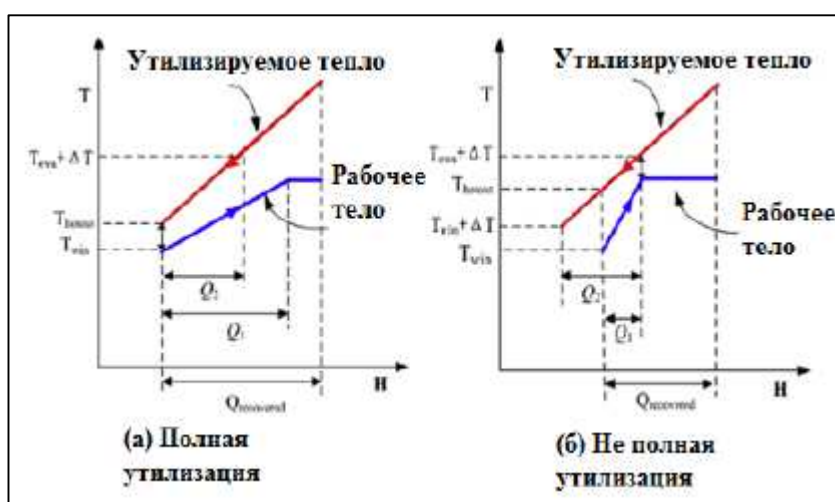


Рисунок 2.18 – Т-Н диаграммы для температуры кипения при полной и не полной утилизации

Для дальнейшего исследования используется методика, разработанная в диссертации [31]. В ней автор изучил и разработал математическую модель, позволяющую подобрать рабочее тело с максимально эффективным использованием утилизируемого тепла.

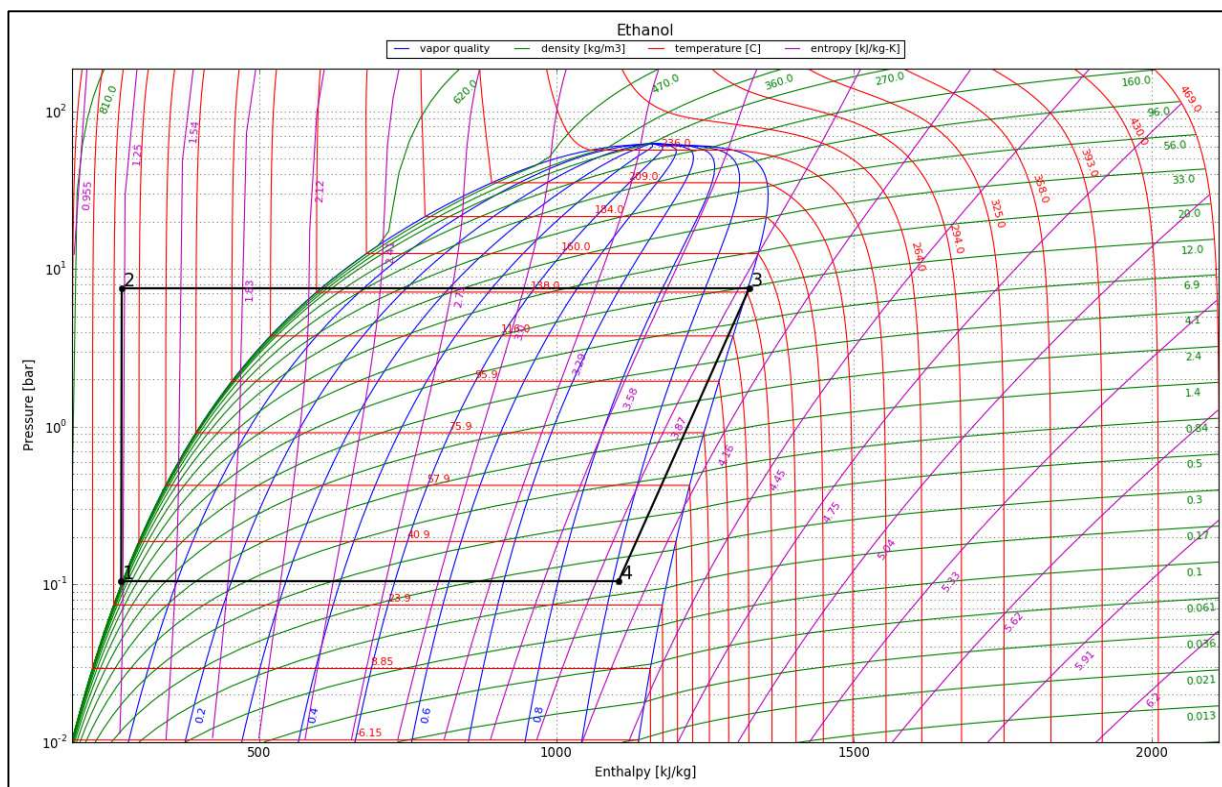


Рисунок 2.19 - P-S диаграмма органического цикла Ренкина на Этаноле при температуре испарения 130°C

Таблица 2.20 – Результаты подбора рабочего тела

h^3	h^4	h^1	Рабочее тело	Т.исп	R_s	R_l	PREDICTOR	КПД
1099,9	1333,3	268,4	Этанол	150	233,4	831,5	-156,5	21,9%
1104,3	1324,2	268,4		140	219,9	835,9	-141,6	20,8%
1108,8	1314,2	268,4		130	205,4	840,4	-126,9	19,6%
1113,5	1303,4	268,4		120	189,9	845,1	-112,5	18,3%
1118,6	1292,0	268,4		110	173,4	850,2	-98,4	16,9%
1124,2	1280,0	268,4		100	155,9	855,8	-84,6	15,4%

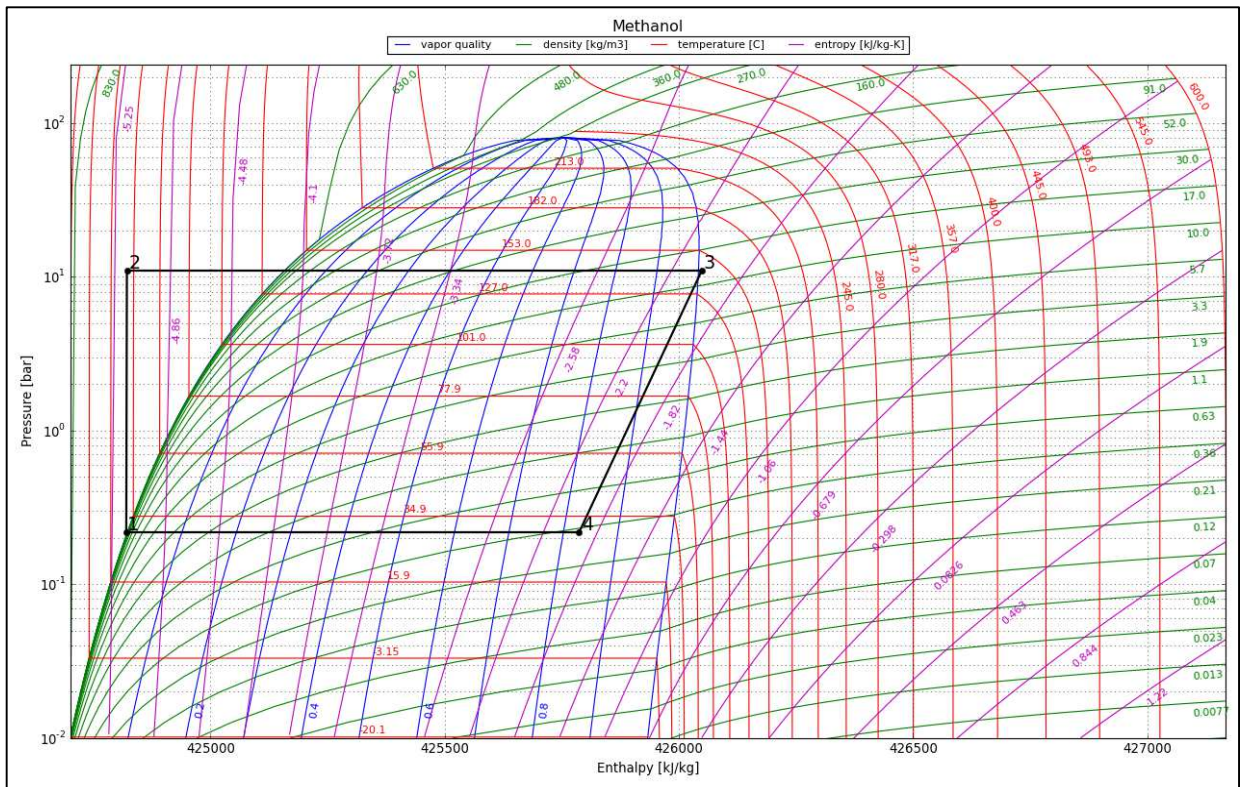


Рисунок 2.20 - P-S диаграмма органического цикла Ренкина на Метаноле при температуре испарения 130°C

Таблица 2.21 – Результаты подбора рабочего тела

h^3	h^4	h^1	Рабочее тело	Т.исп	Rs	Rl	PREDICTOR	КПД
426050	425775	424820	Метанол	150	-276	1230	-91	22,4%
426049	425787	424820		140	-261	1228	-84	21,3%
426046	425801	424820		130	-245	1226	-78	20,0%
426043	425815	424820		120	-228	1223	-71	18,7%
426039	425829	424820		110	-210	1219	-64	17,2%
426035	425845	424820		100	-190	1215	-57	15,6%

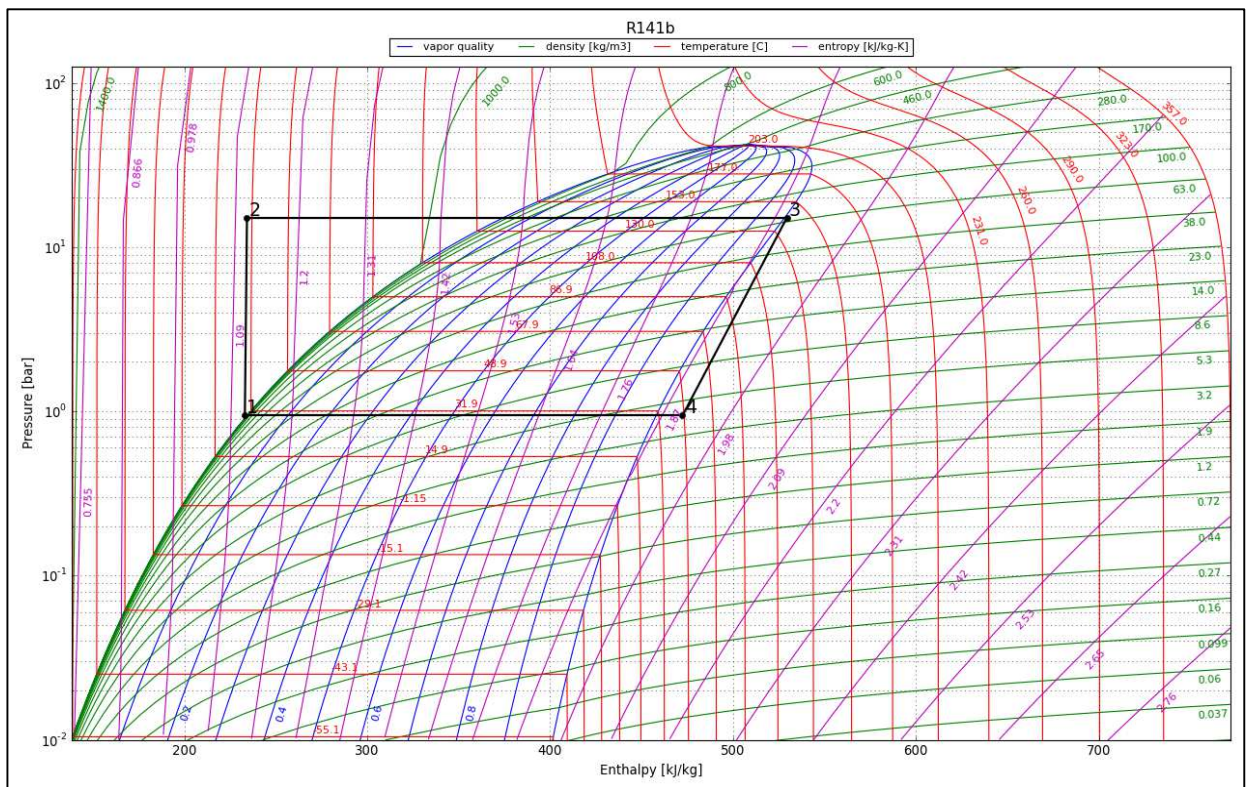


Рисунок 2.21 - P-S диаграмма органического цикла Ренкина на фреоне R141B при температуре испарения 130°C

Таблица 2.22 – Результаты подбора рабочего тела

h^3	h^4	h^1	Рабочее тело	Т.исп	Rs	Rl	PREDICTOR	КПД
534,5	473,7	233,1	R141B	150	-60,9	301,4	-93,7	20,2%
529,5	472,4	233,1		140	-57,1	296,4	-86,9	19,3%
524,0	471,0	233,1		130	-53,1	290,9	-79,9	18,2%
518,2	469,4	233,1		120	-48,8	285,1	-72,9	17,1%
512,1	467,8	233,1		110	-44,3	279,0	-65,7	15,9%
505,8	466,2	233,1		100	-39,6	272,7	-58,4	14,5%

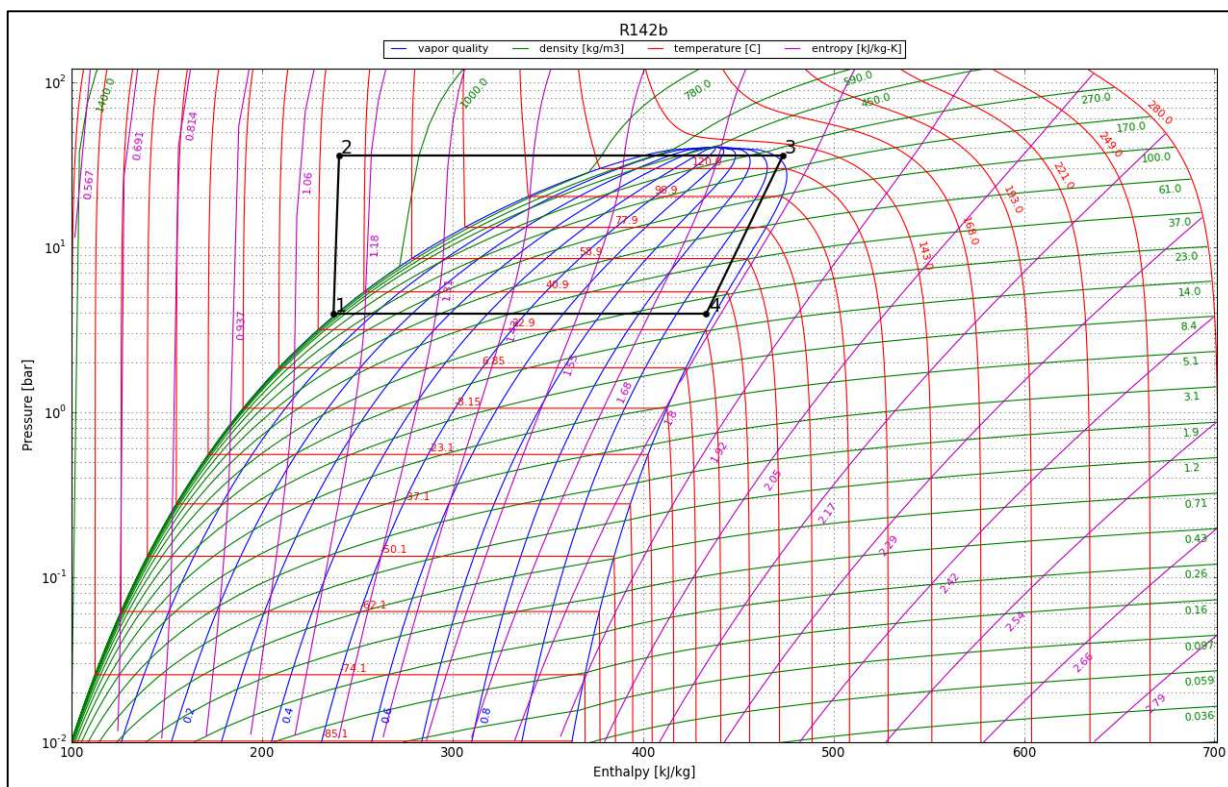


Рисунок 2.22 - P-S диаграмма органического цикла Ренкина на фреоне R142B при температуре испарения 130°C

Таблица 2.23 – Результаты подбора рабочего тела

h^3	h^4	h^1	Рабочее тело	Т.исп	Rs	Rl	PREDICTOR	КПД
473,33	433,02	237,4	R142B	130	-40,3	235,9	-81,2	17,09%
477,16	438,08	237,4		120	-39,1	239,8	-73,7	16,30%
476,96	440,33	237,4		110	-36,6	239,6	-66,2	15,29%
474,72	441,26	237,4		100	-33,5	237,3	-58,7	14,10%

По результатам расчетов можно выделить Метанол, поскольку он имеет самый большой КПД в диапазоне температур теплофикационного пара.

3 Конструкторское решение

Основными элементами для реализации органического цикла Ренкина будут являться: испаритель метанола, турбина, конденсатор метанола,

3.1 Расчет испарителя метанола

Принципиальная схема испарителя метанола представлена на рисунке 3.1.

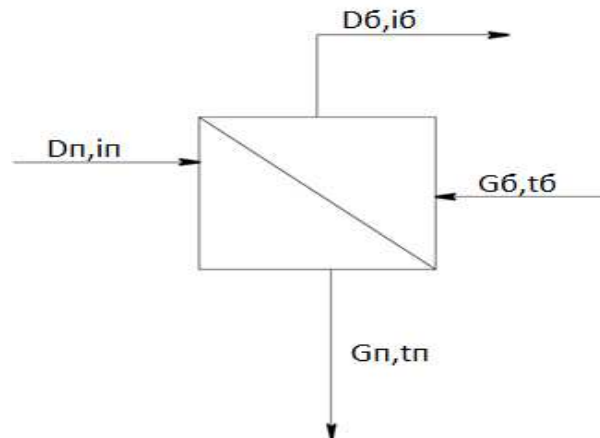


Рисунок 3.1 – Схема испарителя метанола.

Количество теплообменников -2.

Уточним расход греющего пара и найдем неизвестные энтальпии нагреваемой среды на выходе из добавленных зон теплообмена. Для этого составим уравнения теплового баланса для ТА:

$$D_n \cdot (h_n - h_\partial) \cdot \eta_T = G_\partial \cdot (h_\partial - \bar{t}_\partial), \quad (3.1)$$

Из составленных уравнений выражаем расход греющего пара и неизвестные энтальпии:

$$G_\partial = 586,111 \text{ кг / с},$$

$$h_\partial = 323,271 \text{ кДж / кг}.$$

Где $h_\partial, \bar{t}_\partial$ - энтальпия метанола после и до испарителя, кДж/кг;

h_n - энтальпия пара за цилиндром среднего давления, кДж/кг;

h_∂ - энтальпия конденсата греющего пара, кДж/кг;

$\eta = 0,98$ - КПД испарителя.

3.1.1 Определение эскизной площади поверхности теплообмена для каждой из зон

Эскизная площадь поверхности теплообмена определяется по следующей зависимости:

$$F_{\text{эск}}^i = \frac{Q_i}{K_i \Delta t_{cp}^i}, \text{ м}^2 \quad (3.2)$$

Q_i – тепловая нагрузка, соответствующая i -ой зоны [кДж/кг];

K_i – коэффициент теплопередачи i -ой зоны;

Δt_{cp} – средний логарифмический температурный напор.

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\bar{o}} - \Delta t_{\bar{m}}}{2,3 \cdot \ln \frac{\Delta t_{\bar{o}}}{\Delta t_{\bar{m}}}} \quad (3.3)$$

$$\Delta t_{\bar{o}} = t_1' - t_2'' = 135 - 30 = 105 \quad (3.4)$$

$$\Delta t_{\bar{m}} = t_1'' - t_2' = 135 - 130 = 5 \quad (3.5)$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\bar{o}} - \Delta t_{\bar{m}}}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{o}}}{\Delta t_{\bar{m}}}} = \frac{105 - 5}{\ln \frac{105}{5}} = 27 \quad (3.6)$$

$$F_{\text{эск}} = \frac{Q}{K \Delta t_{cp}} = \frac{212200000}{1113 * 27} = 7061 \text{ м}^2 \quad (3.7)$$

Коэффициент теплопередачи [2]:

$$K_{cn} = 1113 \text{ Вт} / \text{ м}^2 \text{ К}$$

3.1.2 Определение основных конструктивных размеров теплообменного аппарата

Секундный расход греющей и нагреваемой сред.

$$V_i = \frac{G_i}{\rho_i} = D_i v_i \quad (3.8)$$

$$v_n = f(P_n; \bar{t}_{cpn}) = 0,724 \text{ м}^3 / \text{ кг} \quad (3.9)$$

$$v_{\bar{o}} = f(P_{\bar{o}}; \bar{t}_{cp\bar{o}}) = 0,00111 \text{ м}^3 / \text{ кг} \quad (3.10)$$

$$V_n = \frac{G_n}{\rho_n} = D_n v_n = 55,55 \cdot 0,724 = 40,222 \text{ м}^3 / \text{ с} \quad (3.11)$$

$$V_{\bar{o}} = \frac{G_{\bar{o}}}{\rho_{\bar{o}}} = G_{\bar{o}} v_{\bar{o}} = 203,05 \cdot 0,00111 = 0,325 \text{ м}^3 / \text{ с} \quad (3.12)$$

Расчет ориентировочных скоростей теплоносителя

$$w_{\bar{o}} = 30 \sqrt{v_{\bar{o}}} = 30 * \sqrt{0,001} = 0,949 \text{ м} / \text{ с} \quad (3.13)$$

$$\varpi_n = 60\sqrt{v_n} = 60 * \sqrt{0,724} = 51,053 \text{ м/с} \quad (3.14)$$

Выбираем размер труб: 20×2; трубы изготовлены из стали:

$$d_{нар} = 0,020 \text{ м}$$

$$\delta_{ст} = 0,002 \text{ м}$$

$$d_{вн} = 0,020 - 2 \cdot 0,002 = 0,016 \text{ м}$$

Число труб в одном ходе теплообменного аппарата:

$$n = \frac{4G_{\delta} v_{\delta}}{\pi d_{вн}^2 \varpi_{\delta}} = \frac{4 \cdot 203,05 \cdot 0,001}{3,14 * 0,016^2 * 0,949} = 1536,2 \approx 1537 \text{ шт} \quad (3.15)$$

Общая длина труб теплообменного аппарата:

$$l = \frac{F_{эск}}{\pi \cdot d_{вн} \cdot n} = \frac{7061}{3,14 * 0,016 * 1537} = 91,4 \text{ м} \quad (3.16)$$

Т.к. общая длина труб превышает величину в 9 метров, то теплообменник будет многоходовым. Задаемся числом ходов z из диапазона от 2 до 12.

Число ходов $z = 10$

Длина одного хода

$$l' = \frac{l}{z} = \frac{91,44}{10} = 9,14 \text{ м} \quad (3.17)$$

Общее число труб в теплообменном аппарате

$$N = n \cdot z = 1537 \cdot 10 = 15370 \quad (3.18)$$

3.1.3 Компоновка трубного пучка

Расчет заключается в определении способа расположения труб на трубной доске, способа их закрепления в трубной доске, организации движения воды по ходам, определении внутреннего диаметра корпуса и уточнении числа ходов, выборе типа водяной камеры и определении размера патрубков теплообменного аппарата, как на входе, так и на выходе по каждому теплоносителю.

Шаг между трубками, м:

$$t = (1,25 \div 1,35)d_{нар};$$
$$t = 1,25 \cdot 0,020 = 0,025 м \quad (3.19)$$

Количество концентрических окружностей или шестиугольников:

$$m = \frac{\sqrt{12N - 3} - 3}{6};$$
$$m = \frac{\sqrt{12 \cdot 15370 - 3} - 3}{6} \approx 43 \text{ шт} \quad (3.20)$$

Теоретическое количество труб, которое можно расположить на m -окружностей или шестиугольников с выбранным шагом:

$$N' = 1 + 3m + 3m^2;$$
$$N' = 1 + 3 \cdot 43 + 3 \cdot 43^2 = 5677 \text{ шт} \quad (3.21)$$

Т.к. $N' > N$, то схема расположения выбирается по концентрическим окружностям.

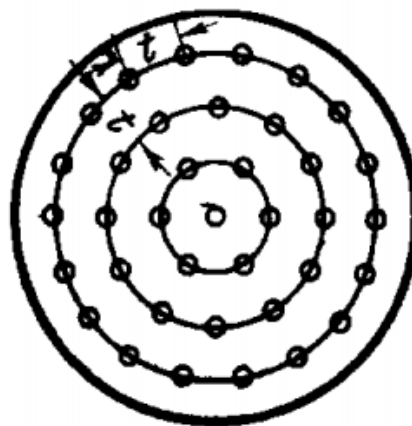


Рисунок 3.2 – Схемы разбивки трубной решетки по концентрическим окружностям.

Внутренний диаметр корпуса теплообменного аппарата:

$$D_g = D^1 + d_n + 2x = 2,75 + 0,020 + 2 * 0,006 = 2,782 \text{ м} \quad (3.22)$$

Кольцевой зазор между крайней трубкой и стенкой корпуса:

$$x = 6 \div 10 \text{ мм}.$$

Диаметр наружной концентрической окружности:

$$D^1 = 2 \cdot m \cdot t = 2 * 43 * 0,025 = 2,15 \text{ м} \quad (3.23)$$

Далее выбираем из стандартного ряда (по ГОСТ 9617-79) $D_B = 2200 \text{ мм}$.

Размеры патрубка подвода и отвода теплоносителей:

$$D_{нар} = 1,13 \sqrt{\frac{D_1 v_n}{\omega_n}} = 1,13 \sqrt{\frac{43 \cdot 0,724}{51,053}} = 1,0 \text{ м} \quad (3.24)$$

$$D_{конденсат} = 1,13 \sqrt{\frac{D_1 v_d}{\omega_d}} = 1,13 \sqrt{\frac{43 \cdot 0,001012}{0,954}} = 0,274 \text{ м} \quad (3.25)$$

$$v_d = f(P_1; t_{d1}) = 0,001012 \text{ м}^3 / \text{с} \quad (3.26)$$

$$D_{вх} = 1,13 \sqrt{\frac{G_{\sigma} v_{вх}}{\omega_{вх}}} = 1,13 \sqrt{\frac{203,05 \cdot 0,001}{0,949}} = 0,339 \text{ м} \quad (3.27)$$

$$D_{вых} = 1,13 \sqrt{\frac{G_{\sigma} v_{вых}}{\omega_{вых}}} = 1,13 \sqrt{\frac{203,05 \cdot 0,017}{30}} = 0,305 \text{ м} \quad (3.28)$$

где $D_{нар}$ - расход греющего пара, кг/с;

v_n - удельный объем пара на входе в ИБ, м³/кг;

ω_n - скорость пара на входе в ИБ, м/с;

ω_d - скорость дрена на выходе, м/с;

v_d - удельный объем дренажа, м³/кг;

$\omega_{вх}, \omega_{вых}$ - скорость метанола входе и выходе, м/с;

$v_{вх}, v_{вых}$ - удельный объем метанола среды на входе и выходе, м³/кг;

Затем необходимо уточнить число ходов ТА:

$$\frac{l'}{D_g} = 2 \div 4$$

$$\frac{l'}{D_g} = \frac{8,383}{1,8} \approx 2,996$$

За окончательное число ходов принимаем $z=10$, так как при нем одновременно выполняются оба граничных условий:

$$l' = (2 \div 9) = 8,4 \text{ м}$$

$$\frac{l'}{D_6} = 2 \div 4 = 3$$

В качестве способа закрепления труб на трубной доске, выбираем ручная электродуговая сварка ГОСТ 5264-69-С18.

Испаритель метанола изображен на листе 2 графической части.

3.2 Расчёт метаноловой турбины

При начальных параметрах: $P_0=1,9$ МПа и $t_0=140^\circ\text{C}$, и конечном давлении: $P_K=0,21$ МПа теплоперепад на турбину составит: $H_0=100$ кДж/кг на Метаноле.

Проточную часть метаноловой турбины проектируем по закону постоянства корневого диаметра и степени реактивности на корневом диаметре ступеней $d_k = \text{const}$, $\rho_{Тк} = \text{const}$. Ротор метаноловой турбины напрямую соединяется с генератором, и она проектируется на 50 1/с (3000 об/мин). Скорость метанола перед первой ступенью принимается на уровне $C_0 = 40 - 60$ м/с.

3.2.4 Предварительный расчёт первой ступени

Оптимальное отношение скоростей на корневом диаметре ступеней турбины:

$$X_0 = \frac{\varphi \cdot \cos(\alpha_{1\text{эф}} \cdot \frac{\pi}{180})}{2 \cdot \sqrt{1 - \rho_{Тк}}} = \frac{0,975 \cdot \cos(16)}{2 \cdot \sqrt{1 - 0,05}} = 0,481, \quad (3.29)$$

где $\rho_{Тк}$ - степень реактивности на корневом диаметре;

$\alpha_{1\text{эф}}$ - угол выхода из первой ступени;

φ - коэффициент скорости сопловой решетки

Определение начальных параметров газовой смеси перед первой ступенью турбины:

Энтальпия газовой смеси перед турбиной $h_c = 529$ кДж/кг:

Температура газовой смеси, 413 К:

где $c_{pгс}$ - массовая изобарная теплоемкость газов перед турбиной;

C_0 - скорость газов перед первой ступенью.

P_0 – Статическое давление перед турбиной, $P_0=19$ бар

Энтальпия газовой смеси, кДж/кг:

$$i_0^* = i_0 + \frac{\chi_0 \cdot (C_0)^2}{2000 \cdot c_p^Г} = 529 + \frac{0,9 \cdot 50^2}{2000} = 741,125 \quad (3.30)$$

Плотность $\rho_2 = 57,14$, кг/м³

Окружная скорость на корневом диаметре ступеней, м/с:

$$u_k = \pi \cdot d_K \cdot n = 3,142 \cdot 0,68 \cdot 50 = 106,814 \quad (3.31)$$

Располагаемый теплоперепад одной ступени кДж/кг:

$$h_0 = \frac{1}{2000} \cdot \left(\frac{u_k}{X_0} \right)^2 = \frac{1}{2000} \cdot \left(\frac{106,814}{0,481} \right)^2 = 24,65 \quad (3.32)$$

Периферийный диаметр первой ступени, м:

$$d_n^I = \sqrt{d_k^2 + \frac{4 \cdot G}{\pi \cdot C_0 \cdot \rho_0^*}} = \sqrt{0,68^2 + \frac{4 \cdot 203}{3,14 \cdot 50 \cdot 57,14}} = 0,851 \quad (3.33)$$

где G - расход газовой смеси на входе в турбину с охлаждением.

Принимаем периферийный диаметр первой ступени 0,85 м.

Высота рабочих лопаток первой ступени, м:

$$l_2^I = (d_n^I - d_k) / 2 = (0,851 - 0,68) / 2 = 0,085 \quad (3.34)$$

Средний диаметр первой ступени, м:

$$d_{cp}^I = d_k + l_2^I = 0,68 + 0,085 = 0,765 \quad (3.35)$$

Высота сопловых лопаток первой ступени, м:

$$l_1^I = l_2^I - \Delta = 0,085 - 0,007 = 0,078 \quad (3.36)$$

Степень реактивности на среднем диаметре первой ступени:

$$\rho_T = 1 - (1 - \rho_{TK}) \cdot \left(\frac{d_K}{d_{cp}^I} \right)^{1,8} = 1 - (1 - 0,05) \cdot \left(\frac{0,68}{0,765} \right)^{1,8} = 0,291 \quad (3.37)$$

Теплоперепад в сопловой решётке первой ступени, кДж/кг:

$$h_{oc} = (1 - \rho_T) \cdot h_0 = (1 - 0,291) \cdot 26,375 = 18,701 \quad (3.38)$$

Теоретическая абсолютная скорость выхода из сопловой решетки, м/с:

$$C_{1t} = \sqrt{2 \cdot h_{oc} \cdot 10^3} = \sqrt{2 \cdot 18,701 \cdot 10^3} = 193,397 \quad (3.39)$$

Температура газов за сопловой решеткой теоретическая:

Для определения температуры за сопловой решеткой - массовую изобарную теплоемкость газов за сопловой решеткой принимаем равной массовой теплоемкости газов перед турбиной определенной в тепловом расчете, к c_{pzc} Дж/(кг·К).

$$T_{1t} = t_{1t} + 273,15 = 1331,687 \quad (3.40)$$

Теоретическая энтальпия газа за сопловой решеткой 529, кДж/м³:

Давление газов за сопловой решеткой 15,75, бар:

Плотность газов за сопловой решеткой 38,46, кг/м³:

Площадь сопловой решетки, м²:

$$F_1 = \frac{G}{\mu_1 \cdot \rho_{1t} \cdot C_{1t}} = \frac{83,33}{0,978 \cdot 38,46 \cdot 201,266} = 0,077 \quad (3.41)$$

Угол выхода из сопловой решетки, град

$$\alpha_{1\phi} = \arcsin \frac{F_1}{\pi \cdot d_{cp}^1 \cdot l_1^1} \cdot 180 / \pi = \arcsin \frac{0,077}{3,142 \cdot 0,765 \cdot 0,078} \cdot 180 / 3,142 = 16,458 \quad (3.42)$$

3.2.5 Предварительный расчет последней ступени

Верность последней ступени задается по прототипу:

$$g_z = \frac{d_{cp}^z}{l_2^z} = 3 \quad (3.43)$$

Отношение периферийного диаметра к корневому:

$$\frac{d_n^z}{d_k} = \frac{g_z + 1}{g_z - 1} = \frac{3 + 1}{3 - 1} = \frac{2}{1} \quad (3.44)$$

Периферийный диаметр последней ступени, м:

$$d_n^z = d_k \cdot \frac{d_n^z}{d_k} = 0,8 \cdot \frac{2}{1} = 1,6 \quad (3.45)$$

Высота рабочих лопаток последней ступени, м:

$$l_2^z = (d_n^z - d_k) / 2 = (1,6 - 0,8) / 2 = 0,4 \quad (3.46)$$

Средний диаметр последней ступени, м:

$$d_{cp}^z = d_k + l_2^z = 1,2 + 0,55 = 1,75 \quad (3.47)$$

Абсолютная скорость газа на выходе из ступени, м/с:

$$C_2^Z = \sqrt{2 \cdot \Delta h_{\text{вс}} \cdot 10^3} = \sqrt{2 \cdot 1,903 \cdot 10^3} = 61,69 \quad (3.48)$$

где $\Delta h_{\text{вс}}$ кДж/кг - потеря с выходной скоростью, задается.

Высота сопловых лопаток, м:

$$l_1^Z = l_2^Z - \Delta = 0,4 - 0,007 = 0,393 \quad (3.49)$$

где $\Delta = \Delta 1 + \Delta 2$ – суммарная перекрыша, табл. II

Степень реактивности на среднем диаметре:

$$\rho_T^z = 1 - \left(1 - \rho_{Tk}\right) \cdot \left(\frac{d_k}{d_{cp}^z}\right)^{1,8} = 1 - (1 - 0,05) \cdot \left(\frac{0,8}{1,2}\right)^{1,8} = 0,542 \quad (3.50)$$

Оптимальное отношение скоростей на среднем диаметре:

$$\left(\frac{U}{Ca}\right)_{opt}^z = \frac{\varphi \cdot \cos \alpha_{1\phi}^z}{2 \cdot \sqrt{1 - \rho_T^z}} = \frac{0,978 \cdot \cos 20}{2 \cdot \sqrt{1 - 0,542}} = 0,679 \quad (3.51)$$

Располагаемый теплоперепад проточной части турбины H_0 , кДж/кг:

Число ступеней турбины:

$$Z = (H_0 \cdot (1 + \alpha_T) / h_0) = (100 \cdot (1 + 0,02) / 24,65) = 4 \quad (3.52)$$

По найденным средним диаметрам и степени реактивности первой и последней ступеней определим диаметры и степени реактивности промежуточных ступеней, построив диаграмму, рисунок 3.3.

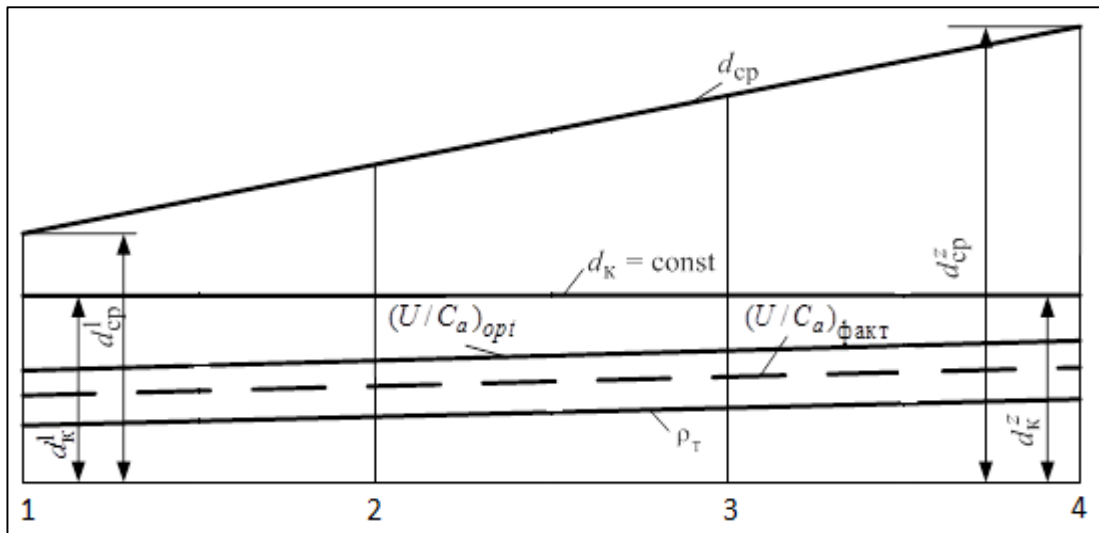


Рисунок 3.3 – Диаграмма для определения параметров промежуточных ступеней

3.2.6 Детальный расчёт первой ступени

Располагаемый теплоперепад ступени от параметров торможения, кДж/кг:

$$h_0^* = h_0 + \chi_0 \cdot \frac{C_0^2}{2000} = 25,25 + 0,9 \cdot \frac{50^2}{2000} = 26,375, \quad (3.53)$$

где h_0 – располагаемый теплоперепад от статических параметров P_0, t_0, i_0 ;

C_0 – абсолютная скорость на входе в ступень (скорость выхода из предыдущей ступени C_2), м/с; для первой ступени $C_0 = 40-60$ м/с; χ_0 – коэффициент использования этой скорости в данной ступени. Для углов $\alpha_0 = 80-110^\circ$ $\chi_0 = 0,8-1,0$.

Окружная скорость на среднем диаметре, м/с:

$$u = \pi \cdot d_{cp} \cdot n = 3,142 \cdot 0,8 \cdot 50 = 125,664 \quad (3.54)$$

Располагаемые теплоперепады в сопловой и рабочей решётках, кДж/кг:
Степень реактивности на среднем диаметре ступени:

$$\rho_{T1} = 1 - (1 - \rho_{Tk}) \cdot (d_k / d_{cp})^{1,8} = 1 - (1 - 0,05) \cdot (0,68 / 0,8)^{1,8} = 0,291 \quad (3.55)$$

$$h_{oc} = (1 - \rho_T) \cdot h_0^* = (1 - 0,291) \cdot 26,375 = 18,701 \quad (3.56)$$

$$h_{ол} = \rho_T \cdot h_0^* = 0,291 \cdot 26,375 = 7,674 \quad (3.57)$$

Теоретическая абсолютная скорость выхода из сопловой решетки, м/с:

$$C_{It} = \sqrt{2 \cdot h_{oc} \cdot 10^3} = \sqrt{2 \cdot 18,71 \cdot 10^3} = 193,397 \quad (3.58)$$

Температура газа за сопловой решеткой теоретическая:

$$T_{It} = 100 + 273,15 = 373,15 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (3.59)$$

Давление газа за сопловой решеткой: 1,575 МПа;

Плотность газа за сопловой решеткой: 38,46 кг/м³;

Скорость звука в потоке газа за сопловой решеткой, м/с:

$$a_1 = \sqrt{(P_1/\rho_{1t}) \cdot 10^5} = \sqrt{1,35 \cdot (6,25/18,68) \cdot 10^5} = 182,916, \quad (3.60)$$

Число Маха сопловой решетки:

$$M_{1t} = \frac{C_{1t}}{a_1} = \frac{193,397}{182,916} = 1,057 \quad (3.61)$$

Выходная площадь сопловой решетки, м²:

$$F_1 = \frac{G}{\mu_1 \cdot \rho_{1t} \cdot C_{1t}} = \frac{83,33}{0,978 \cdot 3,174 \cdot 193,397} = 0,08 \quad (3.62)$$

Хорда, м:

$$b_1 = a_{нром} \cdot l_1 = 0,3 \cdot 0,113 = 0,034 \quad (3.63)$$

Коэффициент скорости сопловой решетки:

$$\varphi = 0,98 - 0,009 \cdot \frac{b_1}{l_1} = 0,98 - 0,009 \cdot \frac{0,034}{0,113} = 0,978 \quad (3.64)$$

Действительная абсолютная скорость выхода из сопел, м/с:

$$C_1 = \varphi \cdot C_{1t} = 0,978 \cdot 193,397 = 189,181 \quad (3.65)$$

Шаг сопловых лопаток:

$$t_1 = \bar{t}_{opt} \cdot b_1 = 0,78 \cdot 0,034 = 0,026 \quad (3.66)$$

где \bar{t}_{opt} – относительный шаг сопловых лопаток.

Число сопловых лопаток:

$$z_1 = \frac{\pi \cdot d_{cp}}{t_1} = \frac{3,142 \cdot 0,8}{0,026} = 96 \quad (3.67)$$

Округляется z_1 и уточняется шаг:

$$t_1 = \frac{\pi \cdot d_{cp}}{z_1} = \frac{3,142 \cdot 0,8}{96} = 0,026 \quad (3.68)$$

Высота рабочих и сопловых лопаток:

$$l_2 = d_{cp} - d_k = 0,8 - 0,68 = 0,12 \quad (3.69)$$

$$l_1 = l_2 - \Delta = 0,12 - 0,007 = 0,113 \quad (3.70)$$

где d_{cp} и d_k – средний и корневой диаметры ступени;
 $\Delta = \Delta 1 + \Delta 2$ – суммарная перекрыша.

Угол выхода потока из сопловой решетки, град:

$$\alpha_1 = \arcsin \frac{F_1}{\pi \cdot d_{cp} \cdot l_1} = \arcsin \frac{0,08}{3,142 \cdot 0,8 \cdot 0,1113} = 16,458 \quad (3.71)$$

Относительная скорость газа на входе в рабочую решетку, м/с:

$$\begin{aligned} W_1 &= \sqrt{(C_1)^2 + u^2 - 2 \cdot u \cdot C_1 \cdot \cos \alpha_1} = \\ &= \sqrt{189,181^2 + 125,664^2 - 2 \cdot 125,664 \cdot 189,181 \cdot \cos 16,458} = 77,347 \end{aligned} \quad (3.72)$$

Угол входа в рабочую решетку:

$$\beta_1 = \arctan \frac{C_1 \cdot \sin \alpha_1}{C_1 \cdot \cos \alpha_1 - u} = \arctan \frac{189,181 \cdot \sin 16,458}{189,181 \cdot \cos 16,458 - 125,664} = 43,864 \quad (3.73)$$

Потеря энергии в сопловой решетке, кДж/кг:

$$\Delta h_c = \frac{(C_{1t})^2}{2000} \cdot (1 - \varphi^2) = \frac{(189,181)^2}{2000} \cdot (1 - 0,978^2) = 0,806 \quad (3.74)$$

Теоретическая относительная скорость выхода из рабочей решетки, м/с:

$$W_{2t} = \sqrt{2 \cdot h_{ол} \cdot 10^3 + (W_1)^2} = \sqrt{2 \cdot 7,674 \cdot 10^3 + (77,347)^2} = 146,048 \quad (3.75)$$

Теоретическая температура газа за рабочей решеткой, К:

$$T_{It} = 94 + 273,15 = 367,15 \quad (3.76)$$

Давление газа за рабочей решеткой, 1,33МПа:

Плотность газа за рабочей решеткой, 31,25 кг/м³:

Скорость звука рабочей решетки, м/с:

$$a_2 = \sqrt{\left(\frac{P_2}{\rho_{2t}}\right) \cdot 10^5} = \sqrt{\left(\frac{2,375}{7,21}\right) \cdot 10^5} = 181,495 \quad (3.77)$$

Число Маха рабочей решетки, м/с:

$$M_{2t} = \frac{w_{2t}}{a_2} = \frac{142,048}{181,495} = 0,805 \quad (3.78)$$

Хорда, м:

$$b_2 = a_{прот} \cdot l_2 = 0,25 \cdot 0,12 = 0,03 \quad (3.79)$$

где $a_{прот}$ – значение отношения хорды к высоте у прототипа ступени - $\frac{b_2}{l_2}$.

Коэффициент расхода рабочей решетки:

$$\mu_2 = 0,965 - 0,012 \cdot a_{прот} = 0,965 - 0,012 \cdot 0,25 = 0,962 \quad (3.80)$$

Выходная площадь рабочей решетки, м²:

$$F_2 = \frac{G}{\mu_2 \cdot W_{2t} \cdot \rho_{2t}} = \frac{83,333}{0,961 \cdot 142,048 \cdot 31,25} = 0,133 \quad (3.81)$$

Угол выхода из рабочей решетки:

$$\beta_{2эф} = \arcsin \frac{F_2}{\pi \cdot d_{ср} \cdot l_2} = \arcsin \frac{0,133}{3,142 \cdot 0,8 \cdot 0,12} = 26,271 \quad (3.82)$$

По значениям M_{2t} , β_1 , $\beta_{2эф}$ выбирается профиль рабочей решетки, определяется относительный шаг \bar{l}_2 .

Коэффициент скорости рабочей решетки:

$$\psi = 0,957 - 0,011 \cdot \frac{b_2}{l_2} = 0,957 - 0,011 \cdot \frac{0,03}{0,12} = 0,954 \quad (3.83)$$

Действительная относительная скорость выхода из рабочей решетки, м/с:

$$W_2 = \psi \cdot W_{2t} = 0,954 \cdot 146,048 = 139,367 \quad (3.84)$$

Абсолютная скорость выхода из рабочей решетки, м/с:

$$\begin{aligned} C_2 &= \sqrt{(W_2)^2 + u^2 - 2 \cdot u \cdot W_2 \cdot \cos \beta_2} = \\ &= \sqrt{139,367^2 + 125,664^2 - 2 \cdot 125,664 \cdot 139,367 \cdot \cos 26,271} = 61,69 \end{aligned} \quad (3.85)$$

Угол выхода абсолютной скорости потока из рабочей решетки, град:

$$\begin{aligned} \alpha_2 &= \arctan \frac{W_2 \cdot \sin \beta_2}{W_2 \cdot \cos \beta_2 - u} \cdot 180 / \pi = \\ &= \arctan \frac{139,367 \cdot \sin 26,271}{139,367 \cdot \cos 26,271 - 125,662} \cdot 180 / 3,142 = -89,357 \end{aligned} \quad (3.86)$$

Шаг рабочих лопаток, м:

$$t_2 = \bar{t}_2 \cdot b_2 = 0,67 \cdot 0,03 = 0,0201 \quad (3.87)$$

Число рабочих лопаток, округляется:

$$z_2 = \frac{\pi \cdot d_{cp}}{t_2} = \frac{3,142 \cdot 0,8}{0,0201} = 126 \quad (3.88)$$

Уточняется шаг:

$$t_2 = \frac{\pi \cdot d_{cp}}{z_2} = \frac{3,142 \cdot 0,8}{126} = 0,02 \quad (3.89)$$

Потеря энергии в рабочей решетке, кДж/кг:

$$\Delta h_n = \frac{(W_{2t})^2}{2000} \cdot (1 - \psi^2) = \frac{(146,068)^2}{2000} \cdot (1 - 0,954^2) = 0,954 \quad (3.90)$$

Потеря с выходной скоростью, кДж/кг:

$$\Delta h_{ec} = \frac{(C_2)^2}{2000} = \frac{(61,69)^2}{2000} = 1,903 \quad (3.91)$$

Располагаемая энергия ступени, кДж/кг:

$$E_0 = h_0^* - \chi_2 \cdot \Delta h_{ec} = 26,375 - 0,9 \cdot 1,903 = 24,662 \quad (3.92)$$

Относительный лопаточный КПД:

$$\begin{aligned} \eta_{ол}^1 &= \frac{u \cdot (W_1 \cdot \cos \beta_1 + W_2 \cdot \cos \beta_2)}{E_0 \cdot 10^3} = \\ &= \frac{125,664 \cdot (77,347 \cdot \cos 43,864 + 139,367 \cdot \cos 26,271)}{24,662 \cdot 10^3} = 0,921, \end{aligned} \quad (3.93)$$

$$\begin{aligned} \eta_{ол}^2 &= \frac{E_0 - \Delta h_c - \Delta h_l - (1 - \chi_2) \Delta h_{ec}}{E_0} = \\ &= \frac{24,662 - 0,806 - 0,954 - (1 - 0,9)1,903}{24,662} = 0,921 \end{aligned} \quad (3.94)$$

Расхождение $\Delta = \left(\frac{\eta_{ол}^1 - \eta_{ол}^2}{\eta_{ол}^2} \right) \cdot 100$ не должно превышать 2%.

Коэффициент потерь от трения боковых поверхностей рабочего колеса в газовой среде:

$$\zeta_{mp} = K_{mp} \cdot \frac{d_{cp}^2}{F_1} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2000 \cdot h_0^*}} \right)^3 = 8 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{0,8^2}{0,08} \cdot \left(\frac{125,664}{\sqrt{2000 \cdot 26,375}} \right)^3 = 1 \cdot 10^{-5}, \quad (3.95)$$

где коэффициент трения K_{mp} коэффициент трения [2].

Потери от трения, кДж/кг:

$$\Delta h_{mp} = \zeta_{mp} \cdot E_0 = 1 \cdot 10^{-5} \cdot 24,662 = 2,57 \cdot 10^{-4} \quad (3.96)$$

Коэффициент потерь от протечек через бандажное уплотнение поверх рабочих лопаток:

$$\zeta_{\delta y} = \frac{\pi \cdot d_{\Pi} \cdot \delta_{\text{экв}}}{F_1} \cdot \sqrt{\rho_m + 1,8 \cdot \frac{l_1}{d_{cp}}} \cdot \eta_{oi} =$$

$$= \frac{3,142 \cdot 0,92 \cdot 2,835 \cdot 10^{-4}}{0,08} \cdot \sqrt{0,291 + 1,8 \cdot \frac{0,1113}{0,8}} \cdot 0,921 = 6,402 \cdot 10^{-3} \quad (3.97)$$

где d_{Π} – периферийный диаметр, м:

$d_{\Pi} = d_{cp} + l_2$, эквивалентный зазор, м:

$$\delta_{\text{экв}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{\delta_a^2} + \frac{1,5 \cdot z}{\delta_r^2}}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{(3 \cdot 10^{-3})^2} + \frac{1,5 \cdot 2}{(0,5 \cdot 10^{-3})^2}}} = 2,835 \cdot 10^{-4} \quad (3.98)$$

где $z = 2$ - число гребней бандажного уплотнения; $\delta_r = 0,5$ мм; $\delta_a = 3$ мм - радиальный и осевой зазоры;

Потеря от утечек, кДж/кг:

$$\Delta h_{yT} = \zeta_{\delta y} \cdot E_0 = 6,402 \cdot 10^{-3} \cdot 24,662 = 0,158 \quad (3.99)$$

Полезно использованный теплоперепад ступени, кДж/кг:

$$h_i = E_0 - \Delta h_c - \Delta h_l - (1 - \chi_2) \cdot \Delta h_{ec} - \Delta h_{mp} - \Delta h_{ym} =$$

$$= 24,662 - 0,806 - 0,954 - (1 - 0,9) \cdot 1,903 - 2,57 \cdot 10^{-4} - 0,158 = 22,554 \quad (3.100)$$

Внутренний относительный КПД:

$$\eta_{oi} = \frac{h_i}{E_0} = \frac{22,554}{24,662} = 0,915 \quad (3.101)$$

Внутренняя мощность ступени, кВт:

$$N_i = G \cdot h_i = 22,33 \cdot 22,554 = 2884,11 \quad (3.102)$$

Параметры заторможенного потока перед следующей ступенью:

$$i_{2tl} = i_0^* - h_0^* = 741 - 22,554 = 714,65 \quad (3.103)$$

$$i_2 = i_{2tl} + \Delta h_c + \Delta h_l + \Delta h_{mp} + \Delta h_{ym} + (1 - \chi_2) \cdot \Delta h_{ec} =$$

$$= 714,65 + 0,806 + 0,954 + (1 - 0,9) \cdot 1,903 + 2,57 \cdot 10^{-4} + 0,158 = 716,858 \quad (3.104)$$

Расчет последующих ступеней производится аналогично. Результаты расчета представлены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 - Детальный расчет последующих ступеней

Наименование величин	Формулы расчета	Ступени		
		II	III	IV
Средний диаметр ступени, м		0,933	1,02	1,2
Температурный перепад ступени, кДж/кг	$h_0^* = h_0 + \chi_0 \cdot \frac{C_0^2}{2000}$	26,963	26,356	27,149
Окружная скорость, м/с	$u = \frac{\pi \cdot d_{cp} \cdot n}{60}$	146,481	160,14	188,496
Располагаемый температурный перепад в сопловой решетке, кДж/кг	$h_{oc} = h_0^* \cdot (1 - \rho_m)$	14,486	12,063	13,086
Располагаемый температурный перепад в рабочей решетке, кДж/кг	$h_{ол} = \rho_T \cdot h_0^*$	12,477	14,282	14,064
Теоретическая абсолютная скорость выхода из сопловой решетки, м/с	$C_{1t} = \sqrt{2 \cdot h_{oc} \cdot 10^3}$	191,976	155,328	161,776
Температура за сопловой решеткой, °К	$T_{1t} = T_0 - \frac{h_{oc}}{C_p}$	346,15	338,15	325,15
Давление за сопловой решеткой, бар	P1	8,5	5	3
Степень реактивности на среднем диаметре ступени	$\rho_{T1} = 1 - (1 - \rho_{Tk}) \cdot (d_k / d_{cp})^{1,8}$	0,463	0,542	0,518
Плотность газа за сопловой решеткой, кг/м ³	$\rho_{1t} = \frac{\rho_T \cdot P_1 \cdot 273,3}{T_{1t}}$	20	11,62	6,25
Скорость звука в потоке пара за сопловой решёткой, м/с	$a_1 = \sqrt{k \cdot P_1 \cdot V_{1t} \cdot 10^6}$	208,167	208,637	204,124
Число Маха сопловой решётки	$M_{1t} = \frac{C_{1t}}{a_1}$	0,818	0,744	0,793
Хорда, м	$b_1 = (b_1/l_1)_{нром} \cdot l_1$	0,052	0,0515	0,0515
Выходная площадь сопловой решётки, м ²	$F_1 = \frac{G'_m \cdot V_{1t}}{\mu_1 \cdot C_{1t}}$	0,176	0,331	0,591

Продолжение таблицы 3.1

Наименование величин	Формулы расчета	Ступени		
		II	III	IV
Коэффициент скорости сопловой решетки	$\varphi = 0,98 - 0,009 \cdot \frac{b_1}{l_1}$	0,979	0,979	0,981
Действительная абсолютная скорость выхода из сопел, м/с	$C_1 = C_{1t} \cdot \varphi$	166,59	152,073	158,453
Шаг сопловых лопаток, м	$t_1 = \bar{t}_1 \cdot b_1$	0,041	0,041	0,027
Число сопловых лопаток, шт	$z_1 = \pi \cdot d_{cp} / t_1$	72	79	139
Высота рабочих лопаток	$l_2 = d_{cp} - d_{\kappa}$	0,253	0,34	0,4
Высота сопловых лопаток	$l_1 = l_2 - \Delta$	0,247	0,3334	0,394
Угол выхода из сопловой решетки, град	$\alpha_1 = \arcsin \frac{F_1}{\pi \cdot d_{cp} \cdot l_1}$	14,053	18,382	24,42
Относительная скорость метанола на входе в рабочую решётку, м/с	$W_1 = \sqrt{C_1^2 + u^2 - 2 \cdot u \cdot C_1 \cdot \cos \alpha_1}$	43,142	53,289	79,034
Угол входа в рабочую решётку, град	$\beta_1 = \arcsin \frac{C_1 \cdot \sin \alpha_1}{W_1}$	69,659	-64,146	-55,98
Потеря энергии в сопловой решётке, кДж/кг	$\Delta h_c = \frac{C_{1t}^2}{2000} \cdot (1 - \varphi^2)$	0,609	0,500	0,532
Теоретическая относительная скорость выхода из рабочей решётки, м/с	$W_{2t} = \sqrt{2 \cdot h_{ол} \cdot 10^3 + W_1^2}$	163,754	177,213	185,402
Теоретическая температура газа за рабочей решеткой, К	$T_{2t} = T_0^* - \frac{h_0^*}{c_{2\Gamma}}$	342,15	328,15	314,15
Давление газа за рабочей решеткой, МПа	P2	6,85	3,6	2,1

Продолжение таблицы 3.1

Наименование величин	Формулы расчета	Ступени		
		II	III	IV
Плотность газа за рабочей решеткой, кг/м ³	$\rho_{2t} = \frac{\rho_{\Gamma} \cdot P_2 \cdot 273,3}{T_{2t}}$	15,87	8,33	4,76
Скорость звука рабочей решётки, м/с	$a_2 = \sqrt{k \cdot P_2 \cdot V_{2t} \cdot 10^6}$	199,879	206,284	205,557
Число Маха рабочей решётки	$M_{2t} = \frac{W_{2t}}{a_2}$	0,819	0,859	0,902
Хорда, м	$b_2 = a_{нром} \cdot l_2$	0,053	0,054	0,036
Коэффициент расхода рабочей решетки	$\mu_2 = 0,965 - 0,012 \cdot a_{нром}$	0,962	0,963	0,964
Выходная площадь рабочей решетки, м ²	$F_2 = \frac{G'_m \cdot V_{2t}}{\mu_2 \cdot W_{2t}}$	0,234	0,412	0,689
Угол выхода из рабочей решётки, град	$\beta_{2эф} = \arcsin \frac{F_2}{\pi \cdot d \cdot l_2}$	18,388	22,234	27,187
Относительный шаг рабочей решетки, м	\bar{t}_2	0,65	0,6	0,77
Коэффициент скорости рабочей решетки	$\psi = 0,957 - 0,011 \cdot \frac{b_2}{l_2}$	0,955	0,955	0,956
Действительная скорость выхода из рабочей решётки, м/с	$W_2 = \psi \cdot W_{2t}$	156,334	169,281	177,246
Абсолютная скорость выхода из ступени, м/с	$C_2 = \sqrt{W_2^2 + u^2 - 2 \cdot u \cdot W_2 \cdot \cos \beta_2}$	49,347	64,968	86,654
Относительный шаг рабочей решетки, м	\bar{t}_2	0,65	0,6	0,77
Коэффициент скорости рабочей решетки	$\psi = 0,957 - 0,011 \cdot \frac{b_2}{l_2}$	0,955	0,955	0,956

Окончание таблицы 3.1

Наименование величин	Формулы расчета	Ступени		
		II	III	IV
Действительная скорость выхода из рабочей решётки, м/с	$W_2 = \psi \cdot W_{2t}$	156,334	169,281	177,246
Абсолютная скорость выхода из ступени, м/с	$C_2 = \sqrt{W_2^2 + u^2 - 2 \cdot u \cdot W_2 \cdot \cos \beta_2}$	49,347	64,968	86,654
Угол выхода потока из ступени, град	$\alpha_2 = \arctg \frac{W_2 \cdot \sin \beta_2}{W_2 \cdot \cos \beta_2 - u}$	87,934	-80,38	-69,157
Шаг рабочих лопаток, м	$t_2 = \bar{t}_2 \cdot b_2$	0,035	0,032	0,028
Число рабочих лопаток, шт.	$z_2 = \frac{\pi \cdot d_{cp}}{t_2}$	85	99	136
Потеря энергии в рабочей решетке, кДж/кг	$\Delta h_{л} = \frac{W_{2t}^2}{2000} \cdot (1 - \psi^2)$	1,187	1,374	1,479
Потеря с выходной скоростью, кДж/кг	$\Delta h_{вс} = \frac{C_2^2}{2000}$	1,218	2,111	3,754
Располагаемая энергия ступени, кДж/кг	$E_0 = h_0^* - \chi_2 \cdot \Delta h_{вс}$	25,867	24,446	23,77
Относительный лопаточный КПД	$\eta_{ол} = \frac{E_0 - \Delta h_{вс} - \Delta h_{л} - (1 - \chi_2) \Delta h_{вс}}{E_0}$	0,926	0,915	0,900
Внутренний относительный КПД	$\eta_{oi} = \frac{h_i}{E_0}$	0,920	0,91	0,897
Внутренняя мощность ступени, кВт	$N_i = G'_m \cdot h_i = G'_m \cdot E_0 \cdot \eta_{oi}$	3043,014	2844,87	2728

3.2.7 Заключение по расчету турбины

Спроектирована турбина со следующими техническими характеристиками:

Номинальная электрическая мощность $N_{ном} = 11500$ кВт

Параметры пара перед стопорным клапаном:

давление $P_0 = 1,9$ МПа;

температура $t_0=140$ °С;

Давление пара в конденсаторе, $P_k=0,21$ МПа;

Частота вращения ротора $n=3000$ об/мин;

Краткое описание турбины:

Проточная часть турбины имеет 4 ступеней.;

КПД последней ступени $\eta_{oi} = 0,897$.

Чертеж Метаноловой турбины представлен на листе 4 графической части

3.3 Расчет конденсатора метанола

10. Принципиальная схема испарителя метанола представлена на рисунке

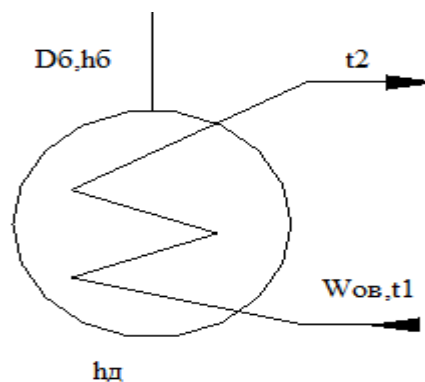


Рисунок 3.4 – Схема испарителя метанола.

Количество теплообменников -1.

Теплота освобождающаяся при конденсации метанола и передаваемая охлаждающей воде , кВт, определяется из уравнения теплового баланса конденсатора:

$$Q_k = D_6 \cdot (h_6 - h_0) = W_{ов} \cdot C_{ов} \cdot (t_{2в} - t_{1в}), \quad (3.105)$$

Из составленного уравнения выражаем расход охлаждающей воды:

$$W_{ов} = 5277,77 \text{ кг} / \text{с}$$

где h_6, h_0 - энтальпия метанола до и после конденсатора, кДж/кг;

$t_{2в}, t_{1в}$ - температура охлаждающей воды после и до конденсатора, °С;

$C_{ов}$ - теплоемкость воды, кДж/(кг*град);

$\eta = 0,98$ - КПД конденсатора.

3.3.8 Определение эскизной площади поверхности теплообмена

Эскизная площадь поверхности теплообмена определяется по следующей зависимости:

$$F_{\text{эск}} = \frac{Q}{K \Delta t_{\text{cp}}}, \text{ м}^2 \quad (3.106)$$

где Q – тепловая мощность кДж/кг;

K – коэффициент теплопередачи i -ой зоны;

Δt_{cp} – средний логарифмический температурный напор.

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_6}{\ln \frac{(\Delta t_6 + \delta t)}{\delta t}} = \frac{10}{\ln \frac{(10+10)}{10}} = 14,427$$

$$k = 4,07 \cdot a \cdot \left(\frac{1,1 \cdot w_6}{d_2}\right)^x \cdot \left(1 - \frac{0,42 \cdot \sqrt{a}}{1000} \cdot (35 - t_{16})^2\right) \cdot \Phi_z \cdot \Phi_d = 2969$$

$$F_{\text{эск}} = \frac{Q}{K \Delta t_{\text{cp}}} = \frac{2211300}{2969 \cdot 14,427} = 5163 \text{ м}^2$$

где $\Delta t_6 = t_{26} - t_{16}$ – температурный напор охлаждающей воды, °С;

$\delta t = 10$ °С;

a – коэффициент чистоты трубок конденсатора;

w_6 – скорость охлаждающей воды;

$x = 0,12 \cdot a \cdot (1 + 0,15 \cdot t_{16}) = 0,168$;

d_2 – внутренний диаметр трубок, мм;

Φ_z – коэффициент учитывающий влияние числа ходов воды Z в конденсаторе = 1;

Φ_d – коэффициент, учитывающий влияние паровой нагрузки конденсатора = 1.

3.3.9 Определение основных конструктивных размеров теплообменного аппарата

Выбираем размер труб: 19×1; трубы изготовлены из стали:

$$d_{\text{нар}} = 0,019 \text{ м}$$

$$\delta_{\text{ст}} = 0,001 \text{ м}$$

$$d_{\text{вн}} = 0,019 - 2 \cdot 0,001 = 0,017 \text{ м}$$

Число трубок конденсатора:

$$n = \frac{4W_{ог}}{\pi d_{вн}^2 \omega_6 \cdot \rho_6} = \frac{4 \cdot 5277,77}{3,14 \cdot 0,017^2 \cdot 2 \cdot 1000} = 11631,96 \approx 11632 \text{ шт} \quad (3.107)$$

Длина конденсаторной трубки, равна расстоянию между трубными досками:

$$l = \frac{F_{эск}}{\pi \cdot d_1 \cdot n} = \frac{5163}{3,14 \cdot 0,019 \cdot 11632} = 7,439 \text{ м} \quad (3.108)$$

Условный диаметр трубной доски, м:

$$D_y = d_1 \sqrt{\frac{n}{U_{мп}}} = 0,19 \sqrt{\frac{11632}{0,32}} = 3,598 \text{ м} \quad (3.109)$$

Далее выбираем из стандартного ряда (по ГОСТ 9617-79) $D_B=3600$ мм.
Размеры патрубка подвода и отвода теплоносителей:

$$D_{бвх} = 1,13 \sqrt{\frac{G_{ог} \nu_{вх}}{\omega_{вх}}} = 1,13 \sqrt{\frac{293,05 \cdot 0,16}{30}} = 0,902 \text{ м} \quad (3.110)$$

$$D_{бвых} = 1,13 \sqrt{\frac{G_{ог} \nu_{вых}}{\omega_{вых}}} = 1,13 \sqrt{\frac{293,05 \cdot 0,001}{2,5}} = 0,382 \text{ м} \quad (3.111)$$

$$D_{ог} = 1,13 \sqrt{\frac{W_{ог} \nu_{ог}}{\omega_{ог}}} = 1,13 \sqrt{\frac{5277,77 \cdot 0,001}{2}} = 1,624 \text{ м} \quad (3.112)$$

где $D_{пар}$ - расход греющего пара, кг/с;

ν_n - удельный объем пара на входе в ПВД, м³/кг;

ν_d - удельный объем охлаждающей воды, м³/кг;

$\omega_{вх}, \omega_{вых}$ - скорость метанола на входе и выходе, м/с;

$\nu_{вх}, \nu_{вых}$ - удельный объем метанола среды на входе и выходе, м³/кг;

В качестве способа закрепления труб на трубной доске, я выбираю ручная электродуговая сварка ГОСТ 5264-69-С18.

Конденсатор метанола изображен на листе 3 графической части.

После проведения конструкторского расчета были получены следующие конструктивные размеры элементов схемы:

Таблица 3.2 – Конструктивные размеры испарителя Метанола

Параметр	Значение
Площадь теплообмена, м ²	3500
Диаметр труб, мм	20
Общая длина труб, м.	91,4
Число ходов, шт.	10
Число труб, шт.	5200

Таблица 3.3 – Параметры Метаноловой турбины

Параметр	Значение
Номинальная электрическая мощность, МВт	11,5
Давление пара перед стопорным клапаном, МПа	1,9
температура пара перед стопорным клапаном	140
Частота вращения ротора, об/мин	3000
Число ступеней проточной части, шт.	4
КПД, %	89

Таблица 3.4 – Конструктивные размеры конденсатора Метанола

Параметр	Значение
Площадь теплообмена, м ²	3000
Диаметр труб, мм	19
Общая длина труб, м.	7,439
Число ходов, шт.	10
Число труб, шт.	5422

После получения основных размеров оборудования обнаружено, что дальнейшее увеличение мощности ОЦР модуля, без масштабной реконструкции фундамента невозможно, поскольку основное оборудование плотно занимает имеющееся место в пределах фундамента бывшего турбогенератора №2. В связи с чем дальнейший экономический расчет и 3D-моделирование будет опираться на следующую блочную схему, представленную на рисунке 3.5.

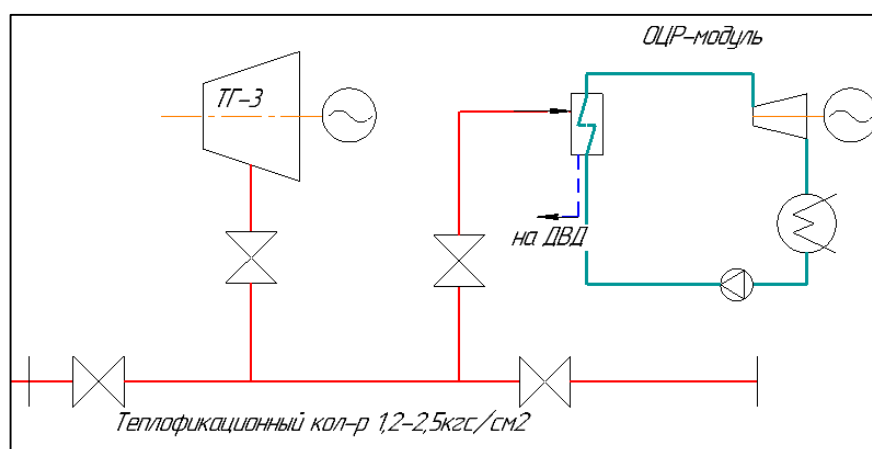


Рисунок 3.5 – Блочная работа ТГ-3 и ОЦР-модуля

4 Экономический расчет

Таблица 4.1 – Исходные данные

Наименование показателя	До реконструкции	После реконструкции
Установленная мощность, МВт	25	36,5
Состав основного оборудования	ПТ-25/90-10	ПТ-25/90-10+ ОЦР модуль
Число часов использования установленной мощности ч./год	7000	7000
Вырабатываемая мощность, МВт	25	36,5
Расход топлива, кг/с	11,7	11,7
Теплота сгорания топлива, кДж/кг	15280	15280
Себестоимость отпущенной Эл.Эн, руб./(кВт*ч)	0,926	0,818

4.1 Определение прироста ежегодных издержек на эксплуатацию

Прирост эксплуатационных расходов в проектных технико-экономических расчётах, группируются в укрупнённые статьи калькуляции, млн. руб./год:

$$U_{\Sigma} = U_{\text{т}} + U_{\text{зп}} + U_{\text{а}} + U_{\text{тр}} + U_{\text{пр}} \quad (4.1)$$

где $U_{\text{т}}$ – затраты на топливо;

$U_{\text{зп}}$ – расходы на оплату труда;

$U_{\text{а}}$ – амортизация основных производственных средств;

$U_{\text{тр}}$ – расходы на ремонт основных средств;

$U_{\text{пр}}$ – прочие расходы;

4.2 Расчет затрат на топливо

Расход топлива, кг/ч:

$$B_{\text{нат}} = B \cdot 3600 \quad (4.2)$$

где $B = 10,7$ кг/с – секундный расход топлива;

$$B_{\text{нат}} = 10,7 \cdot 3600 = 38520$$

Натуральный расход топлива, кг:

$$B'_{\text{нат}} = B_{\text{нат}} \cdot T_{\text{уст}} \quad (4.3)$$

где $T_{\text{уст}} = 7000$ – число часов использования установленной мощности;

$$B'_{\text{нат}} = 38520 \cdot 7000 = 269640000$$

Натуральный расход топлива, тонн:

$$B_{\text{нат}} = \frac{B'_{\text{нат}}}{1000} \quad (4.4)$$

$$B_{\text{нат}} = \frac{269640000}{1000} = 269640$$

Затраты на топливо, млн руб./год:

$$U_{\text{т}} = \text{Ц} \cdot B_{\text{нат}} \cdot 10^{-6} \quad (4.5)$$

где Ц – цена топлива, руб./тонн;

$$U_{\text{т}} = 720 \cdot 269640 \cdot 10^{-6} = 194,21$$

4.3 Расчет прироста на оплату труда

Для приближённых расчётов заработной платы по станции можно использовать формулу, млн. руб./год:

$$\Delta U_{\text{зп}} = \Delta N_{\text{у}} \cdot n_{\text{у}} \cdot \Phi_{\text{зп}} \cdot 10^{-6} \quad (4.6)$$

где $n_{\text{у}} = 0,5$ – штатный коэффициент;

$\Phi_{\text{зп}} = 480000$ – средняя зарплата одного работника за руб./год;

$\Delta N_{\text{у}} = 11,5$ – прирост установленной мощности, МВт;

$$\Delta U_{\text{зп}} = 11,5 \cdot 0,5 \cdot 480000 \cdot 10^{-6} = 2,76$$

Расходы только по эксплуатационному персоналу.

4.4 Прирост амортизационных отчислений

Прирост амортизационных отчислений, млн. руб./год:

$$\Delta U_{\text{а}} = K \cdot H_{\text{а}} \quad (4.7)$$

где $H_{\text{а}}$ – средняя норма амортизации станции в целом;

K – капитальные вложения, млн руб;

Оценка стоимости ОЦР модуля, млн руб., определяются по формуле:

$$K = (1338 \cdot P + 15474,18) \cdot 62 \quad (4.8)$$

где P – Мощность ОЦР модуля, кВт;

$$K = (1338 \cdot 11500 + 15474,18) \cdot 62 = 954,95$$

$$\Delta U_a = 954,95 \cdot \frac{7,5}{100} = 71,62$$

4.5 Прирост расходов на ремонт основных средств

Прирост расходов по ремонту, млн руб./год:

$$\Delta U_{тр} = K \cdot H_{тр} \quad (4.9)$$

где $H_{тр}$ – норма отчислений на ремонтное обслуживание от капитальных вложений;

$$\Delta U_{тр} = 954,95 \cdot \frac{6}{100} = 57,29$$

4.6 Прирост прочих расходов

К прочим расходам относятся:

- расходы по охране труда и техники безопасности;
- налоги и сборы;
- и др.

Их величина принимается 10 – 20 % от суммарных затрат на амортизацию, ремонт и зарплату, с учётом страховых взносов во внебюджетные фонды млн руб./год:

$$\Delta U_{пр} = 0,1 \cdot (U_a + U_{тр} + U_{зп}) + 0,3 \cdot U_{зп} \quad (4.10)$$

где СОЦ – страховые взносы во внебюджетные фонды по ставке 30% от расходов на оплату труда.

$$\Delta U_{пр} = 0,1 \cdot (71,62 + 57,29 + 2,76) + 0,3 \cdot 2,76 = 13,995$$

Прирост эксплуатационных расходов составит, млн руб./год:

$$U_3 = 194,21 + 2,76 + 71,62 + 57,29 + 13,995 = 397,495$$

4.7 Расчет себестоимости единицы электроэнергии

Годовой отпуск энергии с шин станции, МВт ч:

$$W_{\text{отп}} = W \cdot (1 - a_{\text{сн}}) \quad (4.11)$$

где $a_{\text{сн}}$ – коэффициент расхода электроэнергии на собственные нужды станции;

W – выработка электроэнергии, МВт ч;

Выработка электроэнергии, МВт ч:

$$W = N_y \cdot T_{\text{исп}} \quad (4.12)$$

где N_y – установленная мощность блока с ОЦР модулем, МВт;

$T_{\text{исп}}$ – число часов использования установленной мощности, ч/год;

$$W = 36,5 \cdot 7000 = 255500$$

$$W_{\text{отп}} = 255500 \cdot (1 - 0,04) = 245280$$

Себестоимость отпущенной энергии, руб./кВт ч:

$$U_{\text{отп}}^3 = \frac{(U^3 + \Delta U^3)}{W_{\text{отп}}} \cdot 10^3 \quad (4.13)$$

где U^3 – эксплуатационные расходы до реконструкции, млн руб./год;

ΔU^3 – прирост эксплуатационных расходов, млн руб./год;

Эксплуатационные расходы до реконструкции, млн руб./год:

$$U^3 = N_{\text{нач}} \cdot T_{\text{уст}} \cdot U_{\text{отп.нач}}^3 \quad (4.14)$$

где $N_{\text{нач}}$ – вырабатываемая мощность до реконструкции;

$T_{\text{уст}}$ – число часов использования установленной мощности, ч/год;

$U_{\text{отп.нач}}^3$ – себестоимость отпущенной электроэнергии до реконструкции, руб./кВт ч;

$$U^3 = 25 \cdot 7000 \cdot 0,926 = 162050$$

$$U_{\text{отп}}^{\text{э}} = \frac{(162050 + 194,21)}{245280000} \cdot 10^3 = 0,661$$

Себестоимость выработанной энергии, руб./кВт ч:

$$U_{\text{выр}}^{\text{э}} = \frac{(U^{\text{э}} + \Delta U^{\text{э}})}{W_{\text{выр}}} \cdot 10^3 \quad (4.15)$$

где $U^{\text{э}}$ – эксплуатационные расходы до реконструкции, млн руб./год;

$\Delta U^{\text{э}}$ – прирост эксплуатационных расходов, млн руб./год;

$W_{\text{выр}}$ – годовая выработка энергии на станции, МВт ч;

$$U_{\text{выр}}^{\text{э}} = \frac{(162050 + 194,21)}{255500000} \cdot 10^3 = 0,635$$

4.8 Расчет показателей эффективности проекта

Срок окупаемости – это период (измеряемый в месяцах, кварталах или годах), начиная с которого первоначальные затраты покрываются суммарными результатами. Другими словами, это интервал времени, в течение которого общий объем капитальных затрат остаётся большим суммы амортизационных отчислений и прироста прибыли предприятия.

Соотношение между доходами и расходами по реализации проекта определяется показателем чистого дисконтированного дохода (ЧДД). Если ЧДД больше нуля то все затраты по проекту окупаются доходами, т. е. данный проект инвестиций можно рекомендовать к практической реализации.

Чистый дисконтированный доход, млн руб.:

$$\text{ЧДД} = \sum_{n=0}^t \left([(T - U_{\text{отп}}^{\text{э}}) \cdot W_{\text{отп}} \cdot (1 - H_{\text{пр}}) + U_{\text{а}}] \cdot \frac{1}{(1 + 0,1)^n} \right) - K \quad (4.16)$$

где K – стоимость строительства станции, млн руб.;

$U_{\text{отп}}^{\text{э}}$ – себестоимость отпущенной энергии, руб./кВт·ч;

$W_{\text{отп}}$ – годовой отпуск энергии с шин станции, МВт·ч;

$H_{\text{пр}}$ – налоговая ставка на прибыль, %;

n – текущий год;

$T = 2,48$ руб/кВт·ч – тариф на отпущенный кВт·ч с учетом планируемой рентабельности;

Выручка от реализации электрической энергии составит, млн руб.:

$$\text{ВРП} = T \cdot W_{\text{отп}} \quad (4.18)$$

$$\text{ВРП} = 2,48 \cdot 245,2 = 608,096$$

Доход от основной деятельности, млн руб.:

$$D_{\text{осн}} = \text{ВРП} - C \quad (4.19)$$

где C – полная себестоимость производства и отпуска электрической энергии, млн руб.;

Полная себестоимость производства и отпуска электрической энергии, млн руб., рассчитывается по формуле:

$$C = U_{\text{отп}}^3 \cdot W_{\text{отп}} \quad (4.20)$$

$$C = 0,661 \cdot 245,2 = 162,077$$

$$D_{\text{осн}} = 608,096 - 162,077 = 446,018$$

Налог на прибыль по ставке 20% составит, млн руб.:

$$H_{\text{пр}} = D_{\text{осн}} \cdot 0,2 \quad (4.21)$$

$$H_{\text{пр}} = 446,018 \cdot 0,2 = 89,2$$

Чистая прибыль считается по формуле, млн руб.:

$$\text{ЧП} = D_{\text{осн}} - H_{\text{пр}} \quad (4.22)$$

$$\text{ЧП} = 446,018 - 89,2 = 356,81$$

Чистый денежный поток, млн руб.:

$$\text{ЧДП} = \text{ЧП} + A \quad (4.23)$$

где $A = \Delta U_a = 71,62$ – амортизационные отчисления, млн руб.;

$$\text{ЧДП} = 356,81 + 71,62 = 428,43$$

Чистый денежный поток нарастающим итогом будет считаться по формуле:

$$\text{ЧДПНИ}_t = \text{ЧДПНИ}_{t-1} + \text{ЧДП}_t \quad (4.24)$$

где t – текущий год;

Дисконтированный денежный поток определяется по формуле:

$$\text{ДДП}_t = \frac{\text{ЧДП}_t}{(1+r)^t} \quad (4.25)$$

где $r = 0,1$ – норма дисконта;

Дисконтированный денежный поток нарастающим итогом определяется по формуле:

$$\text{ДДПНИ}_t = \text{ДДПНИ}_{t-1} + \text{ДДП}_t \quad (4.26)$$

Для определения простого срока окупаемости необходимо использовать данные ЧДП (чистого денежного потока) и ЧДПНИ (чистого денежного потока нарастающим итогом).

Для определения дисконтированного срока окупаемости необходимо использовать ДДП (дисконтированный денежный поток) и ДДПНИ (дисконтированный денежный поток нарастающим итогом).

Жизненный цикл проекта составляет 10 лет.

Расчет показателей эффективности инвестиций сведен в таблицу 4.2.

Таблица 4.2 – Показатели эффективности инвестиций

Показатели	Расчетный период										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Денежный поток по инвестиционной деятельности (кап.вложения, млн.руб)	-954	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Выручка от реализации, млн.руб.		608,096	608,096	608,096	608,096	608,096	608,096	608,096	608,096	608,096	608,096
Полная себестоимость, млн.руб.		162,077	162,077	162,077	162,077	162,077	162,077	162,077	162,077	162,077	162,077

Окончание таблицы 4.2

Амортизационные отчисления, млн.руб.		71,62	71,62	71,62	71,62	71,62	71,62	71,62	71,62	71,62	71,62
Доход от основной деятельности, млн.руб.		446,018	446,018	446,018	446,018	446,018	446,018	446,018	446,018	446,018	446,018
Налог на прибыль, млн.руб		89,2036	89,2036	89,2036	89,2036	89,2036	89,2036	89,2036	89,2036	89,2036	89,2036
Чистая прибыль, млн.руб.		356,8144	356,8144	356,8144	356,8144	356,8144	356,8144	356,8144	356,8144	356,8144	356,8144
Денежный поток от основной деятельности, млн.руб		446,019	446,019	446,019	446,019	446,019	446,019	446,019	446,019	446,019	446,019
Коэффициент дисконтирования, $\frac{1}{(1+0,1)^n}$		0,909	0,826	0,751	0,683	0,62	0,564	0,513	0,466	0,424	0,385
Чистый денежный поток, млн.руб.	-954	428,43	428,43	428,43	428,43	428,43	428,43	428,43	428,43	428,43	428,43
Чистый денежный поток нарастающим итогом	-954	-525,56	-97,13	331,30	759,73	1188,1	1616,6	2045,0	2473,4	2901,91	3330,34
Дисконтированный денежный поток	-954	363,08	307,6949	260,7584	220,9817	187,2726	158,7056	134,4963	113,9799	96,59314	81,85859
Дисконтированный денежный поток нарастающим итогом	-954	-590,92	-283,22	-22,46	198,51	385,78	544,49	678,98	792,96	889,56	971,42

По итогу чистый дисконтированный доход проекта (ЧДД) составил ЧДД = 971,42 млн руб. Простой срок окупаемости составил 2 года 3 месяца, тогда как дисконтированный срок окупаемости составил 4 года 2 месяца.

Для определения внутренней нормы доходности необходимо найти такую норму дисконта, при которой значение чистого дисконтированного дохода проекта становится отрицательным (как можно ближе к нулю). При дисконтной ставке 44% ЧДД = -44,12 млн руб.

Таким образом, внутренняя норма доходности составляет, %:

$$\text{ВНД} = r_1 + \frac{\text{ЧДД}_{r_1}}{\text{ЧДД}_{r_1} - \text{ЧДД}_{r_2}} \cdot (r_2 - r_1) \quad (4.27)$$

где $r_1 = 10\%$, дисконтная ставка, принятая для проекта;

$r_2 = 80\%$, дисконтная ставка, при которой ЧДД отрицательный;

ЧДД_{r_1} – чистый дисконтированный доход проекта при дисконтной ставке r_1 ;

ЧДД_{r_2} – чистый дисконтированный доход проекта при дисконтной ставке r_2 ;

$$\text{ВНД} = 0,1 + \frac{971,42}{971,42 + 44,12} \cdot (0,4 - 0,1) = 44,1$$

Резерв безопасности для рассматриваемого проекта можно принять на 10% меньше ВНД, что в итоге составит 26%.

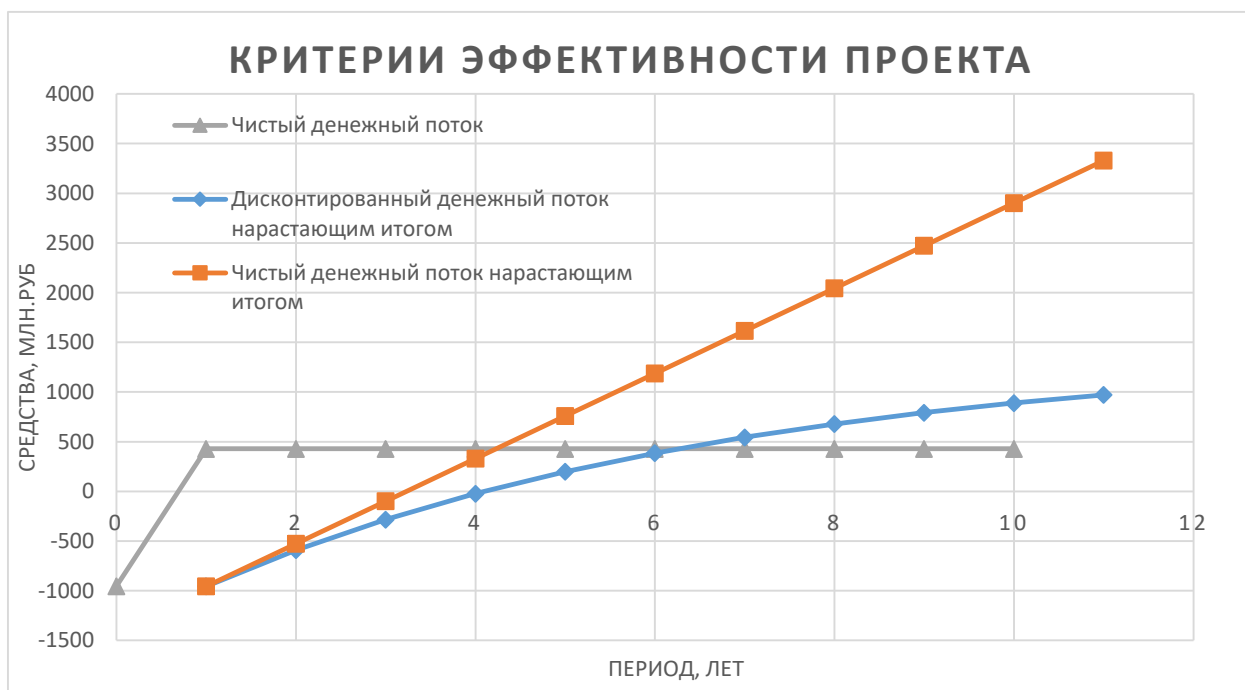


Рисунок 4.1 – Финансовый профиль проекта

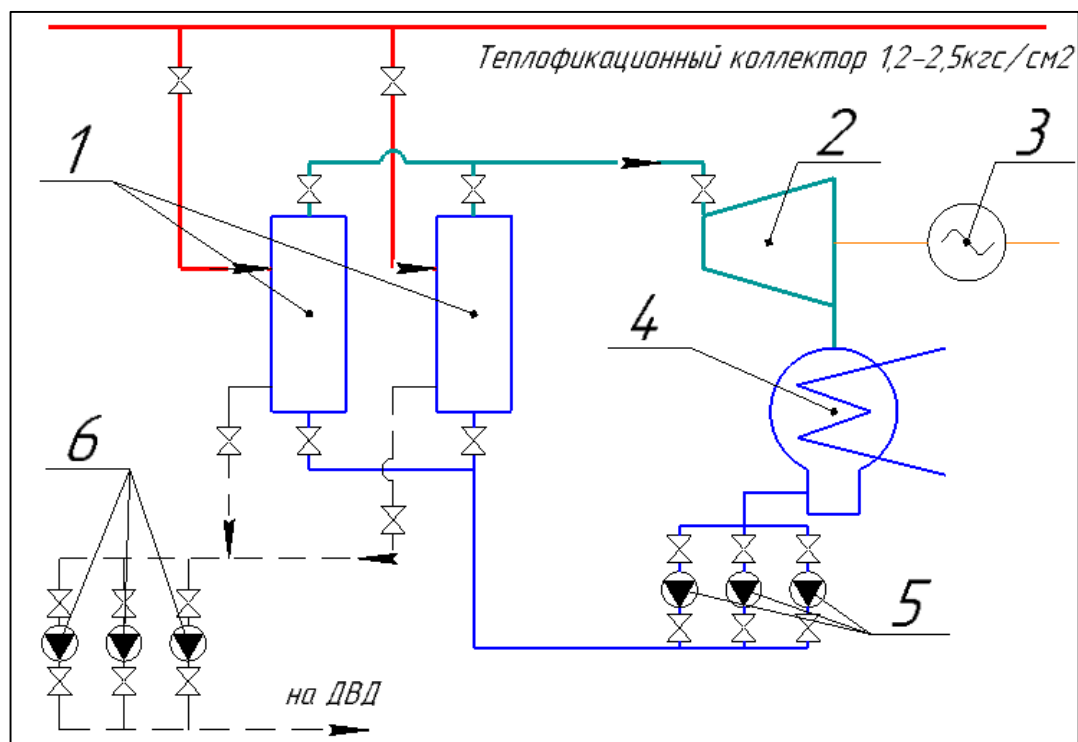
После определения критериев оценки эффективности проекта можно сделать следующие выводы: проект является эффективным в виду того, что $\text{ЧДД} > 0$, мало рискованным, так как резерв безопасности по проекту составляет 26,6%, доходным, так как дисконтированный индекс доходности больше 1, инвестор получит 1,18 рублей прибыли на 1 рубль инвестиций. Простой срок окупаемости составил 2 год и 3 месяца, дисконтированный – 4 года и 2 месяца.

Все критерии говорят о целесообразности реализации проекта.

5 3D-моделирование компоновки основного оборудования ОЦР-модуля

По результатам проведенной работы, получилось создать 3D-модель разработанного технического решения. В качестве выбранного места, выбран фундамент бывшего турбогенератора ст.№2 с небольшими изменениями.

Так же для упрощения дальнейшей компоновки была разработана тепловая схема работы ОЦР-модуля, представленная на рисунке 5.1.



1 – Испарители Метанола (ИСП-1, ИСП-2), 2 – ОЦР-Турбина (прототип Siemens SST-200), 3 – Электрогенератор (ТГП-6,3(10,5)-12000-2У3), 4 – Конденсатор Метанола, 5 – Насосы конденсата Метанола (НКЭ-1, НКЭ-2, НКЭ-3), 6 – Дренажные насосы конденсата Испарителей (ДрНИСП)

Рисунок 5.1 – Тепловая схема работы ОЦР-модуля.

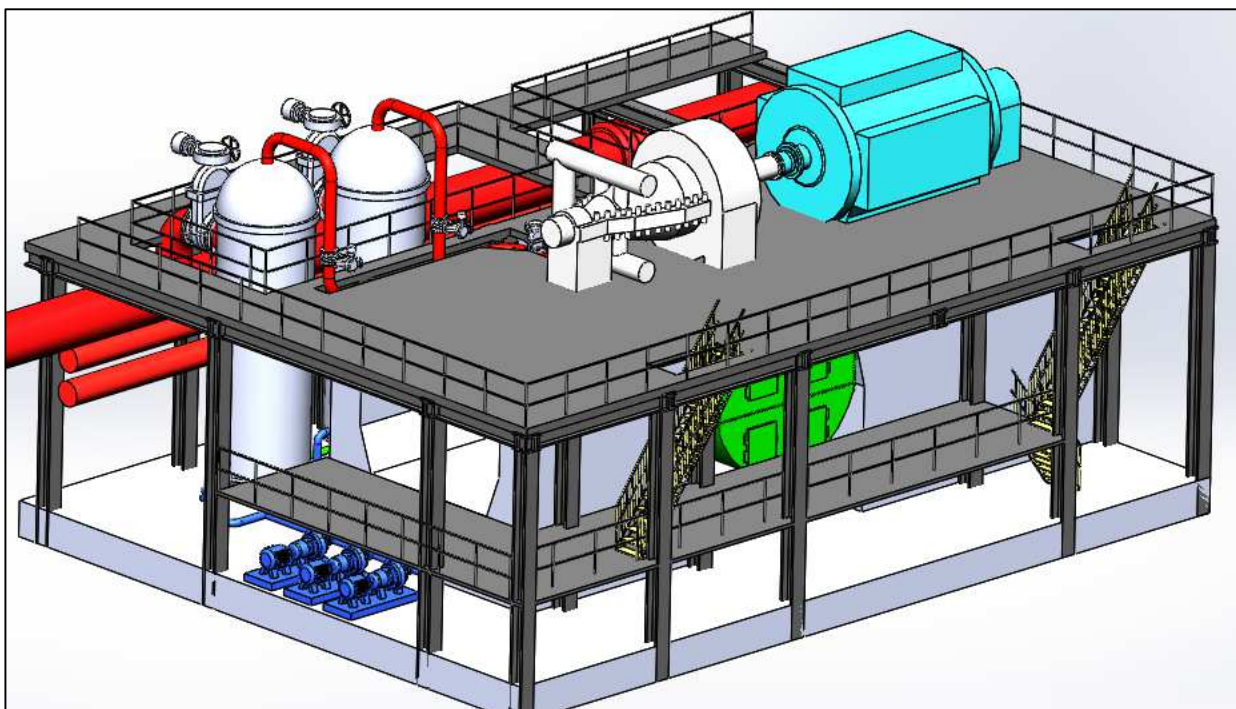


Рисунок 5.2 – Общий вид ОЦР-модуля.

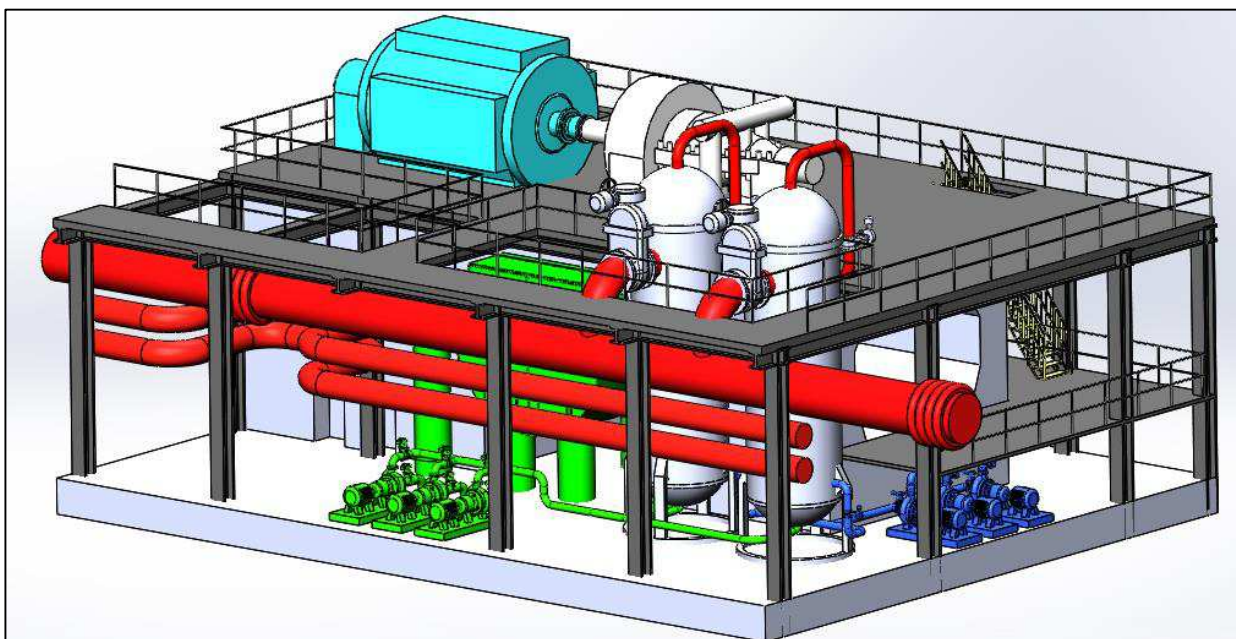


Рисунок 5.3 – Общий вид ОЦР-модуля.

Как видно из полученной модели, все элементы схемы, рассчитанные ранее в работе, возможно разместить на территории «Красноярской ТЭЦ-1» в базе фундамента бывшего ТГ-2 без масштабных реконструкций в цеху.

На модели представлены следующие крупные узловые сборки:

1. Турбогенератор
2. Группа Испарителей
3. Группа конденсатных насосов Метанола
4. Группа дренажных насосов конденсата испарителей

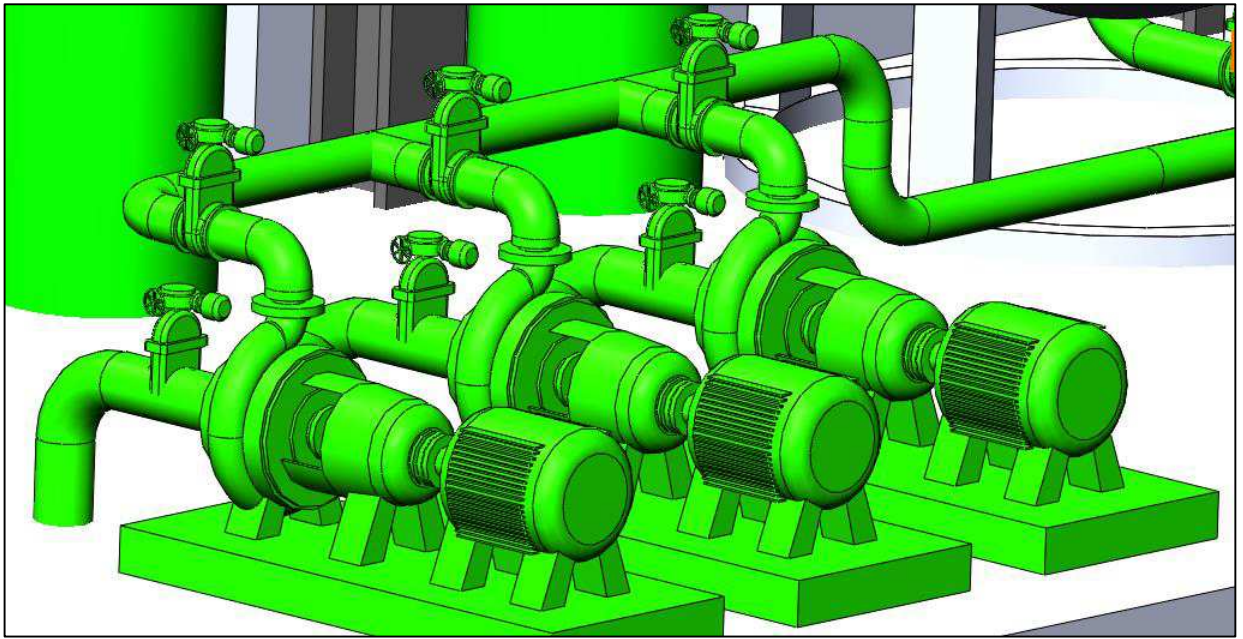


Рисунок 5.3 – Конденсатные насосы Метанола (КНЭ)

В качестве КНЭ были выбраны насосы фирмы ENCE gmbh Центробежный одноступенчатый насос для спиртов Насос горизонтальный по стандарту ISO 5199 & ISO 2858.

Таблица 5.1 – Характеристики КНЭ.

Параметр	Значение
Производительность	170 м ³ /ч
Напор	113 м
Кпд	70%
Частота вращения вала	2900 об/мин
Уплотнение вала	Механическое, API plan 11

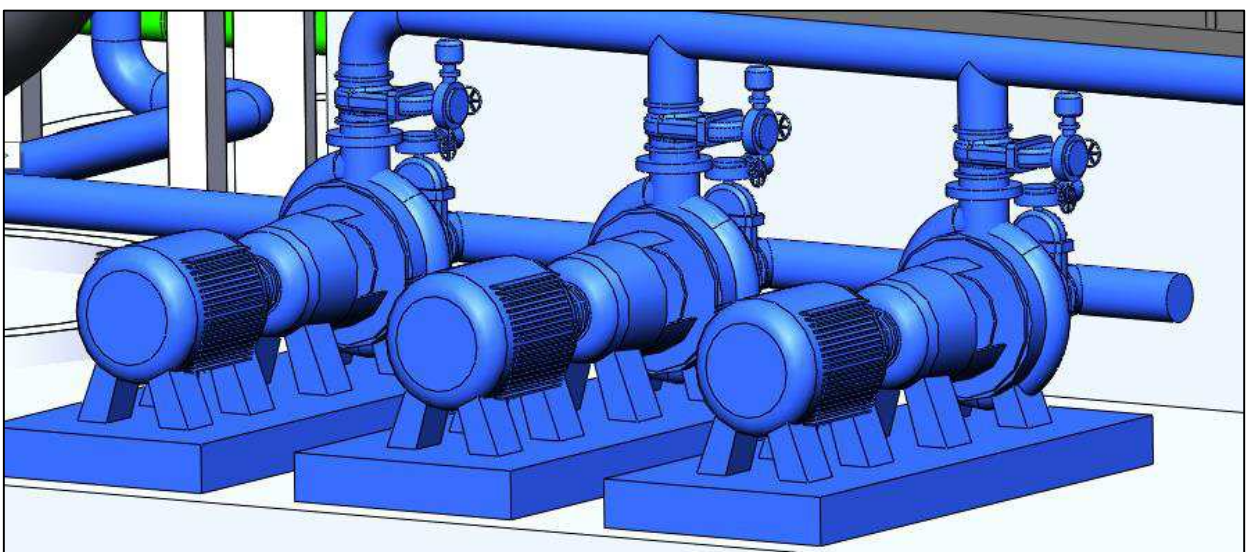


Рисунок 5.4 – Дренажные насосы Испарителей (ДрНИСП)

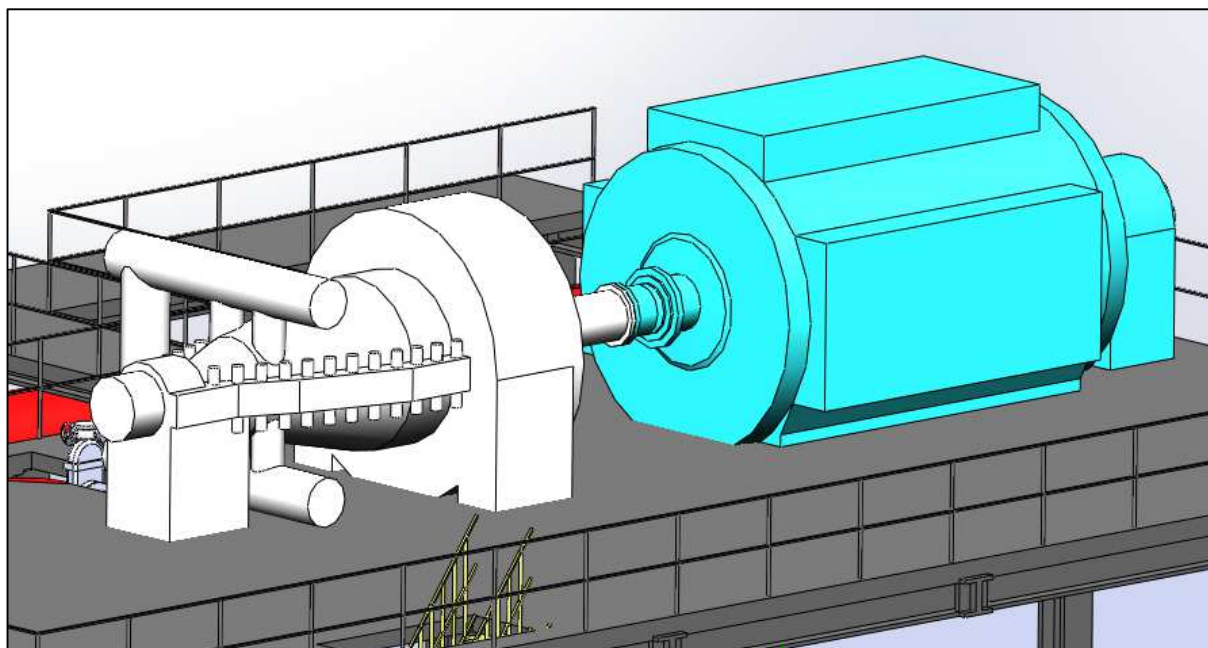


Рисунок 5.5 – Турбогенератор.

Связка турбогенератора представляет собой взятую за основу паровую турбину Siemens SST-200, переделанную под работу на Метаноле, с электрической системой регулирования, и генератора, являющийся совместной разработкой ООО УК «УралЭнергосервис» и НПО «ЭЛСИБ» ТГП – 6,3(10,5)-120002У3.

Таблица 5.2 – Характеристики генератора.

Параметр	Значение
Активная мощность	12000 кВт
Полная мощность	15000 кВт
Напряжение статора	10,5 кВ (звезда)/ 6,3 кВ(треугольник)
Ток Статора	825 А(звезда)/ 794 А(треугольник)
Коэффициент мощности	0,8
КПД	97,7
Тип охлаждения	Воздушный

Подробный план размещения представлен на первом листе графической части.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В рамках темы магистерской диссертации на тему «Повышение энергетической эффективности за счет структурно-технологической модернизации ТЭС», был проведено:

1. Литературный обзор существующих технологий по утилизации низкопотенциального тепла. В том числе были выделены существующие компании, занимающиеся производством готовых технических решений, согласно параметрам интересующего источника.

2. Проведены расчеты тепловых схем основного оборудования, для определения количества энергии сбрасываемой энергии с потоками. После чего проведен сравнительный анализ, позволяющий определить наиболее подходящий источник низкопотенциального тепла.

3. Проведено исследование, оптимального выбора рабочего тела для использования органического цикла Ренкина, утилизирующего тепло теплофикационного пара.

4. Выполнен конструкторский расчет основного оборудования, позволивший выполнить 3D-модель, позволяющую получить наглядное представление о расположении ОЦР-модуля в турбинном цеху «Красноярской ТЭС-1»

5. Проведена технико-экономическая оценка инвестиционной привлекательности проекта.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (тепловой расчет парового котла) : Учебное пособие / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2005. – 96 с.
2. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (аэродинамический расчет котельных установок): Учебное пособие / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2006. – 71 с.
3. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (выбор и расчет систем пылеприготовления и горелочных устройств котельных агрегатов): Учебное пособие / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2006. – 45 с.
4. Мижинский М.Ю., Сигутова М.А. //Иновации. 2008. №4(114). С.84-86.
5. Ибатуллин О.У., Ибатуллин У.Г. // Экономика природопользования. 2008. №1. С.13-20.
6. Актуальность использования тепловых насосов, история развития / По материалам компании ООО "СУ-25". ГАЗинформ. Ежеквартальный журнал. 2008. №1/20.
7. Ефимов, Н. Н. Анализ использования тепловых насосов на тепловых и атомных электростанциях / Н. Н. Ефимов, В. В. Папин, П. А. Малышев, Р. В. Безуглов // Известия вузов. Северо-Кавказский регион. Серия: Технические науки. – 2010. – № 4. – С. 35-39.
8. Пат. 2269013 Российская Федерация, МПК⁷ F01 К 17/02. Способ работы тепловой электрической станции / В. И. Шарапов, М. Е. Орлов, Н. С. Подстрешная; заявитель и патентообладатель УлГТУ. – № 2004106653/06; заявл. 05.03.2004; опубл. 27.01.2006. Бюл.№ 3. – 3 с.
9. Пат. 2269015 Российская Федерация, МПК⁷ F01 К 17/02. Тепловая электрическая станция / В.И. Шарапов, М.Е. Орлов, Н.С. Подстрешная; заявитель и патентообладатель УлГТУ. – № 2004107523/06; заявл. 12.03.2004; опубл. 27.01.2006. Бюл. № 3. – 3 с.
10. Powell RL. CFC phase-out: have we met the challenge? / J Fluor Chem – 2002. – V.114 – P. 237-250.
11. Chen H. The conversion of low-grade heat into power using supercritical rankine cycles [Ph.D thesis]./ University of South Florida – 2010. –P. 33.
12. Hung T. A review of organic Rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat./ T. Hung, T. Shai, S. Wang.// Energy – 1997. – V.22 – P. 661-667.
13. Chen H. A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat / H. Chen, D.Y. Goswami, E.K. Stefanakos // Renewable and Sustainable Energy Reviews – 2010. – V.14 – P.3059–3067.
14. Imran M. Economic assessment of greenhouse gas reduction through low-grade waste heat recovery using organic Rankine cycle(ORC) / M. Imran, B.S.

Park, H.J. Kim, D.H. Lee, M. Usman // Journal Of Mechanical Science And Technology –2015. – V.29 –P.835–843.

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

16. Актуальность использования тепловых насосов, история развития / По материалам компании ООО "СУ-25". ГАЗинформ. Ежеквартальный журнал. 2008. №1/20.

17. Рейтинг регионов РФ по уровню энергодостаточности в 2017 году. [Электронный ресурс] : Рейтинговое агентство «РИА Рейтинг» – Режим доступа: <http://riarating.ru>

18. Ефимов, Н. Н. Анализ использования тепловых насосов на тепловых и атомных электростанциях / Н. Н. Ефимов, В. В. Папин, П. А. Малышев, Р. В. Безуглов // Известия вузов. Северо-Кавказский регион. Серия: Технические науки. – 2010. – № 4. – С. 35-39.

19. Ефимов, Н. Н. Энергетическая эффективность использования абсорбционного бромисто-литиевого теплового насоса в тепловых схемах ТЭС / Н. Н. Ефимов, И. В. Янченко, С. В. Скубиенко // Известия вузов. Северо-Кавказский регион. Серия: Технические науки. – 2014. – № 1. – С. 17-21.

20. Орлов, М. Е. Использование теплонасосных установок на ТЭЦ для обеспечения пиковой тепловой нагрузки / М. Е. Орлов // Теплоэнергетика и теплоснабжение: сборник научных трудов НИЛ ТЭСУ УлГТУ. Вып. 2. – Ульяновск: УлГТУ, 2004. – С. 19-28.

21. Орлов, М. Е. Повышение энергетической эффективности и совершенствование структуры теплофикационных систем городов/ М. Е. Орлов // Труды Академэнерго. – 2012. – № 1. – С. 71-89.

22. Повышение эффективности работы централизованных систем теплоснабжения за счет применения теплонасосных установок / П. В. Ротов, М. Е. Орлов, В. И. Шарапов, А. А. Сивухин // Промышленная энергетика. - 2014. - № 7. - С. 27-31.

23. Ротов, П. В. Регулирование нагрузки городских теплофикационных систем / П. В. Ротов, В. И. Шарапов. – Ульяновск: УлГТУ, 2013. – 309 с.

24. Пат. 2269013 Российская Федерация, МПК⁷ F01 К 17/02. Способ работы тепловой электрической станции / В. И. Шарапов, М. Е. Орлов, Н. С. Подстрешная; заявитель и патентообладатель УлГТУ. – № 2004106653/06; заявл. 05.03.2004; опубл. 27.01.2006. Бюл.№ 3. – 3 с.

25. Логинова, Е. А. Повышение энергетической эффективности тепловых электрических станций с использованием низкокипящих рабочих тел в паротурбинных циклах, дис. канд, тех, наук, 05 14,04/Логинова Елена Анатольевна, * СПб., 2014, 7 229 с.

26. Шарапов В. И., Орлов М. Е. Совершенствование структуры и технологий работы централизованных систем теплоснабжения городов // Труды Академэнерго. 2009. №3. С. 68-83.

27. Орлов М. Е., Шарапов В. И. Совершенствование структуры и технологий работы городских ТЭЦ и теплофикационных систем. Ульяновск : УлГТУ, 2014. 352 с.

28. Шарапов В. И., Ротов П. В. Регулирование нагрузки систем теплоснабжения. М. : Новости теплоснабжения, 2007. 164 с

29. Пат. 2573788 Российская Федерация, МПК7 F24 D 12/02. Способ теплоснабжения населенных пунктов / В. И. Шарапов, М. Е. Орлов, П. В. Ротов; заявитель и патентообладатель УлГТУ. №2014151979/12; заявл. 01.12.2014; опубл. 27.01.2016. Бюл. №3. 5 с. 5.

30. Пат. 2235249 Российская Федерация, МПК7 F24 D 3/08. Способ теплоснабжения / В. И. Шарапов, М. Е. Орлов, П. В. Ротов, И. Н. Шепелев ; заявитель и патентообладатель УлГТУ. – №2003108707/06; заявл. 28.03.2003; опубл. 27.08.2004. Бюл. № 24. 4 с.

31. Материалы научно-практической конференции. Институт энергетики и транспортных систем СПбПУ 2015 издательство: федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования "санкт-петербургский политехнический университет петра великого"(санкт-петербург)

32. СТО 4.2–07–2014. Система менеджмента качества. Общие требования к построению, изложению и оформлению документов учебной деятельности. Введен взамен СТО 4.2–07–2012. Дата введения 30 декабря 2013 года. Красноярск ИПК СФУ, 2014. 60с.

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт

институт

Тепловые электрические станции

кафедра

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой



Подпись

Е.А. Бойко

инициалы, фамилия

« 09 »

ноября

2018г.

ЗАДАНИЕ
НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ
в форме магистерской диссертации

Студенту Козыреву Михаилу Дмитриевичу
фамилия, имя, отчество

Группы ФЭ18–06М Направление (специальность) 13.03.01.02
номер группы код

Теплоэнергетика и теплотехника

наименование

Тема выпускной квалификационной работы Повышение энергетической эффективности за счет структурно-технологической модернизации ТЭС

Утверждена приказом по университету № 17144/с от 9 ноября 2018 г

Руководитель ВКР Е.А.Бойко, профессор, д.т.н., кафедра ТЭС
инициалы, фамилия, должность, учёная степень и место работы

Исходные данные для ВКР Объект исследования – Поток
низкопотенциального тепла «Красноярской ТЭЦ-1», г.Красноярск,
ул. Фестивальная 2.

Перечень разделов ВКР Основная часть, Расчетная часть, Конструкторское решение, Экономическая часть проекта, 3D-моделирование.

Перечень графического материала _____

Лист 1. ОЦР – модуль _____

Лист 2. Испаритель ОЦР – модуля _____

Лист 3. Конденсатор ОЦР – модуля _____

Лист 4. Турбина ОЦР – модуля _____

Руководитель ВКР


подпись

Е.А. Бойко
инициалы и фамилия

Задания принял к исполнению


подпись

М.Д. Козырев
инициалы и фамилия

« 09 » ноября 2018 г.

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

кафедра «Тепловые электрические станции»

ОТЗЫВ РУКОВОДИТЕЛЯ
выпускной квалификационной работы

студента Козырев М.Д.

ФИО

группы ФЭ 18-06М выполненной на тему Повышение энергетической эффективности за счет структурно-технологической модернизации ТЭС

1. Актуальность и новизна магистерской диссертации обусловлена проработкой технического и технологического решения по рациональной утилизации низкопотенциального тепла Красноярской ТЭЦ-1

2. Оценка содержания ВКР 1. Проведен литературный обзор по существующим технологиям, позволяющим утилизировать низкопотенциальное тепло, а также выделены потоки «Красноярской ТЭЦ-1» для их утилизации 2. Определены технологии для дальнейшего исследования на предмет возможности использования их на ТЭС; 3. Выполнены расчеты спроектированных схем утилизации тепла, выделенных потоков; 4. Оценен энергетический потенциал, выделенных потоков, с последующим ранжированием их по КПД и полученной дополнительно электроэнергии; 5. Проведен детальный расчет с исследованием выбора рабочего тела для самого эффективного технического решения; 6. Проведен конструкторский расчет основного оборудования для реализации выбранного технического решения; 7. Проведена технико-экономическая оценка реализации предложенного решения; 8. Выполнена наглядная 3D-модель, позволяющая получить представление о будущем расположении основного оборудования в зданиях и сооружениях «Красноярской ТЭЦ-1»

3. Замечания к ВКР Замечаний нет

4. Рекомендуемая оценка ВКР отлично

5. Руководитель ВКР Бойко Е.А.


подпись

ФИО

д.т.н., профессор, зав. кафедрой ТЭС СФУ

(ученая степень, звание, должность, место работы)

« 22 » июня 20 20 г.

Рецензия

на магистерскую диссертацию М.Д. Козырева
по магистерской программе «Энергоэффективные технологии
производства тепловой и электрической энергии»
по теме «Повышение энергетической эффективности за счет структурно-
технологической модернизации ТЭС»

Представленная магистерская диссертация посвящена вопросу эффективного использования тепловой энергии на тепловых электрических станциях, и конкретно на «Красноярской ТЭЦ-1».

Представленный литературный обзор, позволяет получить понятие о степени развития технологий по утилизации низкопотенциального тепла, известных за рубежом. Определив их области применения по температуре источника, автором были предложены схожие по рабочему диапазону потоки.

Разработанная методика, позволяет сравнивать между собой абсолютно разные по агрегатному состоянию потоки тепла и выделять из них наиболее эффективные. Преимущественно данная работа направлена на разработку способа утилизации тепла с помощью ОЦР-модулей, а также исследованию, определяющим лучшее рабочее тело для них.

Проведенная работа с 3D-моделированием, разработанного технического решения, очень наглядно представляет будущее возможное воплощение, а также позволяет оценить на сколько действующие здания и сооружения изначально подготовлены к предстоящим модернизациям.

Критерии эффективности проекта показали хорошую привлекательность для инвестиций.

К недостаткам работы можно отнести не достаточную проработку эксплуатационной пригодности. Так же не было учтено проведение монтажных работ и подготовка фундамента ТГ-2 под новое использование.

Замечания носят дискуссионный характер и не влияют на общее положительное впечатление от работы.

Представленная магистерская диссертация на тему «Повышение энергетической эффективности за счет структурно-технологической модернизации ТЭС» может быть рекомендована к защите и заслуживает оценки отлично.

Начальник турбинного цеха
АО «Красноярская ТЭЦ-1»



Андреев А.В.

АО "Красноярская ТЭЦ-1"
ТУРБИННЫЙ ЦЕХ