

Министерство науки и высшего образования РФ  
Федеральное государственное автономное  
образовательное учреждение высшего образования  
«**СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ**»

Политехнический институт

институт

Теплотехники и гидрогазодинамики

кафедра

УТВЕРЖДАЮ  
Заведующий кафедрой

В. А. Кулагин

подпись      инициалы, фамилия

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2024 г.

**БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА**

13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника

код – наименование направления

Разработка режимов работы электродвигательной

тема

и теплонасосной установки

Руководитель \_\_\_\_\_

подпись, дата

доцент, к.т.н \_\_\_\_\_

должность, ученая степень

С.П. Сибиряков

инициалы, фамилия

Выпускник \_\_\_\_\_

подпись, дата

С.С. Огнёв

инициалы, фамилия

Красноярск 2024

## РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа по теме «Разработка режимов работы электродотельной и теплонасосной установки» содержит 51 страницу текстового документа, 11 иллюстраций, 8 таблиц, 12 использованных источников.

Ключевые слова: Тепловой насос, котельная, нетрадиционные источники энергии, теплоснабжение.

Объектом исследования является - целесообразность использования тепловых насосов для теплоснабжения отдельного района г. Дивногорска.

Цели исследования:

- изучение теоретических основ по тепловым насосам;
- анализ климатических и географических данных г. Дивногорска;
- анализ электродотельной г. Дивногорска «Центральная»;
- расчет цикла теплонасосной установки;
- расчет кожухотрубных теплообменников;
- расчёт и сравнение затрат на электроэнергию по двум режимам работы котельной;
- расчет капитальных и эксплуатационных затрат объекта

В результате исследования был проведен расчет цикла теплонасосной установки и кожухотрубных теплообменников. Произведен подбор необходимого оборудования. Произведен расчет и сравнение затрат на электроэнергию по двум режимам работы котельной. Также рачитаны капитальные и эксплуатационные затраты.

## Оглавление

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1. Принцип работы теплового насоса. ....	5
1.2 Термодинамические основы работы парокompрессионного теплового насоса .....	8
1.3 Классификация теплонасосных установок. ....	11
1.4 Характеристика города Дивногорска и электростанции «Центральная».....	17
2. Расчет цикла теплонасосной установки .....	21
3. Расчет теплообменников для теплонасосной установки .....	26
3.1 Расчет испарительного теплообменника .....	29
3.2 Расчет конденсирующего теплообменника .....	35
4. Расчет стоимости электроэнергии по одноставочному тарифу.....	39
4.1 Расчет стоимости электроэнергии по зонному тарифу.....	42
4.2 Расчет капитальных и эксплуатационных затрат.....	47
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	49
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ .....	50

## ВВЕДЕНИЕ

В современном мире вопросы энергообеспечения и экологичности выходят на первый план. Исчерпание традиционных источников энергии наряду с ростом цен на логистику и ростом объемов выработки энергии, подталкивает к поиску альтернативных решений, как на бытовом, так и на производственном уровне. Одной из вариаций таких решений является разработка комбинированных систем отопления, сочетающих в себе электродкотельную и теплонасосную установку (ТНУ).

Тепловой насос использует тепловую энергию окружающей среды для отопления, охлаждения и горячего водоснабжения помещений, что позволяет существенно снизить потребление энергии при теплоснабжении. Комбинирование теплонасосных установок с электродкотлами позволит снизить себестоимость тепловой энергии, за счет снижения объемов закупаемой электроэнергии.

Целью данной работы является разработка оптимальных режимов работы комбинированной системы электродкотельной и теплонасосной установки для обеспечения максимальной энергоэффективности.

Задачи исследования:

- Анализ принципов работы и видов ТНУ.
- Изучение климатических факторов города Дивногорска и характеристик электродкотельной «Центральная».
- Расчет цикла ТНУ и подбор необходимого оборудования.
- Сравнительный анализ экономической эффективности разных режимов работы.

## 1. Принцип работы теплового насоса.

В современном мире, где вопросы энергоэффективности и бережного отношения к окружающей среде приобретают особую актуальность, **тепловые насосы** уверенно выходят на первый план среди инновационных отопительных технологий. Эти устройства не только обеспечивают комфортный микроклимат в жилых, офисных и промышленных помещениях круглый год, но и дарят ряд неоспоримых преимуществ, делая их привлекательными как для частных домовладельцев, так и для владельцев коммерческих объектов.

В основе функционирования теплового насоса лежит принцип переноса теплоты от менее нагретого источника к более нагретому с использованием внешнего источника энергии. В отличие от традиционных систем отопления, основанных на сжигании ископаемого топлива и загрязняющих атмосферу, тепловые насосы не производят выбросов парниковых газов, являясь экологически чистым решением.

Цикл работы теплового насоса:

1. Исходное состояние: Хладагент, циркулирующий по замкнутому контуру, находится в жидком состоянии и имеет низкую температуру.
2. Испарение: Хладагент, попадая в испаритель, поглощает тепло из окружающей среды (воздуха, воды или земли), закипая и переходя в газообразное состояние.
3. Сжатие: Газообразный хладагент поступает в компрессор, где его давление и температура значительно повышаются.
4. Конденсация: Нагретый хладагент попадает в конденсатор, где отдает тепло теплоносителю (воде) в системе отопления или ГВС, конденсируясь и возвращаясь в жидкое состояние.

Цикл повторяется: Хладагент в жидком состоянии снова поступает в испаритель, и цикл повторяется. Данный цикл наглядно показан на рисунке 1.

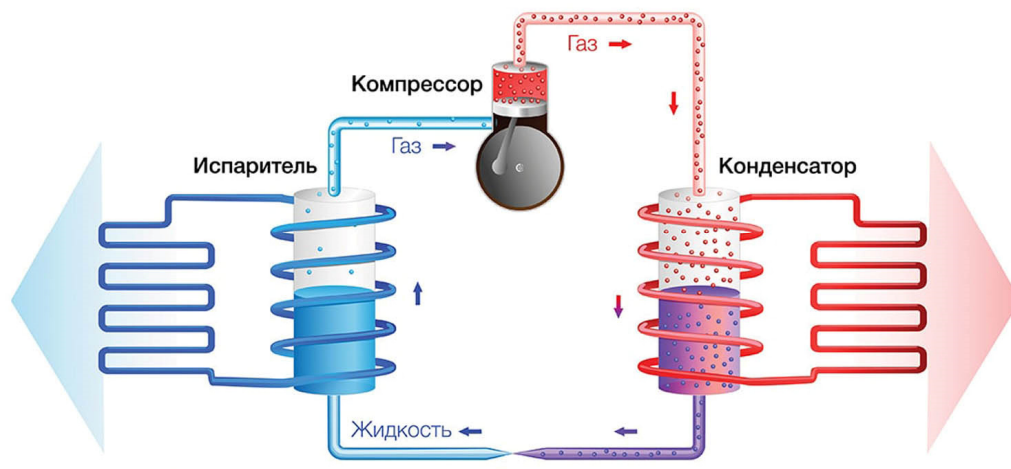


Рисунок 1. Цикл работы тепловой насосной установки

Преимущества тепловых насосов в общем виде можно назвать:

**Энергоэффективность.** Тепловые насосы потребляют меньше электроэнергии, чем традиционные системы отопления, что приводит к снижению эксплуатационных расходов. Например, коэффициент производительности современных моделей может достигать 4 и выше, что означает, что на 1 кВт электроэнергии, затраченной на работу насоса, он может произвести до 4 кВт тепловой энергии.

**Экологичность:** Отсутствие выбросов парниковых газов и минимум вредных воздействий на окружающую среду.

**Универсальность:** Возможность использования для отопления, охлаждения и ГВС. Тепловые насосы могут работать как в режиме обогрева, так и в режиме охлаждения, создавая комфортный микроклимат в помещении круглый год.

**Надежность:** Долговечность и простота обслуживания. Срок службы современных тепловых насосов может достигать 20-30 лет.

Безопасность: Отсутствие рисков, связанных с использованием ископаемого топлива.

Тепловые насосы могут применяться, как для нужд отопления и ГВС в многоквартирных или частных домах, так и для коммерческих предприятий.

## 1.2 Термодинамические основы работы парокompрессионного теплового насоса

Тепловой насос представляет обращенную тепловую машину. В тепловой машине за счет передачи теплоты производится работа, в тепловом насосе наоборот, работа затрачивается на передачу теплоты. Схема идеального теплонаносного цикла представлена на рисунке 2.

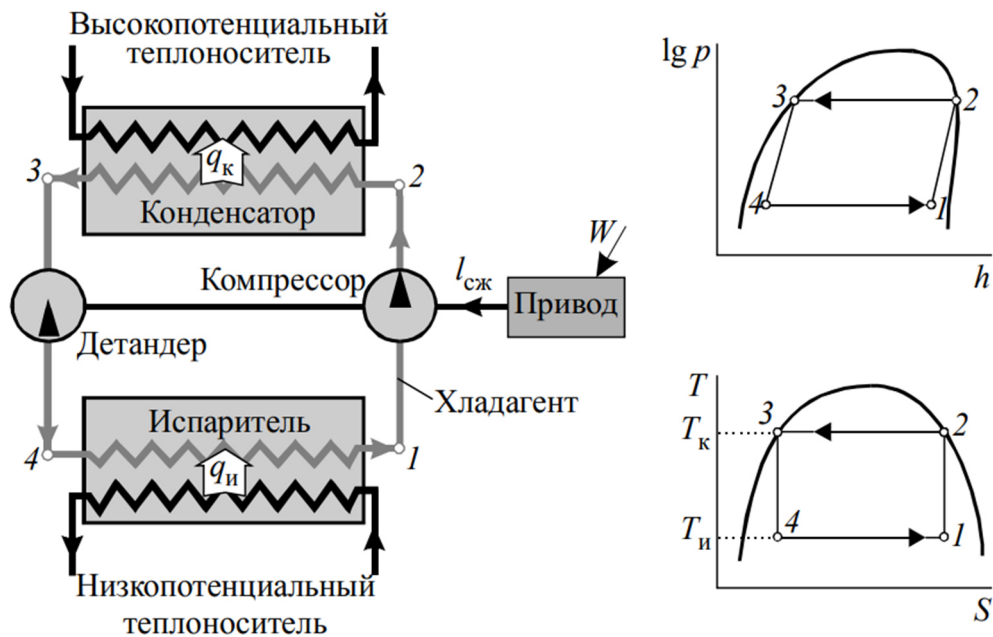


Рисунок 2. Схема идеального теплонаносного цикла.

Где:  $q_{и}$  – теплота, отдаваемая низкопотенциальным теплоносителем и получаемая хладагентом при его испарении;  $q_{к}$  – теплота, отдаваемая хладагентом при его конденсации и получаемая высокопотенциальным теплоносителем;  $l_{сж}$  – работа, необходимая для сжатия хладагента;  $W$  – энергия, подведенная к приводу;  $T_{и}$  ( $t_{и}$ ) и  $T_{к}$  ( $t_{к}$ ) – температуры испарения и конденсации.

В идеальном цикле теплового насоса Карно выполняются следующие операции:

Процесс 1-2. представляет собой обратимый процесс сжатия хладагента компрессором.



Процессы 2-3. представляют собой изотермическую конденсацию теплоносителя в конденсаторе и передачу тепла теплоносителю с высоким потенциалом.

Процесс 3-4 — это процесс обратимого расширения хладагента в расширителе (детандер, дроссельный вентиль).

Процесс 4-1 представляет собой изотермическое испарение охлаждающей жидкости испарителя за счет тепла, отводимого от низкопотенциального носителя.

В тепловом насосе с паровым сжатием (рисунок 3), в отличие от цикла теплового насоса Карно, следующие различия.

1. Поскольку детандер отличается высокой стоимостью используется дроссельная заслонка, а процесс расширения можно рассматривать как необратимый. Дроссельный клапан представляет собой клапан в форме регулируемого сопла, отверстия, или нерегулируемая капиллярная трубка.

2. Поскольку технически можно сжимать только газ, пар без жидкой смеси должен поступать в компрессор. Сжатие сопровождается потерей энергии и происходит не адиабатически, а политропно.

Исходя из вышесказанных отличий в реальном цикле теплового насоса выполняются следующие процессы:

Процесс 1-2 — обратимый процесс сжатия хладагента в компрессоре при постоянной энтропии.

Процессы 2-3 — изотермическая конденсация хладагента в конденсаторе и отдача теплоты высокопотенциальному теплоносителю.

Процесс 3-4 — обратимый процесс расширения хладагента в детандере (устройстве для расширения, обратном компрессору) при постоянной энтропии.

Процесс 4-1 – изотермическое испарение хладагента в испарителе за счет теплоты, отобранной у низкопотенциального теплоносителя.

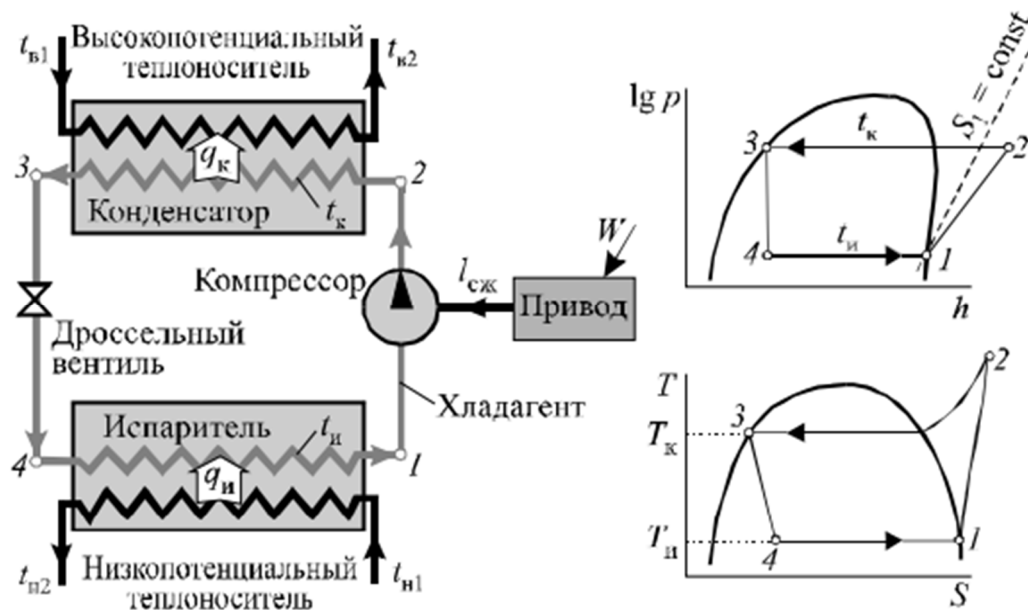


Рисунок 3. Тепловой насос с паровым сжатием

В реальном цикле теплового насоса на впуск компрессора должен подаваться пар без жидкой смеси. Поэтому пар перед компрессором должен слегка перегреться, и 1. точка должна быть на правой стороне (в области перегретого пара), а не на линии насыщения.

### 1.3 Классификация теплонасосных установок.

Тепловые насосы классифицируются в зависимости от места применения, целей использования.

Классификация по месту применения и назначению:

- **Бытовые:** используются для отопления, охлаждения и ГВС в жилых помещениях, таких как коттеджи, дачи, квартиры.
- **Промышленные:** применяются на промышленных объектах для различных целей, например, для технологических процессов, сушки материалов, рекуперации тепла.
- **Коммерческие:** используются в коммерческих помещениях, таких как офисы, магазины, склады, рестораны.

По виду передачи энергии различают компрессионные и абсорбционные установки.

Компрессионные теплонасосные установки наиболее распространены как промышленности, так и на бытовом уровне, их принцип действия - сжатие-расширение хладагента. Преимуществами такого насоса являются: простота конструкции, высокая эффективность, доступная цена. Однако вместе с тем имеет такие недостатки как шумность работы. Что ограничивает сферу его применения.

Абсорбционные тепловые насосы используют принцип удаления паров хладагента при помощи абсорбционной установки, что позволяет отказаться от компрессора. Преимуществами такого теплового насоса являются: бесшумность работы, возможность использования низкотемпературного тепла. Однако вместе с тем такие насосы имеют низкий тепловой коэффициент в сравнении с компрессионными, а также применение абсорберов значительно усложняет конструкцию, что сказывается на цене самого оборудования, а

также на объеме компетенций рабочих, обслуживающих и ремонтирующих данную установку.

Достаточно популярно разделение тепловых насосов по типу высокопотенциального и низкопотенциального теплоносителя: «воздух-воздух», «вода-вода», «воздух-вода», «грунт-вода».

**ТНУ типа «воздух-воздух»:** в таких ТНУ высоко- и низкопотенциальным теплоносителем является воздух. Принцип их работы заключается в получении тепла от воздуха снаружи помещения и передачи его воздуху внутри помещения. Этот процесс осуществляется при помощи контура хладагента (фреона, хладона и др.), который является промежуточным теплоносителем в этой системе.

Тепловые насосы «воздух-воздух» обладают рядом преимуществ перед другими системами тепло- холодоснабжения. Такие тепловые насосы не нуждаются в установке дополнительных трубопроводов, что значительно сказывается на уровне капитальных затрат и последующем обслуживании. Также благодаря использованию низкотоксичных хладагентов, они являются достаточно безвредными для окружающей среды.

Однако наряду с преимуществами такие системы имеют недостатки. Стабильность работы тепловых насосов «воздух-воздух» достаточно сильно зависит от стабильной температуры окружающей среды. Кроме того, в случае уменьшения необходимой циркуляции воздуха внутри помещения тепловая эффективность ТНУ значительно уменьшается.

Выбирая воздушную теплонасосную установку, необходимо должным образом проверить его энергоэффективность и экономические преимущества. Эти системы хоть и требуют повышенных капитальных вложений, но в дальнейшем значительно сократятся эксплуатационные затраты.

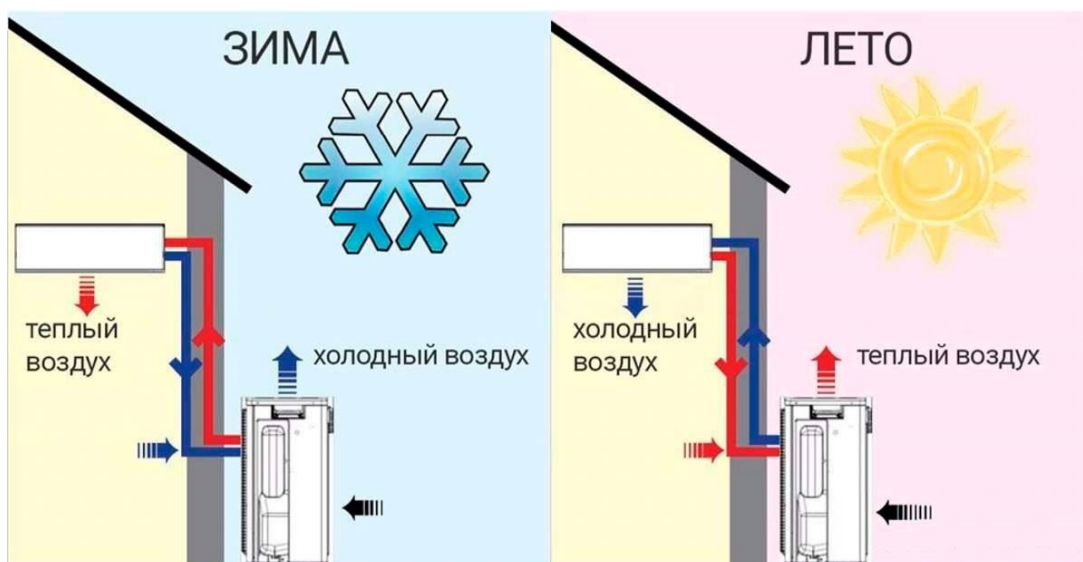


Рисунок 4. Тепловой насос типа «воздух-воздух»

**ТНУ типа «вода-вода»:** это тип ТНУ, использующий воду как низкопотенциальный и высокопотенциальный источник тепла.

Для установки теплового насоса «вода-вода» необходимо иметь доступ к грунтовым водам или надземному источнику с постоянной температурой. Вода из подземного источника (скважины) или водоема забирается насосом, проходит через теплообменник, где отдает тепло хладагенту, и сбрасывается обратно. Хладагент, нагретый в первом контуре, испаряется, поглощая тепло. Далее пар сжимается компрессором, повышая его температуру и давление. Затем горячий газообразный хладагент отдает тепло системе отопления дома через другой теплообменник, после чего конденсируется и возвращается в жидкое состояние, начиная новый цикл. Благодаря использованию стабильного по температуре источника тепла (подземные воды, водоемы) водяные насосы могут работать с более высокой теплопроизводительностью, чем воздушные аналоги.

Однако для таких тепловых насосов требуется бурение скважины или подведение водопровода от водоема, монтаж подземных трубопроводов, что увеличивает первоначальные затраты. Наряду с этим такие ТНУ не подходят для регионов с глубоким залеганием подземных вод или отсутствием водных источников с подходящей температурой.

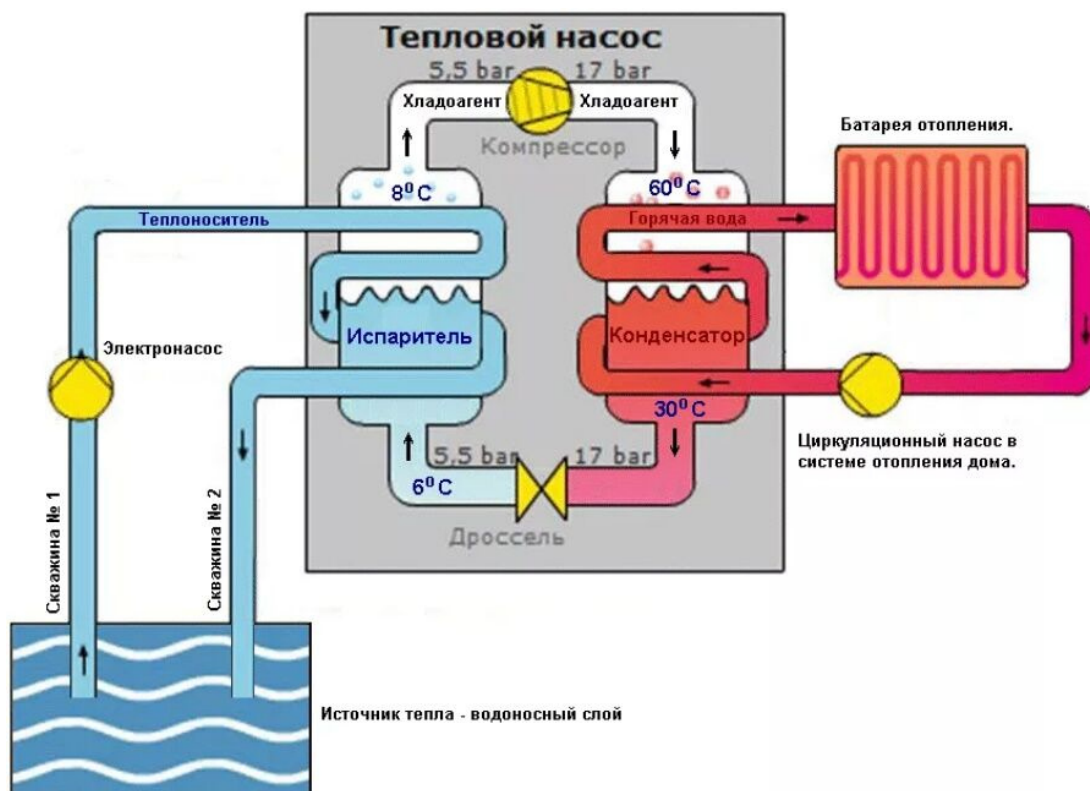


Рисунок 5. Тепловой насос типа «вода-вода»

**ТНУ типа «воздух-вода»:** низкопотенциальным источником тепла в таких системах служит наружный воздух, который забирается вентилятором и пропускается через теплообменник для передачи тепла хладагенту. Далее хладагент испаряется, поглощая тепло, сжимается компрессором и нагревается. Горячий газ отдает тепло воде в системе отопления через другой теплообменник и конденсируется, начиная новый цикл.

ТНУ "воздух-вода" могут быть интегрированы в систему отопления и ГВС на стадии проектирования и строительства, обеспечивая максимальную эффективность и совместимость с другими элементами здания. Также отсутствие необходимости в бурении скважин или подведении водопровода к водоемам делает монтаж этих систем более простым и дешевым.

Кроме того, Тепловые насосы "воздух-вода" производят до 4 кВт тепла на каждый кВт электроэнергии, что делает их одним из самых энергоэффективных способов отопления. При грамотном подборе и

эксплуатации такие установки позволяют снизить расходы на отопление до 70% по сравнению с традиционными источниками тепла.

Однако, как и любая другая система отопления, тепловые насосы «вода-воздух» требуют регулярного обслуживания, включающего в себя: проверку фреонового контура, воздушных фильтров, работу термостата.

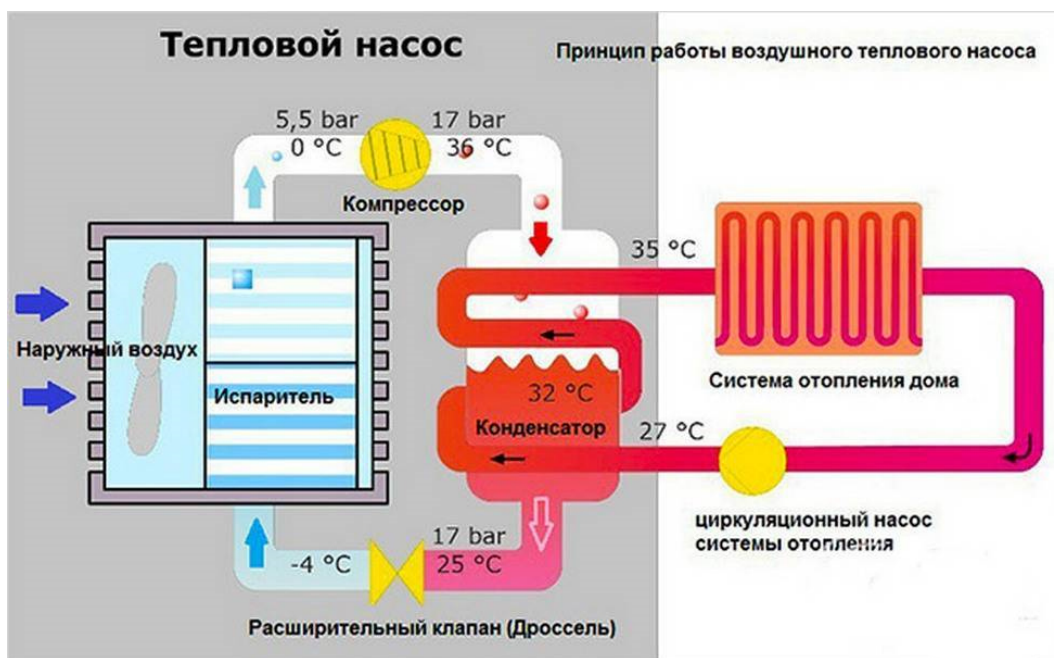


Рисунок 6. Принцип работы теплового насоса «воздух-вода»

**ТНУ типа «Грунт-вода»:** низкопотенциальном контуре циркулирует теплоноситель (обычно этиленгликоль или вода с антифризом), который поглощает тепло земли через заложенные в грунте трубы (зонд) или специальные теплообменники. Нагретый хладагент отдает тепло воде в контуре отопления через конденсатор.

Для укладки земляного контура необходимо провести ряд работ, таких как выравнивание площадки, снятие дерна и рытье траншей. Трубы закладываются в грунт на глубину 1,5-2 метра. Способ укладки (горизонтальный или вертикальный) подбирается с учетом типа грунта и площади участка. Тепловой насос монтируется в здании и подключается к земляному контуру и системе отопления.

Установка таких тепловых насосов для требует больших первоначальных затрат, что оправдано только в случае больших зданий и строительных комплексов с высокими потребностями в тепле и горячей воде.

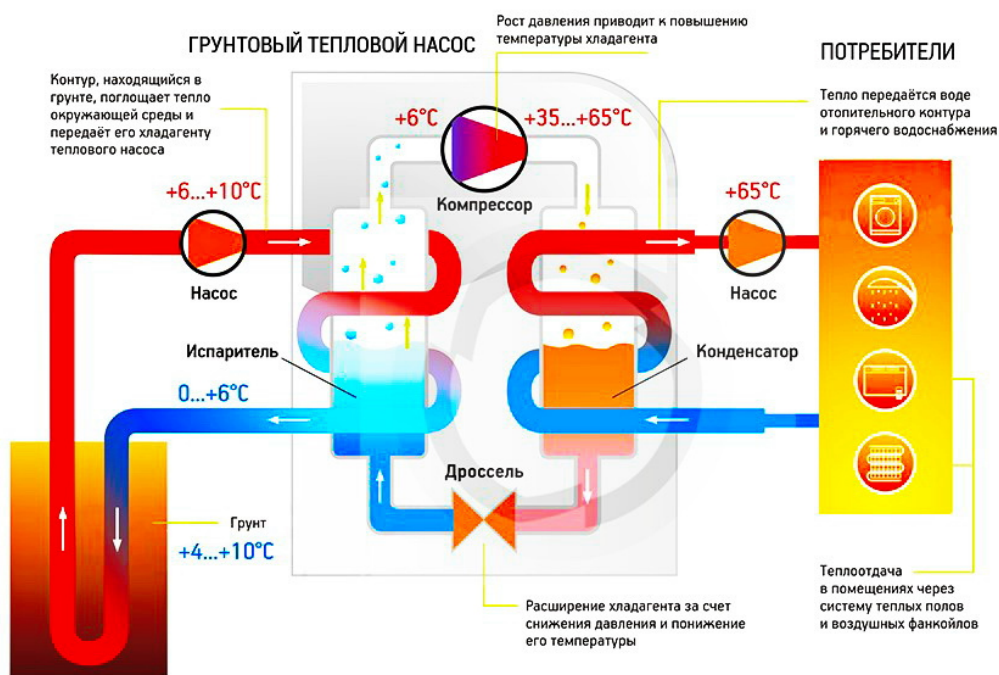


Рисунок 7. Тепловой насос типа «грунт-вода»



#### **1.4 Характеристика города Дивногорска и электростанции «Центральная».**

Город Дивногорск является муниципальным образованием Красноярского края с численностью населения около 29 тысяч человек. расположен на правом берегу р. Енисей к юго-западу от г. Красноярска в 35-ти км. по автодороге М-54 «Енисей».

Климат Дивногорска резко-континентальный, восточносибирского типа. Холодная, малоснежная зима и жаркое, относительно влажное лето. Средняя температура января – 16,9 С°, июля +18,5С°. Абсолютный минимум – 47 С°. Зимой погода ясная, морозная. Максимальная температура в июле + 35 С°. Весна и осень очень короткие.[6]

Теплоснабжение Муниципального образования город Дивногорск осуществляет Муниципальное унитарное предприятие электрических сетей (далее МУПЭС), которое производит эксплуатацию магистральных, внутриквартальных тепловых сетей и источников тепловой энергии. На данный момент в МО город Дивногорск насчитывается 9 независимых котельных, которые отапливают объекты социально-культурного назначения, школы, детские сады, жилые дома и производственные помещения МО город Дивногорск. Все котельные имеют собственные магистральные тепловые сети и отапливают сторонних потребителей.

Котельные, отапливающие жилые дома МО город Дивногорск:

- Электростанция «Центральная»;
- Электростанция №11;
- Электростанция №12;
- Электростанция №13;
- Электростанция №14;
- Электростанция №15;

- Электростанция МУПЭС,
- Угольная котельная в с. Овсянка;
- Угольная котельная в п. Усть-Мана.

Электростанция «Центральная». Адрес: г. Дивногорск, ул. Гидростроителей, 2Б.

Режим работы котельной - круглогодичный на нужды ГВС и в отопительный период продолжительностью 237 суток в год на нужды отопления населения и социально-бытовых потребителей. Оборудование котельной установлено в пятиэтажном кирпичном здании с железобетонными перекрытиями. В котельной установлено 7 водогрейных котлов: пять марки КЭВ8000/10 тепловой мощностью 8 МВт (6,88 Гкал/час) производства КМЗУ г. Красноярск и КГРЭС-2 г. Красноярск-45 и два марки КЭВ10000/10 тепловой мощностью 10 МВт (8,6 Гкал/час), производства ЗСТЭМИ г. Братск. Паспортный КПД котлоагрегатов составляет 98%. Установленная тепловая мощность котельной составляет 51,6 Гкал/час

Котельная работает в одноконтурном режиме. Подготовка воды в котельной производится посредством магнитной обработки и с использованием деаэратора ДСА 75/25, накопление осуществляется в четырех резервуарах объемом 700 м<sup>3</sup> каждый, в резервуары вода поступает при помощи одного регулирующего насоса марки Д200-95. Из резервуаров вода самотеком подается на всас подпиточных насосов, в котельной установлены два подпиточных насоса (один резервный) марки Д315-50 и Д320- 19 50 далее вода подается к всасывающему патрубку сетевых насосов.

Сетевая насосная группа состоит из трех сетевых насоса 300Д-90, СЭ1250-45 и СЭ1250-70, один рабочий, два резервных. Трубопроводы котельной изолированы скорлупами ППУ с покрытием из стеклоткани. Системы отопления нет.

Автоматизация котлов и котельного оборудования: запуск в работу и останов котельного оборудования производится как в ручном режиме со щита котельной, так и в автоматическом режиме, дистанционно с центрального пульта электрокотельной «Центральная». Предусмотрена сигнализация аварийных режимов работы оборудования с выводом сигналов на центральный пульт котельной и имеется диспетчеризация по отдельным коммуникациям на центральный пульт, который установлен в котельной. В котельной установлены приборы учета тепла и теплоносителя, а также сырой воды. Вентиляция в котельной принудительная.

Территория действия электрокотельной «Центральная» проходит по улицам Школьная, Комсомольская, Бориса Полевого, Нагорная, Набережная, Гидростроителей, котельная предназначена для выработки тепловой энергии в виде горячей воды для теплоснабжения и ГВС жилых зданий и объектов социально-бытового назначения. Установленный температурный график электрокотельной – 110/70 °С.

Таблица 1 – технические данные электрокотельной «Центральная»

Тип(марка) котлов Технические характеристики	КЭВ 8000/10	КЭВ 10000/10
	Количество котлов, шт.	5
Потребляемая мощность, МВт	8	10
Номинальная теплопроизводительность, Гкал/ч	6,88	8,6
Температура воды на входе в котел, °С	70	70
Температура воды на выходе из котла, °С	95	95
Номинальное напряжение питания сети, кВ	10	10

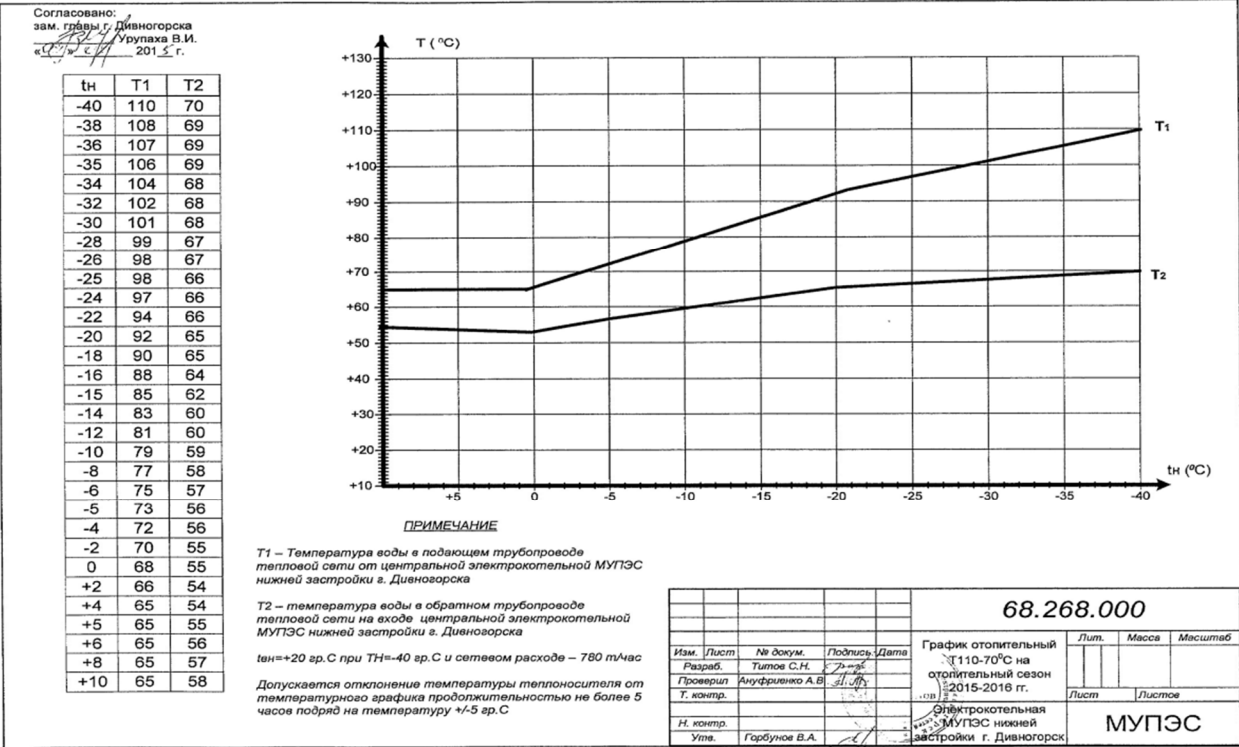


Рисунок 8. Температурный график электростанции «Центральная»

## 2. Расчет цикла теплонасосной установки

Целью термодинамического расчета является определение показателей эффективности цикла теплового насоса. Исходными данными для расчета являются:

- тепловая нагрузка  $Q_{\text{TH}} = 2000$  кВт;
- температура низкопотенциального теплоносителя (холодной воды) на входе в тепловой насос  $t_{\text{H1}} = 8$  °С;
- температура низкопотенциального теплоносителя (холодной воды) после теплового насоса  $t_{\text{H2}} = 4$  °С;
- температура высокопотенциального теплоносителя (горячей воды) на входе в тепловой насос  $t_{\text{B1}} = 60$  °С;
- температура высокопотенциального теплоносителя (горячей воды) после теплового насоса  $t_{\text{B2}} = 90$  °С;
- температура окружающей среды  $t_0 = -37$ , °С;
- перепады температуры на выходе из испарителя  $\Delta t_{\text{и}} = 3$  °С, конденсаторе  $\Delta t_{\text{к}} = 5$  °С;

Методом подбора качества хладагента выбран фреон R152a, относящийся к озонобезопасным.

Порядок термодинамического расчета схемы следующий. В испарителе теплота от низкопотенциального теплоносителя передается фреону, температура которого должна быть ниже. По температуре  $t_{\text{H2}}$  и температурному перепаду  $\Delta t_{\text{и}}$  определяется температура испарения фреона  $t_{\text{и}}$ , °С:

$$t_{\text{и}} = t_{\text{H2}} - \Delta t_{\text{и}} = 4 - 3 = 1 \quad (2.1)$$

По температуре испарения  $t_{\text{и}}$  на правой пограничной кривой  $p$ ,  $h$ -диаграммы фреона или по таблицам термодинамических свойств хладагента в состоянии насыщения находится точка 1 (рис. 9), для которой определяется:

- энтальпия  $h_1 = 507,61$  кДж/кг;
- энтропия  $S_1 = 2,12$  кДж/(кг\*К)
- давление испарения  $P_{и} = 0,274$  МПа.

В конденсаторе теплота от фреона передается высокопотенциальному теплоносителю. По температуре  $t_{в2}$  и температурному перепаду  $\Delta t_k$  определяется температура конденсации фреона  $t_k$ , °С;

$$t_k = t_{в2} - \Delta t_{и} = 4 - 3 = 1 \quad (2.2)$$

По температуре конденсации  $t_k$  на правой пограничной кривой или по таблицам термодинамических свойств хладагента в состоянии насыщения находится точка 3, для которой определяется:

- энтальпия  $h_3 = 376,87$  кДж/кг;
- энтропия  $S_3 = 1,54$  кДж/(кг\*К)
- давление конденсации  $P_k = 2,878$  МПа.

На пересечении линии постоянной энтропии  $S_1$ , проходящей через точку 1, и линии изобары  $p_k$ , проходящей через точку 3, определяются точка 2а, которая соответствует концу адиабатного сжатия. По диаграмме определяется энтальпия  $h_{2a}$  в точке 2а (рис. 9).

- энтальпия  $h_{2a} = 590,12$  кДж/кг;

Энтальпию  $h_2$  точки 2 найдем через адиабатный КПД компрессора.

$$\eta_a = \frac{h_{2a} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (2.3)$$

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2a} - h_1}{\eta_a} \quad (2.4)$$

Адиабатный КПД компрессора может быть рассчитан по выражению

$$\eta_a = 0,98 * \frac{273 + t_0}{273 + t_k} = 0.98 * \frac{273 - 37}{273 + 85} = 0.646 \quad (2.5)$$

Тогда энтальпия  $h_2$  точки 2 равна, кДж/кг:

$$h_2 = 507,61 + \frac{590,12 - 507,61}{0,646} = 635,30$$

По значению энтальпии  $h_2$  и давлению  $P_k$  определяется точка 2. По значению энтальпии  $h_3 = h_4$  и давлению  $P_n$  определяется точка 4. (рис. 9).

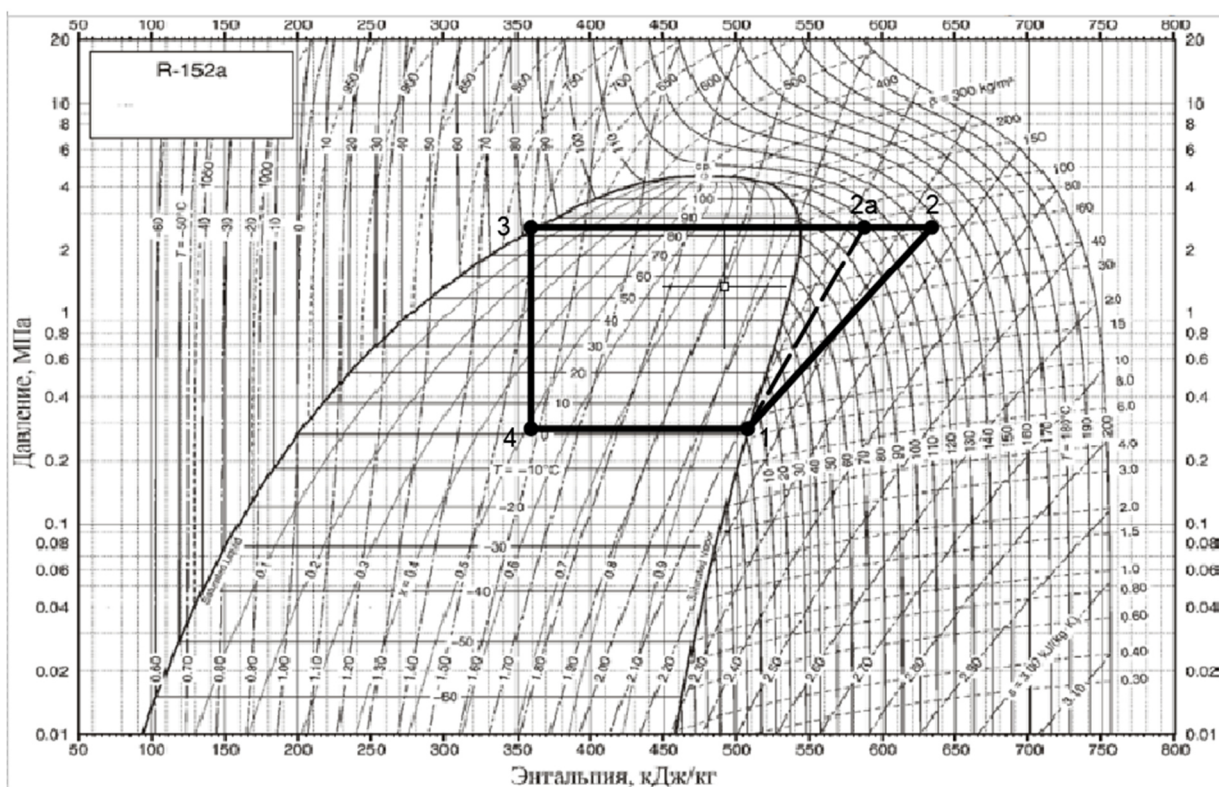


Рисунок 9. Цикл парокомпрессионного теплового насоса

Далее рассчитываются удельные тепловые нагрузки в узлах теплового насоса, кДж/кг:

$$q_n = h_1 - h_4 = 507,61 - 376,87 = 130.74 \quad (2.6)$$

$$q_k = h_2 - h_3 = 635,30 - 376,87 = 258.43 \quad (2.7)$$

$$l_{сж} = h_2 - h_1 = 635,30 - 507,61 = 127,69 \quad (2.8)$$

Правильность расчета определяется проверкой теплового баланса:

$$q_{\text{и}} + l_{\text{сж}} = q_{\text{к}} \quad (2.9)$$

$$130.74 + 127,69 = 258.43$$

Цикл рассчитан верно.

Определяется удельная тепловая нагрузка теплового насоса  $q_{\text{тн}}$  (теплота, передаваемая на отопление) и удельная энергия, потребляемая электродвигателем  $W$ :

$$q_{\text{тн}} = q_{\text{к}} = 258.43, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (2.10)$$

$$W = \frac{l_{\text{сж}}}{\eta_{\text{э.м}} * \eta_{\text{э}}} = \frac{127,69}{0,95 * 0,8} = 168,013 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (2.11)$$

Определяются показатели энергетической эффективности теплового насоса:

Коэффициент преобразования теплоты:

$$\mu = \frac{q_{\text{к}}}{l_{\text{сж}}} = \frac{258.43}{127,69} = 2,024 \quad (2.12)$$

Коэффициент преобразования электроэнергии:

$$\mu_{\text{э}} = \eta_{\text{э.м}} * \eta_{\text{э}} * \mu = 0,95 * 0,8 * 2,024 = 1,538 \quad (2.13)$$

Степень повышения давления в компрессоре

$$\varepsilon = \frac{P_2}{P_1} = \frac{2.878}{0.274} = 10.514 \quad (2.14)$$

Массовый расход хладагента для 1 ТНУ:

$$G_{\text{ха}} = \frac{Q}{q_{\text{тн}}} = \frac{2000}{258.43} = 7.739 \frac{\text{кг}}{\text{с}} = 27,861 \frac{\text{т}}{\text{ч}} \quad (2.15)$$

Определим количество электроэнергии на привод электродвигателя компрессора, для замены одного электрокотла КЭВ8000/10:



Энергия на привод электродвигателя одной ТНУ:

$$Q_{\text{эл}} = G_{\text{ха}} * W = 7.739 * 168,013 = 1,3 \text{ МВт} \quad (2.16)$$

Так как мощность одного теплового насоса составляет 2000 кВт, для замены одного котла КЭВ 8000/10 потребуется 4 ТНУ. Тогда количество электроэнергии на привод электродвигателя для замены одного электродвигателя будет равна:

$$Q_{\text{эл.полн}} = 4 * Q_{\text{эл}} = 4 - 1,3 = 5,2 \text{ МВт} \quad (2.17)$$

Для обеспечения падения давления на участке 3-4 произведем расчет дроссельной шайбы:

Необходимое падение давления на участке 3-4:

$$\Delta P = P_3 - P_4 = 2.878 - 0.274 = 2.604 \text{ МПа} = 266,002 \text{ м. вод. ст} \quad (2.18)$$

Тогда диаметр дросселя равен, мм:

$$D = 10^4 \sqrt{\frac{G_{\text{ха}}}{\Delta P}} = 10^4 \sqrt{\frac{27.861}{266.002}} = 13.1 \quad (2.19)$$

### 3. Расчет теплообменников для теплонасосной установки

Кожухотрубные теплообменники (рисунок 10) представляют собой аппараты, выполненные из пучков труб, собранных при помощи трубных решеток, и ограниченные кожухами и крышками со штуцерами. Трубное и межтрубное пространства в аппарате разобщены, а каждое из этих пространств может быть разделено при помощи перегородок на несколько ходов. Перегородки устанавливаются с целью увеличения скорости, следовательно, и интенсивности теплообмена теплоносителей.

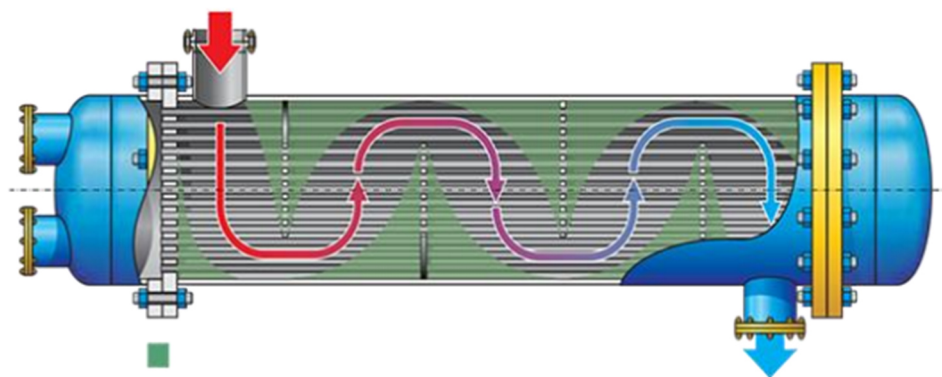


Рисунок 10. Общий вид кожухотрубного теплообменника

Кожухотрубные теплообменники имеют следующие особенности:

1. Увеличенное межтрубное пространство: диаметр межтрубного пространства в кожухотрубных теплообменниках в 2-3 раза больше, чем диаметр труб. Это конструктивное решение обеспечивает более высокую интенсивность теплообмена.
2. Ограничение коэффициента теплопередачи: несмотря на увеличенное межтрубное пространство, коэффициент теплопередачи в кожухотрубных теплообменниках ограничен не разницей температур или фазовым состоянием теплоносителей, а площадью теплообменной поверхности.
3. Применение перегородок: для повышения эффективности теплообмена в межтрубном пространстве кожухотрубных теплообменников устанавливают перегородки. Эти элементы

увеличивают скорость движения теплоносителя, тем самым интенсифицируя теплообмен.

4. Повышение коэффициента теплоотдачи: установка перегородок в кожухотрубных теплообменниках позволяет повысить не только интенсивность теплообмена, но и коэффициент теплоотдачи.

Преимущества кожухотрубных теплообменников являются:

1. Стойкость к гидроударам: кожухотрубные теплообменники устойчивы к перепадам давления и выдерживают значительные нагрузки, что делает их пригодными для использования в системах с нестабильным режимом работы.
2. Неприхотливость к среде: данные теплообменники не требуют предварительной очистки теплоносителя и могут работать с жидкостями низкого качества, что расширяет область их применения.
3. Высокая эффективность: кожухотрубные теплообменники обеспечивают эффективный теплообмен благодаря своей конструкции и применению перегородок.
4. Износостойкость и долговечность: при правильном обслуживании кожухотрубные теплообменники служат на протяжении длительного времени, сохраняя свои эксплуатационные характеристики.
5. Безопасность: конструкция кожухотрубных теплообменников исключает утечку теплоносителя и обеспечивает безопасную эксплуатацию.
6. Ремонтопригодность: модульная конструкция кожухотрубных теплообменников облегчает их ремонт и снижает расходы на обслуживание.

7. Устойчивость к агрессивным средам: кожухотрубные теплообменники изготавливаются из материалов, стойких к коррозии, что позволяет им работать в агрессивных средах.

### 3.1 Расчет испарительного теплообменника

Для расчета найдем количество передаваемой через теплообменник теплоты:

$$Q_{\text{и}} = G_{\text{ха}} * (h_1 - h_4) = 7.739 * (507.61 - 376.87) = 1012 \text{ кВт} \quad (3.1)$$

Тогда массовый расход низкопотенциального теплоносителя равен:

$$G_{\text{и}} = \frac{G_{\text{ха}} * (h_1 - h_4)}{c_p * (t_{\text{н1}} - t_{\text{н2}}) * \eta} = \frac{7,739 * (507,61 - 376,87)}{4,19 * (8 - 4) * 0,98} = 61,6 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (3.2)$$

Для выбора необходимого типового размера теплообменника предварительно задается оптимальная скорость движения фреона в трубках  $\omega_{\text{ха.опт.}} = 1 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ , и определяется необходимое сечение трубок  $f_{\text{усл}}$ . Движение теплоносителей принимаем по противотоку.

Необходимое сечение трубок рассчитаем по формуле:

$$f_{\text{усл}} = \frac{G_{\text{ха}}}{2 * \omega_{\text{ха.опт.}} * \rho_{\text{ха}}} = \frac{7,739}{2 * 1 * 961,88} = 0,004 \text{ м}^2 \quad (3.3)$$

Подбор теплообменников осуществляется в соответствии с полученной величиной по сортаменту, предоставленному в ГОСТ 27590-2005 (таблица 2).

Для испарителя выбираем теплообменник:

- наружный диаметр секции  $D_{\text{н}} = 168$ , мм;
- число трубок в секции  $n = 37$ , шт;
- площадь сечения межтрубного пространства  $f_{\text{мтр}} = 0,0122$ ,  $\text{м}^2$ ;
- площадь сечения трубок  $f_{\text{тр}} = 0,00570$ ,  $\text{м}^2$ ;
- эквивалентный диаметр межтрубного пространства  $d_{\text{экв}} = 0.019$ , мм;
- длина одной секции  $l_{\text{сек}} = 4$ , м;
- поверхность нагрева одной секции  $f_{\text{сек}} = 6,98$ ,  $\text{м}^2$ ;
- диаметр трубок 16x1 мм;

Таблица 2. Характеристики кожухотрубных теплообменников.

Наружный диаметр корпуса секции $D_n$ , м	Число трубок в секции $n$ , шт.	Площадь сечений межтрубного пространства $f_{мтр}$ , м <sup>2</sup>	Площадь сечения трубок $f_{тр}$ , м <sup>2</sup>	Эквивалентный диаметр межтрубного пространства $d_{экв}$ , м	Поверхность нагрева одной секции $f_{сек}$ , м <sup>2</sup> , при длине, м		Тепловая производительность $Q_{сек}^{SP}$ , кВт, секции длиной, м				Масса, кг					
							Система из труб				секции длиной, м		калача, исполнение		перехода	
							гладких		профилированных							
							2	4	2	4	2	4	2	4	1	3
57	4	0,00116	0,00062	0,0129	0,37	0,75	8	18	10	23	23,5	37,0	8,6	7,9	5,5	3,8
76	7	0,00233	0,00108	0,0164	0,65	1,32	12	25	15	35	32,5	52,4	10,9	10,4	6,8	4,7
89	10	0,00327	0,00154	0,0172	0,93	1,88	18	40	20	50	40,0	64,2	13,2	12,0	8,2	5,4
114	19	0,005	0,00293	0,0155	1,79	3,58	40	85	50	110	58,0	97,1	17,7	17,2	10,5	7,3
168	37	0,0122	0,00570	0,019	3,49	6,98	70	145	90	195	113,0	193,8	32,8	32,8	17,4	13,4
219	61	0,02139	0,00939	0,0224	5,75	11,51	114	235	150	315	173,0	301,3	54,3	52,7	26,0	19,3
273	109	0,03077	0,01679	0,0191	10,28	20,56	235	475	315	635	262,0	461,7	81,4	90,4	35,0	26,6
325	151	0,04464	0,02325	0,0208	14,24	28,49	300	630	400	840	338,0	594,4	97,3	113,0	43,0	34,5

Для выбранного типоразмера определим фактические скорости теплоносителей в трубном и межтрубном пространстве:

$$\omega_{тр} = \frac{G_{ха}}{2 * f_{тр} * \rho_{ха}} = \frac{7,739}{2 * 0,0057 * 961,88} = 0,706 \frac{м}{с} \quad (3.4)$$

$$\omega_{мтр} = \frac{G_{и}}{2 * f_{мтр} * \rho_{в}} = \frac{61,6}{2 * 0,0122 * 999,89} = 2,527 \frac{м}{с} \quad (3.5)$$

где  $\omega_{тр}$ ,  $\omega_{мтр}$  - фактические скорости движения теплоносителей (фреона и воды) в трубках и межтрубном пространстве соответственно, м/с;

$f_{тр}$ ,  $f_{мтр}$  - площади сечения трубного и межтрубного пространства, выбранного теплообменника, м<sup>2</sup>;

$\rho_{ха}$ ,  $\rho_{в}$  - плотности фреона и воды соответственно, кг/м<sup>3</sup>;

Определим коэффициенты теплоотдачи для воды в межтрубном пространстве теплообменника и для фреона в трубном пространстве.

Коэффициент теплоотдачи воды в межтрубном пространстве определим через критерий Нуссельта:

Число Рейнольдса для воды в межтрубном пространстве:

$$Re_{в} = \frac{\omega_{мтр} * d_{экв}}{\nu_{в}} = \frac{2,525 * 0,019}{1,47 * 10^{-6}} = 32635,43 \quad (3.6)$$

Режим течения жидкости турбулентный. Для турбулентного режима в межтрубном пространстве критерий Нуссельта выражается следующей формулой:

$$Nu_B = 0.22 * Re_B^{0.6} * Pr^{0.33} \quad (3.7)$$

Критерий Прандтля для воды  $Pr = 10,77$ .

$$Nu_B = 0.22 * 32635,43^{0.6} * 10,77^{0.33} = 246,188$$

Коэффициент теплоотдачи в межтрубном пространстве определяется из выражения:

$$\alpha_B = \frac{Nu_B * \lambda_B}{d_{ЭКВ}} \quad (3.8)$$

Коэффициент теплопередачи для воды в межтрубном пространстве  $\lambda_B = 0,568 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$

$$\alpha_B = \frac{246,188 * 0,568}{0,019} = 7359,736 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$$

Число Рейнольдса для фреона в трубном пространстве:

$$Re_\phi = \frac{\omega_{\text{тр}} * d_{\text{тр}} * \rho_{\text{ха}}}{\mu_\phi} = \frac{0,706 * 0,014 * 961,88}{219,7 * 10^{-6}} = 43259,34 \quad (3.9)$$

Режим течения жидкости турбулентный. Для турбулентного режима в трубном пространстве критерий Нуссельта выражается следующей формулой:

$$Nu_\phi = 0.021 * Re_\phi^{0.8} * Pr_x^{0.43} * \left(\frac{Pr_x}{Pr_{x,\text{ст}}}\right)^{0,25} \quad (3.10)$$

Критерии Прандтля жидкости найдем при средней температуре фреона  $\bar{t}_2 = 1^\circ\text{C}$ :

Критерии Прандтля для стенки найдем при средней температуре стенки:

$$t_{\text{ст}} = \frac{\bar{t}_1 + \bar{t}_2}{2} \quad (3.11)$$

где:  $\bar{t}_1$  и  $\bar{t}_2$  средние температуры греющего и нагреваемого теплоносителя  $\bar{t}_1 = 6^\circ\text{C}$  и  $\bar{t}_2 = 1^\circ\text{C}$  соответственно.

$$t_{\text{ст}} = \frac{6 + 1}{2} = 3,5^\circ\text{C}$$

Критерий Прандтля для фреона:

$$Pr_x = \frac{c_p * \mu_x}{\lambda_x} \quad (3.12)$$

$$Pr_{x,\text{ст}} = \frac{c_{p,\text{ст}} * \mu_{x,\text{ст}}}{\lambda_{x,\text{ст}}} \quad (3.13)$$

где:

$c_p$  и  $c_{p,\text{ст}}$  – удельные массовые теплоемкости фреона при  $\bar{t}_2$  и  $t_{\text{ст}}$  соответственно;

$\mu_x$  и  $\mu_{x,\text{ст}}$  – динамические вязкости фреона при температуре  $\bar{t}_2$  и  $t_{\text{ст}}$  соответственно;

$\lambda_x$  и  $\lambda_{x,\text{ст}}$  – коэффициенты теплопроводности фреона при температуре  $\bar{t}_2$  и  $t_{\text{ст}}$  соответственно;

$$Pr_x = \frac{1,5 * 235,55 * 10^{-6}}{108,8 * 10^{-3}} = 3.247$$

$$Pr_{x,\text{ст}} = \frac{1,707 * 209,2 * 10^{-6}}{106,5 * 10^{-3}} = 3.353$$

Критерий Нуссельта равен:

$$Nu_B = 0.021 * 43259,34^{0.8} * 3.247^{0.43} * \left(\frac{3.247}{3.353}\right)^{0,25} = 236,346$$



Коэффициент теплоотдачи в трубном пространстве определяется из выражения (3.8):

$$\alpha_{\phi} = \frac{236,346 * 0,1088}{0,014} = 1836,747 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$$

Коэффициент теплопередачи для труб  $d_n/d_{вн} < 1.5$  считается по формуле для плоской стенки:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\phi}} + \frac{1}{\alpha_{в}} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}}} \quad (3.14)$$

где:

$\delta_{ст}$  – толщина стенки трубы;

$\lambda_{ст}$  – теплопроводность стенки трубы (для стали 09Г2С)

$$K = \frac{1}{\frac{1}{1836,747} + \frac{1}{7359,736} + \frac{0,002}{44}} = 1377,847 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$$

При заданной величине расчетной производительности определяется необходимая поверхность нагрева:

$$F = \frac{Q_{и}}{K * \Delta t} \quad (3.15)$$

Среднеарифметический температурный напор:

$$\Delta t = \frac{t_{\phi} - t_{м}}{\ln\left(\frac{t_{\phi}}{t_{м}}\right)} \quad (3.16)$$

$$t_{\phi} = t_{н1} - t_{\phi2} = 8 - 1 = 7^{\circ}\text{C}$$

$$t_{м} = t_{н2} - t_{\phi1} = 4 - 1 = 3^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t = \frac{7 - 3}{\ln\left(\frac{7}{3}\right)} = 4,721^{\circ}\text{C}$$

$$F = \frac{1012 * 10^3}{1377,847 * 4,721} = 155.581 \text{ м}^2$$

Число секций в одном потоке:

$$N_c = \frac{F}{4 * f_{сек}} = \frac{155.581}{4 * 6.98} = 5.572 \approx 6 \text{ шт.} \quad (3.17)$$

По результатам расчета подобран кожухотрубный испаритель с диаметром наружным диаметром корпуса секции  $D_H=168$  мм.

Габаритные размеры которого представлены в таблице 3.

Таблица 3. Габаритные размеры кожухотрубных теплообменников.

Наружный диаметр корпуса секции $D_H$ , мм	D	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	d	d <sub>H</sub>	H	h	L	L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	L <sub>3</sub>
57	160	45	145	145	45	200	100	2225; 4225	2000; 4000	133	70
76	180	57	160	160	57	200	100	2265; 4265		143	80
89	195	76	180	180	76	240	120	2320; 4320		170	85
114	215	89	195	195	89	300	150	2350; 4350		210	90
168	280	114	215	245	133	400	200	2490; 4490		310	140
219	325	168	280	280	168	500	250	2610; 4610		415	150
273	390	219	335	335	219	600	300	2800; 4800		512	190
325	440	219	335	390	273	600	300	2800; 4800		600	190

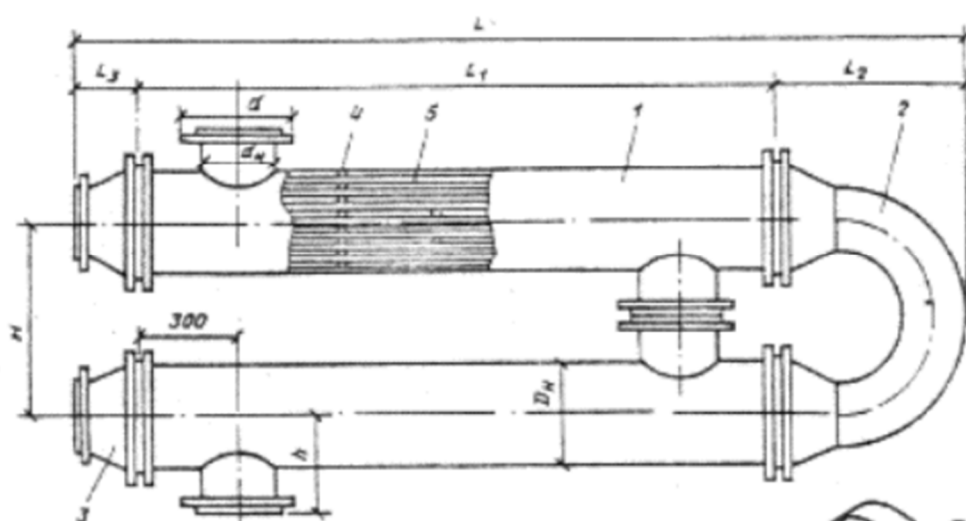


Рисунок 11. Конструкция теплообменника.

### 3.2 Расчет конденсирующего теплообменника

Для расчета количество передаваемой через теплообменник теплоты примем равным расчетной производительности теплонасосной установки  $Q_k = 2000$  кВт

Тогда массовый расход высокопотенциального теплоносителя равен:

$$G_k = \frac{G_{ха} * (h_2 - h_3)}{c_p * (t_{в1} - t_{в2}) * \eta} = \frac{7,739 * (635,3 - 376,87)}{4,19 * (90 - 60) * 0,98} = 15,593 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (3.18)$$

Для выбора необходимого типового размера теплообменника предварительно задается оптимальная скорость движения фреона в трубках  $\omega_{ха.опт.} = 2 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ , и определяется необходимое сечение трубок  $f_{усл.}$ . Движение теплоносителей принимаем по противотоку.

Необходимое сечение трубок рассчитаем по формуле:

$$f_{усл.} = \frac{G_{ха}}{2 * \omega_{ха.опт.} * \rho_{ха}} = \frac{7,739}{2 * 2 * 139,4} = 0,014 \text{ м}^2 \quad (3.19)$$

Подбор теплообменников осуществляется в соответствии с полученной величиной по сортаменту, предоставленному в ГОСТ 27590-2005. Для испарителя выбираем теплообменник:

- наружный диаметр секции  $D_n = 273$ , мм;
- число трубок в секции  $n = 109$ , шт;
- площадь сечения межтрубного пространства  $f_{мтр} = 0,03077$ ,  $\text{м}^2$ ;
- площадь сечения трубок  $f_{тр} = 0,01679$   $\text{м}^2$ ;
- эквивалентный диаметр межтрубного пространства  $d_{эkv} = 0.0191$  мм;
- длина одной секции  $l_{сек} = 2$  м;
- поверхность нагрева одной секции  $f_{сек} = 10.28$   $\text{м}^2$ ;
- диаметр трубок 16x1 мм;

Для выбранного типоразмера определим фактические скорости теплоносителей в трубном и межтрубном пространстве по формулам (3.4) и (3.5):

$$\omega_{\text{тр}} = \frac{7,739}{2 * 0,01679 * 139,4} = 1,653 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$\omega_{\text{мтр}} = \frac{15,593}{2 * 0,0122 * 974,829} = 1,027 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

где  $\omega_{\text{тр}}$ ,  $\omega_{\text{мтр}}$  - фактические скорости движения теплоносителей (фреона и воды) в трубках и межтрубном пространстве соответственно, м/с;

$f_{\text{тр}}$ ,  $f_{\text{мтр}}$  - площади сечения трубного и межтрубного пространства, выбранного теплообменника, м<sup>2</sup>;

$\rho_{\text{ха}}$ ,  $\rho_{\text{в}}$  - плотности фреона и воды соответственно, кг/м<sup>3</sup>;

Определим коэффициенты теплоотдачи для воды в межтрубном пространстве теплообменника и для фреона в трубном пространстве.

Коэффициент теплоотдачи воды в межтрубном пространстве определим через критерий Нуссельта:

Число Рейнольдса для воды в межтрубном пространстве определим по формуле (3.6):

$$Re_{\text{в}} = \frac{1,027 * 0,03077}{3,87 * 10^{-7}} = 50679,418$$

Режим течения жидкости турбулентный. Для турбулентного режима в межтрубном пространстве критерий Нуссельта выражается формулой (3.7):

$$Nu_{\text{в}} = 0,22 * 50679,418^{0,6} * 2,385^{0,33} = 194,936$$

Критерий Прандтля для воды  $Pr = 2,385$ .

Коэффициент теплоотдачи в межтрубном пространстве определяется по формуле (3.8):

$$\alpha_B = \frac{194,936 * 0,663}{0,0191} = 6766,639 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$$

Коэффициент теплопередачи для воды в межтрубном пространстве  $\lambda_B = 0,663 \frac{\text{Вт}}{\text{м} * \text{К}}$

Число Рейнольдса для фреона в трубном пространстве определяется по формуле (3.9):

$$Re_\phi = \frac{1,653 * 0,014 * 139,4}{2,08 * 10^{-5}} = 155121,061$$

Режим течения жидкости турбулентный. Для турбулентного режима в трубном пространстве критерий Нуссельта выражается формулой (3.10):

$$Nu_B = 0.021 * Re_\phi^{0.8} * Pr_x^{0.43} * \left(\frac{Pr_x}{Pr_{x,ст}}\right)^{0,25}$$

Критерии Прандтля жидкости найдем при средней температуре фреона  $\bar{t}_1 = 110^\circ\text{C}$ :

Критерии Прандтля для стенки найдем при средней температуре стенки (2.28):

где:  $\bar{t}_1$  и  $\bar{t}_2$  средние температуры греющего и нагреваемого теплоносителя  $\bar{t}_1 = 110^\circ\text{C}$  и  $\bar{t}_2 = 75^\circ\text{C}$  соответственно.

$$t_{ст} = \frac{110 + 75}{2} = 92,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Критерий Прандтля для фреона (3.12) и (3.13):

$$Pr_x = \frac{12,22 * 20,19 * 10^{-6}}{53,48 * 10^{-3}} = 4,613$$

$$Pr_{x,ст} = \frac{1,293 * 10,26 * 10^{-6}}{15,41 * 10^{-3}} = 0,861$$

Режим течения жидкости турбулентный. Для турбулентного режима в трубном пространстве критерий Нуссельта выражается формулой (3.10):

$$Nu_B = 0.021 * 155121,061^{0.8} * 4,613^{0.43} * \left(\frac{4,613}{0,861}\right)^{0,25} = 876,095$$

Коэффициент теплоотдачи в трубном пространстве определяется из выражения (3.8):

$$\alpha_\phi = \frac{876,095 * 53,48 * 10^{-3}}{0,014} = 3346,682 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$$

Коэффициент теплопередачи для труб  $d_H/d_{BH} < 1.5$  считается по формуле для плоской стенки (3.14):

$$K = \frac{1}{\frac{1}{3346,682} + \frac{1}{6766,639} + \frac{0,002}{44}} = 2032,347 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$$

Среднеарифметический температурный напор (3.16):

$$t_G = t_{\phi 1} - t_{B2} = 135 - 90 = 45^\circ\text{C}$$

$$t_M = t_{\phi 2} - t_{B1} = 85 - 60 = 25^\circ\text{C}$$

$$\Delta t = \frac{45 - 25}{\ln\left(\frac{45}{25}\right)} = 34.026^\circ\text{C}$$

Необходимая поверхность нагрева (3.15)

$$F = \frac{2000 * 10^3}{2032.347 * 34.026} = 28.922 \text{ м}^2$$

Число секций в одном потоке (3.17):

$$N_c = \frac{28.922}{4 * 10.28} = 0.703 \approx 1 \text{ шт.}$$

По результатам расчета подобран кожухотрубный испаритель с диаметром наружным диаметром корпуса секции  $D_H=279$  мм.

#### 4. Расчет стоимости электроэнергии по одноставочному тарифу.

Расчетная отопительная нагрузка составляет  $Q_{мз} = 60.011$  МВт. Определим по формуле (4.1) оставшиеся нагрузки по режимам: наиболее холодного месяца  $Q_{нх}$ , среднеотопительную  $Q_{ср.от}$ , летнюю  $Q_{л}$ .

$$Q = Q_{мз} * \frac{t_{вн} - t}{t_{вн} - t_{мз}} \quad (4.1)$$

Где:  $t_{вн}$  – температура внутри отапливаемого помещения °С;

$t$  – температура окружающей среды °С;

$t_{мз}$  – температура окружающей среды при расчетном режиме °С;

Нагрузка по режиму наиболее холодного месяца:

$$Q_{нх} = 60,011 * \frac{20 + 37}{20 + 39} = 57,977 \text{ МВт}$$

Нагрузка по среднеотопительному режиму:

$$Q_{нх} = 60,011 * \frac{20 + 6,6}{20 + 39} = 27,056 \text{ МВт}$$

Нагрузка по летнему режиму составляет  $Q_{л} = 10$  МВт на ГВС.

Продолжительность отопительного периода по СП 131.13330.2020 «СНиП 23-01-99\* Строительная климатология» [1] составляет 234 дня. Так же разбивка режимов по суткам составляет:  $\tau_{мз} = 15$  дней для расчетного режима,  $\tau_{нх} = 75$  дней для режима наиболее холодного месяца,  $\tau_{ср.от} = 144$  дня для среднеотопительного режима и  $\tau_{л} = 131$  день для летнего режима.

Одноставочный тариф, по приказу Министерства тарифной политики Красноярского края №83-Э от 18.11.2022 «Об установлении тарифов на электрическую энергию» [7], составляет  $c_0 = 3.25$  руб/(кВт\*ч)

Коэффициент преобразования энергии ТНУ  $\mu_э = 1,539$ . В соответствии с этим определим количество необходимой электроэнергии по рассчитанным

режимам. В расчетном режима для догрева воды также используются 2 котла КЭВ10000, коэффициент преобразования энергии которых равен 1.

Расчетный режим:

$$W_{\text{мз}} = \frac{Q_{\text{мз}} - Q_{\text{кэв}}}{\mu_{\text{э}}} + Q_{\text{кэв}} = \frac{60,011 - 20}{1,539} + 20 = 45,998 \text{ МВт} \quad (4.2)$$

Режим наиболее холодного месяца:

$$W_{\text{нх}} = \frac{Q_{\text{нх}}}{\mu_{\text{э}}} = \frac{57,977}{1,539} = 37,672 \text{ МВт} \quad (4.3)$$

Среднеотопительный режим:

$$W_{\text{ср.от}} = \frac{Q_{\text{ср.от}}}{\mu_{\text{э}}} = \frac{27,056}{1,539} = 17,580 \text{ МВт} \quad (4.4)$$

Летний режим:

$$W_{\text{л}} = \frac{Q_{\text{л}}}{\mu_{\text{э}}} = \frac{10}{1,539} = 6,498 \text{ МВт} \quad (4.5)$$

Стоимость электроэнергии по одноставочному тарифу:

$$C_{\text{мз}} = c_0 * W_{\text{мз}} * \tau_{\text{мз}} \quad (4.6)$$

$$C_{\text{нх}} = c_0 * W_{\text{нх}} * \tau_{\text{нх}} \quad (4.7)$$

$$C_{\text{ср.от}} = c_0 * W_{\text{ср.от}} * \tau_{\text{ср.от}} \quad (4.8)$$

$$C_{\text{л}} = c_0 * W_{\text{л}} * \tau_{\text{л}} \quad (4.9)$$

$$C = C_{\text{мз}} + C_{\text{нх}} + C_{\text{ср.от}} + C_{\text{л}} \quad (4.10)$$

$$C_{\text{мз}} = 3,25 * 45,998 * 360 = 53817567 \text{ руб.}$$

$$C_{\text{нх}} = 3,25 * 37,672 * 1800 = 220378644 \text{ руб.}$$

$$C_{\text{ср.от}} = 3,25 * 17,580 * 3456 = 197459265 \text{ руб.}$$

$$C_{\text{л}} = 3,25 * 6,498 * 3144 = 66393762 \text{ руб.}$$



$$C = 53817567 + 220378644 + 197459265 + 66393762 = 538049238 \text{ руб.}$$

#### 4.1 Расчет стоимости электроэнергии по зонному тарифу

Для расчета стоимости электроэнергии по зонному тарифу, необходимо разбить месяца на часы по дневному тарифу и ночному тарифу. Согласно приказу Министерства тарифной политики Красноярского края №83-Э от 18.11.2022 «Об установлении тарифов на электрическую энергию» [7], дневной тариф действует с 7:00 до 23:00, в остальное время ночной.

Тарифы также берем согласно приказу Министерства тарифной политики Красноярского края №83-Э от 18.11.2022 «Об установлении тарифов на электрическую энергию» по пункту 6.5 “Гарантирующие поставщики, энергосбытовые, энергоснабжающие организации, приобретающие электрическую энергию (мощность) в целях дальнейшей продажи населению и приравненным к населению категориям потребителей в объемах фактического потребления населения и приравненных к нему категорий потребителей, и объемах электроэнергии, израсходованной на места общего пользования в целях потребления на коммунально-бытовые нужды граждан и не используемой для осуществления коммерческой (профессиональной) деятельности.” Согласно которому для дневной зоны  $c_d = 3,76 \frac{\text{руб}}{\text{кВт*ч}}$ , для ночной зоны  $c_n = 1,95 \frac{\text{руб}}{\text{кВт*ч}}$

Среднюю температуру по каждому месяцу возьмем в соответствии с СП 131.13330.2020 «СНиП 23-01-99\* Строительная климатология» [1].

Таблица 4. Средняя температура и число часов в дневной/ночной зоне

Месяц	Число часов в дневной зоне $\tau_n^d$	Число часов в ночной зоне $\tau_n^n$	Средняя температура воздуха, °С
Январь	496	428	-16,3
Февраль	448	224	-13,9
Март	496	248	-5,9
Апрель	480	240	2,4

Май	496	248	9,7
Июнь	480	240	16,4
Июль	496	248	18,7
Август	496	248	15,6
Сентябрь	480	240	9,0
Октябрь	496	248	1,7
Ноябрь	480	240	-7,4
Декабрь	496	248	-13,6

Отопительные нагрузки по каждому месяцу и необходимое количество электроэнергии найдем по формулам (4.1), (4.2) и (4.3).

Для повышения экономии средств на закупку электроэнергии максимальная загруженность котельной будет производиться в ночное время и отправляться в существующие на котельной баки аккумуляторы. Для корректного распределения нагрузки, примем что в ночной зоне котельная работает согласно рассчитанным в прошлом пункте режимам, а в дневной зоне согласно получившимся среднемесячным отпускам энергии.

Полученные данные занесены в таблицу (5)

Таблица 5. Среднемесячные дневные и ночные температуры

Месяц	Средне- месячная температура воздуха, °С	Средняя дневная температура, °С	Средняя ночная температура, °С
Январь	-16,3	-11,3	-21,3
Февраль	-13,9	-8,9	-18,9
Март	-5,9	-0,9	-10,9

Апрель	2,4	7,4	-2,6
Май	9,7	14,7	4,7
Июнь	16,4	21,4	11,4
Июль	18,7	23,7	13,7
Август	15,6	20,6	10,6
Сентябрь	9,0	14	4,0
Октябрь	1,7	6,7	-3,3
Ноябрь	-7,4	-2,4	-12,4
Декабрь	-13,6	-6,7	-18,6

Таблица 6. Отпуск тепла и затраты электроэнергии в дневной и ночной зоне

Месяц	Отпуск тепла днем, МВт	Затраты электроэнергии днем, МВт	Отпуск тепла ночью, МВт	Затраты электроэнергии ночью, МВт
Январь	31,836	20,686	42,008	27,295
Февраль	29,395	19,100	39,566	25,709
Март	21,258	13,813	31,429	20,422
Апрель	12,816	8,327	22,987	14,936
Май	5,391	3,503	15,562	10,112
Июнь	6,498	4,222	6,498	4,222
Июль	6,498	4,222	6,498	4,222
Август	6,498	4,222	6,498	4,222
Сентябрь	6,103	3,965	16,274	10,574
Октябрь	13,528	8,790	23,699	15,399
Ноябрь	22,784	14,804	32,955	21,413
Декабрь	29,090	18,902	39,261	25,511

Расчет стоимости электроэнергии также произведем ежемесячно по формулам (4.11) и (4.12).

Для дневной зоны:

$$C_n = c_d * W_n * \tau_n^d \quad (4.11)$$

Для ночной зоны:

$$C_n = c_n * W_n * \tau_n^d \quad (4.12)$$

Результаты расчетов сведём в таблицу (7)

Таблица 7. Результаты расчетов затрат на электроэнергию при зонном тарифе

Месяц	Затраты на эл.энергию в дневной зоне, тыс. руб.	Затраты на эл.энергию в ночной зоне, тыс. руб.	Суммарные месячные затраты, тыс. руб.
Январь	61420,342	17576,435	78996,777
Февраль	32173,809	11229,773	43403,583
Март	25760,518	9876,056	35636,574
Апрель	15029,288	6990,255	22019,544
Май	6532,571	4890,086	11422,657
Июнь	7619,945	1975,916	9595,861
Июль	7879,343	2041,780	9915,723
Август	7879,343	2041,780	9915,723
Сентябрь	7156,803	4948,853	12105,657
Октябрь	16393,056	7446,993	23840,050
Ноябрь	26718,734	10021,428	36740,163
Декабрь	35251,235	12337,080	47588,315
Итого	249814,987	91376,435	341191,422

По сравнению с стандартным одноставочным тарифом экономия затрат на электроэнергию составит:

$$538049,238 - 341191,422 = 196857,816 \text{ тыс. руб.}$$

## 4.2 Расчет капитальных и эксплуатационных затрат.

Таблица 8. Основное оборудование

Оборудование	Количество, шт.	Цена, руб	Стоимость, руб
Винтовой компрессор с частотным преобразователем ET SL 22-30 VS PM (IP55)	20	1240582	24811640
Кожухотрубный теплообменник ПВ1 168x4	120	64900	7788000
Кожухотрубный теплообменник ПВ1 273x2	20	64900	1298000
Шайба дроссельная $d_o = 13$ мм; Ру =4,0 МПа Элемент-Зет	20	34800	696000
Итого:			34593640

Стоимость трубопроводов оценим по СНиП 5.01.01-82 «Нормы расхода материалов, изделий и труб на 1 млн. руб. сметной стоимости строительно-монтажных работ. Коммунальное хозяйство. Бытовое обслуживание населения» согласно которому на 1 млн. руб. сметной стоимости для районной котельной приходится 0,9 тонн трубопровода.

$$0,9 * \frac{34593640}{1000000} = 31,135$$

Стоимость 1 тонны трубопровода Ду150 из стали 09Г2С составляет 217500 руб.

Общая стоимость трубопроводов:

$$217500 * 31,135 = 6771863 \text{ руб.}$$

Эксплуатационные затраты включают в себя затраты на амортизацию и затраты на электроэнергию.

Принимаем срок полезного использования котельной 30 лет. Тогда амортизация за 30 лет будет равна капитальным затратам.

Капитальные затраты равны общей стоимости оборудования и трубопроводов.

$$K = 34593640 + 6771863 = 41311503 \text{ руб.}$$

$$A = \frac{K}{30} = \frac{41311503}{30} = 1377050 \frac{\text{руб}}{\text{год}}$$

Годовую стоимость электроэнергии берем согласно получившимся данным по зонному тарифу.

$$C_{\text{общ}} = 341191422 \text{ руб.}$$

$$\mathcal{E} = A + C_{\text{общ}} = 1377050 + 341191422 = 342568472 \text{ руб.}$$

Полные годовые затраты включают в себя суммарные капитальные и эксплуатационные затраты за год полезного использования.

$$\Pi = K + \mathcal{E} = 41311503 + 342568472 = 383879975 \text{ руб.}$$



## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе работы были изучены принципы работы теплонасосных установок. Проанализированы климатологические данные г. Дивногорска и характеристики котельной «Центральная». Был выполнен расчет цикла теплонаносной установки и теплообменников. Разработаны режимы работы котельной согласно климатических данных г. Дивногорска. Рассчитана и проанализирована работа котельной по одноставочному и зонному тарифу поставки электроэнергии.

По результатам исследования подобран фреон R-152a, найдены необходимые объемы фреона, низкопотенциального и высокопотенциального источника энергии. Степень сжатия компрессора, диаметр дросселя.

Произведен расчет и подбор испарительного и конденсирующего кожухотрубного теплообменника. Найдено необходимое количество секций.

Результаты оценочного расчета затрат на электроэнергию и анализа разработанных режимов работы показал снижение затрат на закупку электроэнергии при выборе зонного тарифа поставки электроэнергии с повышением отпуска полезной тепловой энергии в ночное время.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. СП.131.13330.2020 Строительная климатология. Актуализированная редакция СНиП 23-01-99\*/ Минстрой России. – М.: Стандартинформ, 2020. – 107 с.
2. СНиП 5.01.01-82. Нормы расхода материалов, изделий и труб на 1 млн. руб. сметной стоимости строительно-монтажных работ. Коммунальное строительство. Бытовое обслуживание населения/Госстрой СССР, Госплан СССР. — М.: Стройиздат, 1984. 32 с.
3. ГОСТ 27590-2005. Подогреватели кожухотрубные водо-водяные систем теплоснабжения. Разработан Открытым акционерным обществом «Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования имени И.И. Ползунова» (ОАО «НПО ЦКТИ»). Внесен Техническим комитетом по стандартизации ТК 244 «Оборудование энергетическое стационарное». Принят Межгосударственным советом по стандартизации, метрологии и сертификации. 2005. – 25 с.
4. Тепловые насосы: учеб. пособие / П.А. Трубаев, Б.М. Гришко. – Белгород: Изд-во БГТУ, 2010. – 143 с.
5. Куницина Н.Г. Методические указания по выполнению курсовой работы по дисциплине «Тепломассообмен». - Новотроицк: НФ НИТУ «МИСиС», 2020. 36 с.
6. Проект генерального плана муниципального образования г. Дивногорск с разработкой генеральных планов: п. Бахта, п. Верхняя Бирюса, п. Манский, с. Овсянка, п. Слизнево, п. Усть-Мана, п. Хмельники. Пояснительная записка. Том II. Инженерная инфраструктура г. Дивногорска и сельских населенных пунктов муниципального образования. ОАО «территориальный градостроительный институт «Красноярскгражданпроект», 2009. – 73 с.

7. Схема теплоснабжения с 2013 по 2028 год Муниципального образования город Дивногорск Красноярского края. Книга 1. Существующее положение в сфере производства, передачи и потребления тепловой энергии для целей теплоснабжения. ООО ПКП «ЯрЭнергоСервис». 2013. – 128 с.

8. Министерство тарифной политики Красноярского края. Приказ №83-Э. Об установлении тарифов на электрическую энергию, поставляемую публичным акционерным обществом «Красноярскэнергосбыт», 2022. – 14 с.

9. Информация о показателях финансово-хозяйственной деятельности, об основных потребительских характеристиках товаров и услуг, об инвестиционных программах, о способах приобретения, стоимости и объёмах товаров, необходимых для производства товаров и (или) оказания услуг организацией в сфере теплоснабжения. МУП “ЭС” г. Дивногорск, 2022.

10. Каталог оборудования Интерстильс [Электронный ресурс]// URL: <https://krasnoyarsk.isteels.ru/catalog> (дата обращения 10.06.2024)

11. Каталог оборудования Рутектор [Электронный ресурс]// URL: <https://rutector.ru/products> (дата обращения 10.06.2024)

12. Каталог оборудования Элемент-Зет [Электронный ресурс]// URL: <https://el-z.com/products/> (дата обращения 10.06.2024)

Министерство науки и высшего образования РФ  
Федеральное государственное автономное  
образовательное учреждение высшего образования  
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт

институт

Теплотехники и гидрогазодинамики

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

В. А. Кулагин

подпись

инициалы, фамилия

«25» июня 2024 г.

**БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА**

13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника

код – наименование направления

Разработка режимов работы электродвигательной

тема

и теплонасосной установки

Руководитель

С.П. Сибиряков

подпись, дата

доцент, к.т.н

должность, ученая степень

С.П. Сибиряков

инициалы, фамилия

Выпускник

Огнёв

подпись, дата

С.С. Огнёв

инициалы, фамилия

Красноярск 2024