



МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«КАЗАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»  
(ФГБОУ ВО «КГЭУ»)

*На правах рукописи*

Альмохаммед Омар Абдулхади Мустафа

**РАЗРАБОТКА ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕЙ ТЕХНОЛОГИИ  
ВАКУУМНОЙ ДИСТИЛЛЯЦИИ ВОДЫ С ПРИМЕНЕНИЕМ  
ТЕПЛОВОГО НАСОСА И СОЛНЕЧНОГО КОЛЛЕКТОРА**

Специальность 05.14.04 – Промышленная теплоэнергетика

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:  
доктор технических наук  
Тимербаев Наиль Фарирович

Казань 2022

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	4
ГЛАВА 1. СОВРЕМЕННЫЕ СПОСОБЫ ОПРЕСНЕНИЯ ВОДЫ.....	11
1.1. Количество питьевой воды в мире и базовые показатели целей в области устойчивого развития .....	11
1.2. Обработка сырой воды .....	16
1.3. Физическая обработка сырой воды .....	17
1.4. Химико-физическая очистка сырой воды .....	33
1.5. Выводы по главе 1 .....	38
ГЛАВА 2. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ .....	39
2.1. Схема разрабатываемой установки дистилляции воды .....	43
2.2. Тепловой баланс системы дистилляция воды .....	45
2.3. Математическая модель процесса дистилляции воды под вакуумом .....	50
2.4. Выводы по главе 2 .....	55
ГЛАВА 3. РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ РАСЧЕТА УСТАНОВОК ДЛЯ ВАКУУМНОЙ ТЕПЛОНАСОСНОЙ ДИСТИЛЛЯЦИИ ВОДЫ .....	56
3.1. Расчет конденсатора теплового насоса .....	56
3.2. Расчет испарителя теплового насоса .....	59
3.3. Расчет компрессора теплового насоса .....	61
3.4. Расчет коэффициента производительности теплового насоса в режиме нагрева .....	63
3.5. Расчет коэффициент производительности теплового насоса в режиме охлаждения .....	64
3.6. Расчет массового расхода испаренного водяного пара .....	66
3.7. Расчетэнтальпии водяного пара, поступающего в вакуумным насосом ...	67
3.8. Объемный расход водяного пара .....	68
3.9. Потребляемая мощность вакуумного насоса .....	69
3.10. Общее энергопотребление системыдистилляция воды .....	70
3.11. Расчет количества дистиллированной воды с	

использование теплонасосной системы дистилляции .....	70
<b>3.12.</b> Стоимость дистиллированной воды по энергетической индикации.....	71
<b>3.13.</b> Расчет потерь тепла в системе .....	72
<b>3.14.</b> Расчет цилиндрического сосуда под давлением .....	72
<b>3.15.</b> Отношения давлений конденсатора и испарителя теплового насоса .....	73
<b>3.16.</b> Расчет солнечного коллектора .....	74
<b>3.17.</b> Выводы по главе 3 .....	79
<b>ГЛАВА 4. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ</b> .....	80
<b>4.1.</b> Результаты теоретических предположений.....	80
<b>4.2.</b> Практические результаты исследования .....	113
<b>4.3.</b> Промышленная реализация системы дистилляции воды .....	124
<b>4.4.</b> Солнечная энергия в Республике Ирак .....	131
<b>4.5.</b> Результаты расчета для промышленной системы дистилляции воды .....	133
<b>4.6.</b> Безразмерный анализ системы .....	138
<b>4.7.</b> Экономическое сравнение традиционных и усовершенствованной технологии дистилляции воды .....	141
<b>4.8.</b> Выводы по главе 4 .....	145
<b>ЗАКЛЮЧЕНИЕ</b> .....	147
<b>СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ</b> .....	149
<b>СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ</b> .....	154
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ 1</b> .....	171
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ 2</b> .....	173

## **ВВЕДЕНИЕ**

**Актуальность работы.** Спрос на пресную воду постоянно растет, особенно в странах Ближнего Востока. По данным Организации Объединенных Наций к 2025 году почти 1,8 миллиарда человек во всем мире будут испытывать острый дефицит пресной воды [3,134]. Для решения этой проблемы может быть использовано опреснение морской воды. В настоящее время многие регионы мира, такие как страны Ближнего Востока, арабские страны, некоторые азиатские страны, Австралия и Африка, занимаются опреснением воды для удовлетворения своих потребностей в пресной воде [10]. Существуют различные методы опреснения, такие как многостадийная флэш-обработка, многоэтапная дистилляция, обратный осмос и электродиализ [33]. Многие системы опреснения воды используют в качестве источника энергии ископаемое топливо. Современные исследования в области опреснения воды направлены на разработку более эффективных систем опреснения воды, использующих возобновляемые источники энергии [89]. Одним из перспективных, но в тоже время малоизученных направлений, является создание теплонасосных установок опреснения воды, позволяющих сократить использование традиционных топливно-энергетических ресурсов и уменьшить выбросы парниковых газов в атмосферу.

В связи с изложенным выше весьма актуальной является задача разработки новых энергоэффективных мобильных теплонасосных систем для дистилляции воды с использованием солнечных коллекторов и математического описания протекающих в них процессов теплопереноса.

### **Степень разработанности темы исследования**

Теоретические и экспериментальные исследования процессов в тепловых насосах для систем дистилляции проводились различными исследователями, среди которых можно выделить следующих: В.В.Бирюк[2], А.В.Бурмисторов[4], А.В.Быков[6], В.И.Горынин [10], А.А.Дзино [16], М.Доникян [17], И.М.Калнинь [22], И.Корнилов [28], В.Я.Кофман [29],

С.М.Токарев [46], К.М.Вижан [61], Z.Cheng[68], A.David[73], J.Miller [116], H.Pieper [125], R.Semiat [131,132], T.D.Čož [153] и др.

При описании работы тепловых насосов большое значение имеют процессы переноса теплоты. При этом процесс кипения в условиях вакуумирования капельной среды носит сложный характер, описанию которого посвящено ограниченное число работ. Можно указать на публикации таких ученых, как В.В.Бирюк[2], А.В.Быков[6], И.И.Малафееви др. [7,34,36], Л.И.Грачева[14], А.А.Дзино [15], Е.В.Мереуца[40], R.Lund[105-108], H.Pieper[125,127,128], T.Deethayat[75], T.Ommen[121], P.A.Østergaard[154], F.Giraud [87] и др. Задача по выбору расчетных зависимостей для определения коэффициента теплоотдачи в условиях разрежения парового пространства усложняется малым количеством экспериментальных данных, особенно в диапазоне температур ниже 40°C.

**Цель работы** – повышение энергоэффективности систем дистилляции воды за счёт использования принципа теплового насоса, испарения и конденсации воды под вакуумом и дополнительного подвода тепла от солнечного коллектора.

Для достижения этой цели необходимо решить следующие **задачи**:

1. Проведение теоретического анализа процессов теплопереноса, протекающих в вакуумных теплонасосных системах дистилляции воды;
2. Разработка схемы установки вакуумной дистилляции воды с использованием теплового насоса и солнечного коллектора, обеспечивающей высокую энергоэффективность процесса опреснения воды;
3. Разработка математической модели процессов теплопереноса, протекающих в установке дистилляции воды с применением теплового насоса и внешнего источника тепла и алгоритма её решения;
4. Создание экспериментальной установки и методики проведения экспериментов по вакуумной дистилляции воды;

5. Проведение серии экспериментов для подтверждения работоспособности разработанного технического решения и верификации расчетных зависимостей;

6. Обработка данных, полученных при экспериментальных исследованиях процессов теплопереноса, протекающих при дистилляции воды в вакуумных теплонасосных установках с использованием внешнего источника тепла в виде солнечного коллектора;

7. Разработка схемы промышленной установки дистилляции воды с использованием принципа теплового насоса и солнечных коллекторов.

### **Научная новизна**

Работа содержит научно-обоснованные технические и технологические решения, направленные на снижение энергетических затрат на единицу продукции при производстве опресненной воды:

1. Предложены и обоснованы зависимости влияния отношения давления фреона в конденсаторе и в испарителе теплового насоса на массовый расход дистиллируемой воды и величину затрат энергии на дистилляцию;
2. Определён интервал отношения давления фреона в конденсаторе к давлению фреона в испарителе теплового насоса (2,25-6), при котором в теплонасосной дистилляционной системе эффективен подвод тепла от внешнего источника энергии в виде солнечного теплового коллектора;
3. Получены зависимости, описывающие влияние дополнительного подвода тепла от солнечного коллектора на коэффициенты преобразования как горячей, так и холодной стороны теплового насоса, влияющие на экономию энергетических ресурсов при дистилляции воды.

**Теоретическая значимость работы** состоит в математическом описании последовательных тепло-массообменных процессов испарения и конденсации воды в вакууме, и введении нового комплексного параметра в виде отношения давления фреона в конденсаторе и испарителе теплового насоса, позволяющего проводить теоретическую оценку энергетической

эффективности функционирования дистилляционных систем с использованием теплонасосных преобразователей энергии.

**Практическая значимость работы** заключается в:

1. Разработке нового, энергосберегающего способа вакуумного теплонасосного опреснения воды с применением внешнего подвода тепла от солнечного коллектора, способствующего экономии энергетических ресурсов;

2. Создании экспериментального стенда для физического моделирования процессов теплопереноса при вакуумной теплонасосной дистилляции воды, который является прототипом для создания промышленных установок опреснения воды с применением тепловых насосов;

3. Получении эмпирических данных для проведения расчетных работ при проектировании установок для опреснения воды методом вакуумной теплонасосной дистилляции.

4. Определении рациональных режимных параметров работы дистилляционной системы, позволяющих достигнуть максимального энергосбережения в процессах опреснения воды.

5. Усовершенствование конструкции конденсатора и испарителя теплового насоса за счет использования продольных ребер.

Новизна разработанных технических решений подтверждена патентами РФ на изобретение № 2723858 «Устройство для опреснения воды» от 30.06.2019 г и № 2743154 «Градирня низкого давления для дистилляции воды» от 15.02.2021.

### **Достоверность полученных результатов**

Достоверность полученных автором данных подтверждается соответствием результатов теоретических и экспериментальных исследований процессов теплопереноса, выполненных с использованием

сертифицированных измерительных приборов и апробированных методик измерения. Результаты исследований подвергнуты статистическому анализу и хорошо согласуются с известными экспериментальными и расчетными данными других авторов. Достоверность результатов обеспечена воспроизводимостью многократно повторенных экспериментов.

### **Личный вклад автора**

Личный вклад автора является определяющим и заключается в формулировке основных идей и решении задач теоретического, экспериментального и прикладного характера. Лично автором проведены все основные теоретические исследования, приведённые в диссертации. При непосредственном участии автора создан экспериментальный стенд и проведены экспериментальные исследования процессов теплопереноса протекающих при вакуумной теплонасосной дистилляции воды.

### **Соответствие диссертации паспорту научной специальности**

Наиболее существенные результаты, выносимые на защиту, относятся к п. № 3 «Теоретические и экспериментальные исследования процессов тепло- и массопереноса в тепловых системах и установках, использующих тепло. Совершенствование методов расчета тепловых сетей и установок с целью улучшения их технико-экономических характеристик, экономии энергетических ресурсов» (частично), п. № 4 «Разработка новых конструкций теплопередающих и теплоиспользующих установок, обладающих улучшенными эксплуатационными и технико-экономическими характеристиками» и п. № 5 «Оптимизация параметров тепловых технологических процессов и разработка оптимальных схем установок, использующих тепло, с целью экономии энергетических ресурсов и улучшения качества продукции в технологических процессах» паспорта специальности 05.14.04 «Промышленная теплоэнергетика».



### **Основные положения, выносимые на защиту:**

1. Математическое описание процесса теплопереноса при вакуумной дистилляции воды с использованием теплонасосной установки и теплового солнечного коллектора.
2. Конструкция разработанного экспериментального стенда и методика проведения экспериментов по изучению вакуумных процессов дистилляции воды, обеспечивающих экономию энергетических ресурсов.
3. Результаты математического и физического моделирования влияния отношения давлений фреона в конденсаторе и в испарителе теплового насоса на потребление энергии системой дистилляции воды, получающей тепловую энергию от теплового насоса и солнечного коллектора.
4. Диапазон значений отношения давлений фреона в конденсаторе и испарителе теплового насоса, при котором рационально применение внешнего источника тепла в теплонасосных установках для повышения их энергоэффективности.

### **Апробация результатов исследования**

Основные результаты диссертационной работы доложены и обсуждены на следующих конференциях: International Multi-Conference on Industrial Engineering and Modern Technologies (FarEastCon), Владивосток, 2019 г.; Всероссийской научно-практической конференции «Проблемы и перспективы развития электроэнергетики и электротехники», Казань, 2019 г.; XXIV Всероссийском аспирантско-магистерского научном семинаре, Казань, 2020 г.

### **Реализация работы**

Созданная экспериментальная установка для исследования процессов, протекающих при дистилляции воды под вакуумом и применением теплового насоса, внедрена в учебный процесс ФГБОУ ВО «Казанский государственный энергетический университет» при обучении студентов по

направлению подготовки 13.04.02 «Электроэнергетика и электротехника», профиль подготовки «Возобновляемые источники энергии».

### **Объекты и методы исследования**

Объектом исследования в данной работе являлась соленая вода, подвергаемая процессу дистилляции под вакуумом. Методологической основой исследований являлись современные теоретические представления о процессах теплопереноса, происходящих в разреженных средах и процессах, связанных с фазовым переходом из жидкости в газ. Поставленные задачи решались с применением современных физических методов анализа, использованием теоретического, физического и компьютерного моделирования. Проверка теоретических данных и расчетов осуществлялась экспериментально по известным методикам и планам экспериментов.

### **Публикации**

По тематике исследования опубликовано 9 публикаций, в том числе 2 статьи в журналах, рекомендованных ВАК РФ, 2 патента, 3 статьи в журналах Scopus, 1 статья в сборнике научной конференции и 2 доклада в сборнике научного семинара.

### **Структура и объем работы**

Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения и списка использованной литературы. Основная часть диссертационной работы состоит из 171 страниц, 83 рисунков и 5 таблиц. Библиографический список включает 154 позиций.

## ГЛАВА 1. СОВРЕМЕННЫЕ СПОСОБЫ ОПРЕСНЕНИЯ ВОДЫ

### 1.1. Количество питьевой воды в мире и базовые показатели целей в области устойчивого развития

В 2015 году 71 процент населения мира был обеспечен безопасными источниками питьевой воды [13]. 17 процентов пользовались источниками очищенной питьевой воды, поездка к которым для сбора воды и обратно занимает менее 30 минут, данная группа людей относится к имеющим, по крайней мере, базовое обеспечение питьевой водой. Еще 263 миллиона человек (4 процента населения) пользовались улучшенными источниками, сбор воды из которых занимает более 30 минут; поэтому их относят к имеющим ограниченное обеспечение питьевой водой (рис. 1.1).

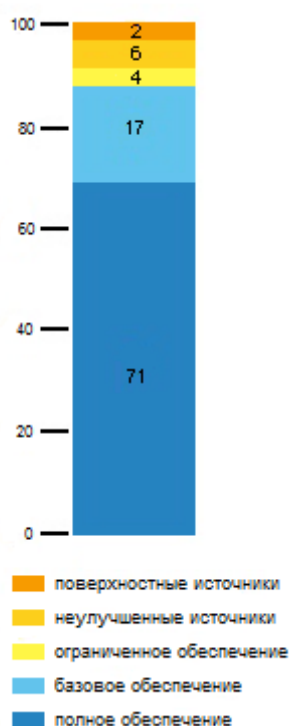


Рис 1.1 –Обеспеченность населения безопасными источниками питьевой воды, 2015 г.[148]

Доля населения, имеющего, по крайней мере, базовое обеспечение питьевой водой, в период с 2000 по 2015 год увеличивалась в среднем на 0,49 процента в год, но в Восточной и Юго-Восточной Азии и в странах Африки к югу от Сахары этот рост был значительно быстрее и составлял 0,97 и 0,88 процента в год (рис. 1.2). Австралия, Новая Зеландия, Северная Америка и Европа уже очень близки к достижению всеобщего базового обеспечения питьевой водой, в то время как Латинская Америка и Карибский бассейн, а также Азия и Юго-Восточная Азия должны достичь всеобщего обеспечения к 2030 году.

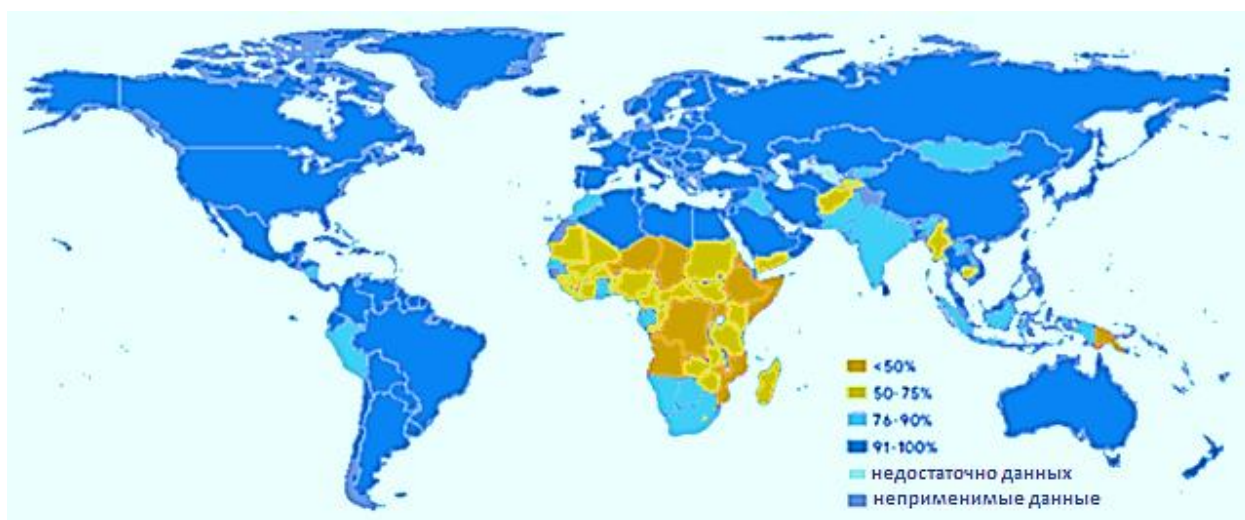


Рис 1.2 –Доля населения, обладающего хотя бы базовым обеспечением питьевой водой, 2015 г.[148]

844 миллиона человек, которые в 2015 году все еще не имели базового обеспечения питьевой водой (рис. 1.3), использовали либо улучшенные источники, проезд до которых и обратно занимает больше 30 минут (ограниченное обеспечение), либо незащищенные колодцы и источники (неулучшенные источники), либо брали воду непосредственно из поверхностных источников. Анализ совместной программы мониторинга (JMP) показал, что сбор воды из неулучшенных источников и поверхностных вод с большой вероятностью занимает более 30 минут. В 8 из 10 домашних хозяйств, у которых вода находится вне помещений, за сбор воды несут ответственность женщины и девочки, поэтому сокращение населения с

ограниченным обеспечением питьевой водой окажет сильное гендерное воздействие. Из 10 стран, где не менее 20 процентов населения страны имеют ограниченный доступ к воде, восемь находятся в странах Африки к югу от Сахары и две в Океании.

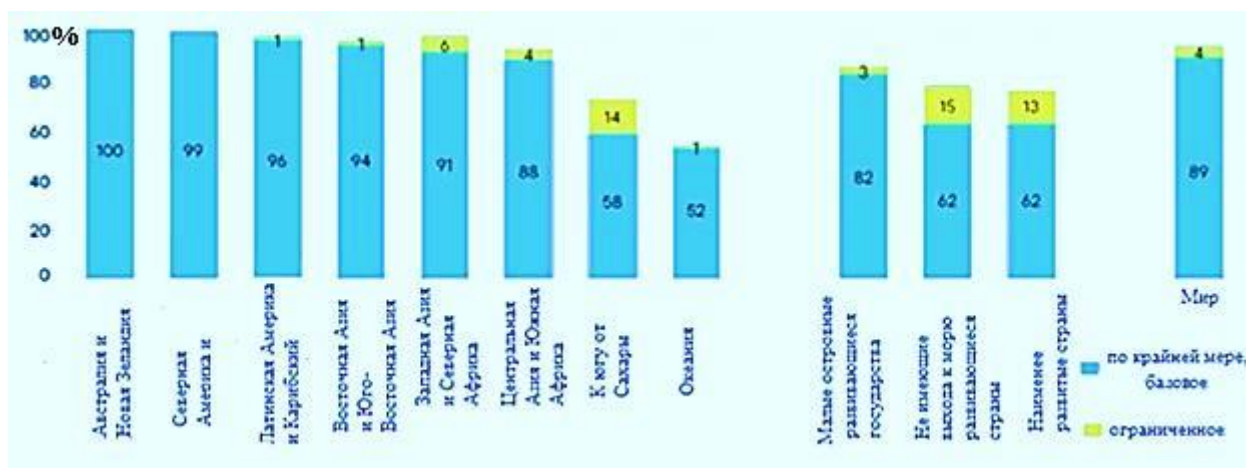


Рис 1.3 – Доля населения, обладающего, по крайней мере, базовым и ограниченным обеспечением питьевой водой, 2015 г. [148]

Безопасная питьевая вода доступна для 96 стран (представляющих 35 процентов населения мира) и для четырех из восьми регионов ЦАР (Центроафриканской Республики) (рис. 1.4). Один из трех человек, имеющих доступ к безопасной питьевой воде (1,9 миллиарда человек), проживает в сельской местности. Восемь из десяти человек (5,8 миллиардов) пользовались улучшенными источниками воды, когда это необходимо. Три из четырех человек (5,4 миллиарда человек) использовали улучшенные источники воды, расположенные в помещениях. 89 процентов населения мира (6,5 миллиарда человек) имеют хотя бы базовое обеспечение; то есть источник очищенной воды, находящийся в 30 минутах (на поездку в обе стороны). 263 миллиона человек тратили более 30 минут на поездку в обе стороны, чтобы получить воду из улучшенного источника (что относится к ограниченному обеспечению питьевой водой). Питьевую воду из поверхностных источников получали 159 миллионов человек, 58% из которых проживают в странах Африки к югу от Сахары.

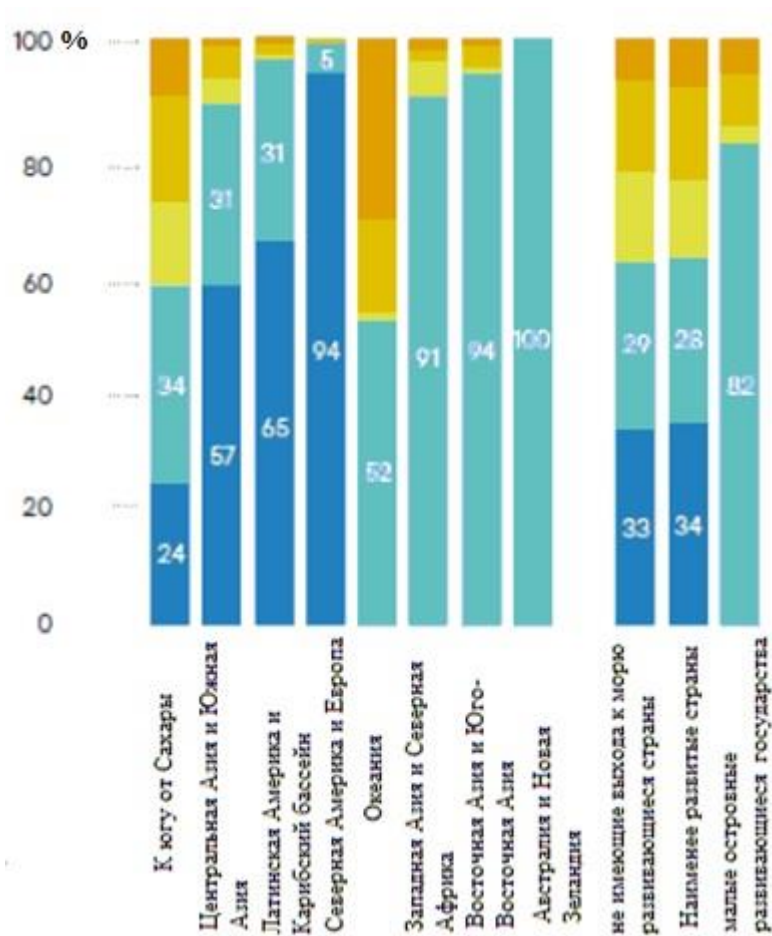


Рис 1.4 –Обеспеченность питьевой водой по регионам, 2015 г.[148]

Совместная программа мониторинга (JMP) использует простую (улучшенный/неулучшенный) классификацию типов источников, которая была усовершенствована с течением времени. Улучшенные источники – это те, в которых содержится безопасная вода. К ним относятся поставки по трубопроводу (такие, как домохозяйства с водопроводной водой в доме, дворе или на участке; или на стойках общественного пользования) и не трубопроводные поставки (такие, как скважины, защищенные колодцы и источники, собранная дождевая вода, упакованная и доставляемая вода). В период с 2000 по 2015 год население, использующее водопроводные ресурсы, увеличилось с 3,5 миллиардов до 4,7 миллиарда, а население, использующее не трубопроводные поставки, увеличилось с 1,7 миллиарда до 2,1 миллиарда. В среднем по миру двое из пяти человек в сельской местности

и четыре из пяти человек в городских районах в настоящее время используют водопроводную воду(см. рис. 1.5).

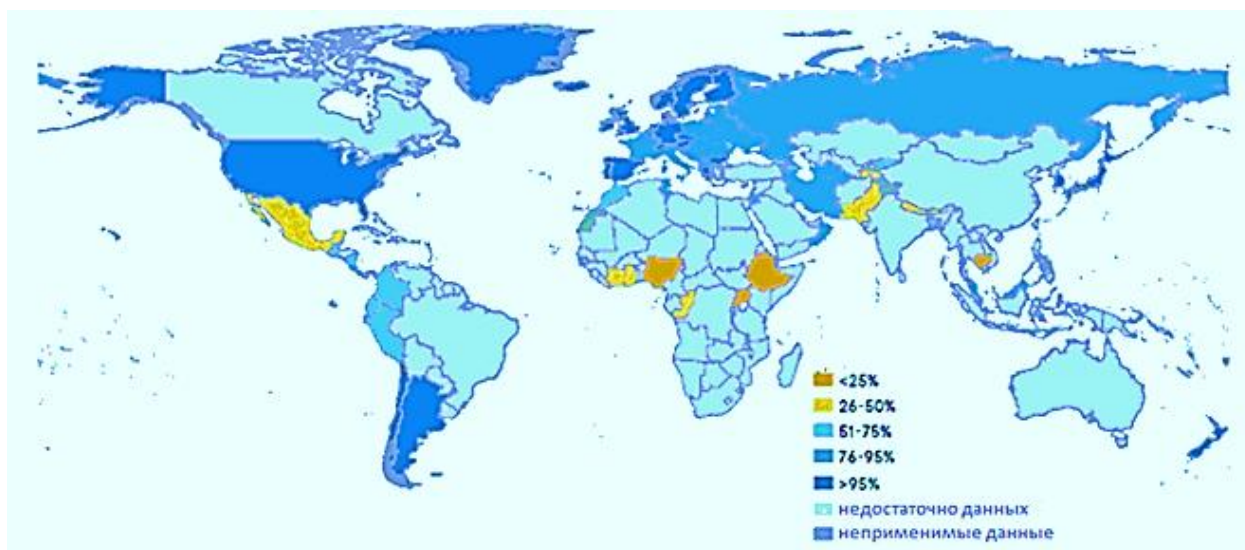


Рис 1.5 –Доля населения, пользующегося безопасной питьевой водой, 2015[148]

Упакованная и доставляемая вода может быть потенциально безопасной, но ранее она рассматривалась как не улучшенный источник из-за отсутствия данных о доступности и качестве. Для мониторинга ЦУР (целей в области устойчивого развития) JMP будет рассматривать их как улучшенные и классифицировать их как ограниченное, базовое или полное обеспечение на основе критериев, изложенных выше(см. рис. 1.6).

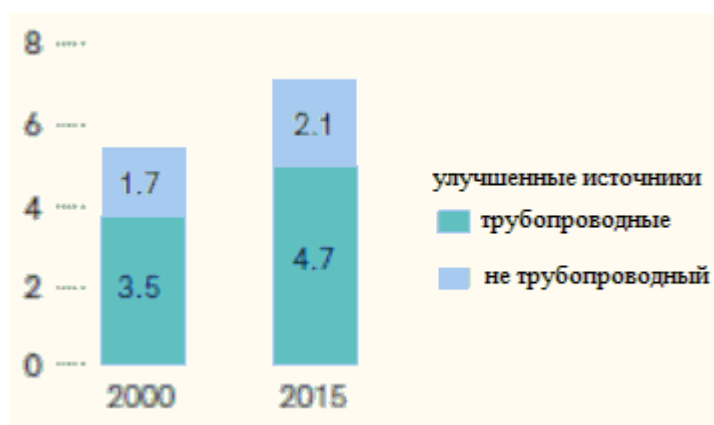


Рис 1.6 –Население мира, использующее трубопроводные и не трубопроводные улучшенные источники (миллиард человек)[148]

Переклассификация упакованной воды (включая бутилированную воду и пакеты с водой) в разряд улучшенного источника оказывает лишь незначительное влияние на глобальную статистику, поскольку ранее JMP считал бутилированную воду улучшенной, если источник воды для бутилирования был улучшенным. Так было почти всегда, и в большинстве случаев люди, пьющие воду в бутылках, также имеют доступ к водопроводной воде или, по крайней мере, к другим улучшенным источникам.

Переклассификация доставляемой воды также оказывает незначительное влияние на глобальную статистику, но существенно влияет на оценки в ряде стран, где люди обычно пьют воду, доставляемую автоцистернами. Для мониторинга ЦУР JMP классифицировал домохозяйства, использующие автоцистерны, находящиеся в 30 минутах езды, как имеющие, как минимум, базовое обеспечение. Питьевая вода из автоцистерн классифицируется как безопасная.

## **1.2. Обработка сырой воды**

Процесс, который приводит к получению чистой питьевой воды из ее первоисточника (моря, реки, океанов, озер, колодцев, дождя и т.д.), называется обработкой водных ресурсов. Существуют два основных метода: химико-физическая обработка и физическая обработка. На рисунке 1.7 показана классификация методов обработки водных ресурсов.





Рис 1.7 – Общие методы очистки и обработки воды

### 1.3. Физическая обработка сырой воды

Источники воды в природе можно классифицировать на множество видов. В настоящей работе будут учтены два основных вида. Первый – это вода, получаемая из колодцев, рек, дождя и природных фонтанов. Эти источники дают воду, которая может содержать примеси и соли, повышающие жесткость воды. Примеси могут оказаться в воде из атмосферы или с поверхности земли. Жесткость воды обусловлена солями кальция и магния, карбонатами и сульфатами. Карбонаты содержатся в воде в форме растворенного углекислого газа. Вода выводит углекислый газ из атмосферы и почвы, и когда вода нагревается до температуры кипения или подвергается воздействию извести, карбонаты, нерастворимые в воде, выпадают в осадок. Этот тип жесткости называется «временная жесткость»[48].

Сульфаты, хлориды и нитраты кальция и магния растворимы в воде, и их невозможно отделить только путем нагревания до температуры кипения,

так что этот тип жесткости называется «постоянная жесткость». Постоянная жесткость воды может быть снижена либо ионным обменом, либо дистилляцией.

Механические примеси во всех типах воды отделяются с помощью первого типа физической обработки – осаждения и фильтрации.

### **Осаждение и фильтрация**

Фильтры удаляют из воды взвешенные вещества, такие как песок, ил, рыхлая окалина, глина или органические вещества. Неочищенная вода проходит через фильтрующую среду, которая задерживает взвешенные вещества на поверхности или внутри фильтра [63]. Загрязнения в воде делятся на два типа. Первый тип определяется теми веществами, которые могут быть удалены с помощью осадочных фильтров (такие материалы, как песок, ил, рыхлая окалина, глина или нерастворимые органические материалы), поскольку осадочные фильтры имеют возможность удалить только нерастворимые материалы как показано на рис. 1.8.

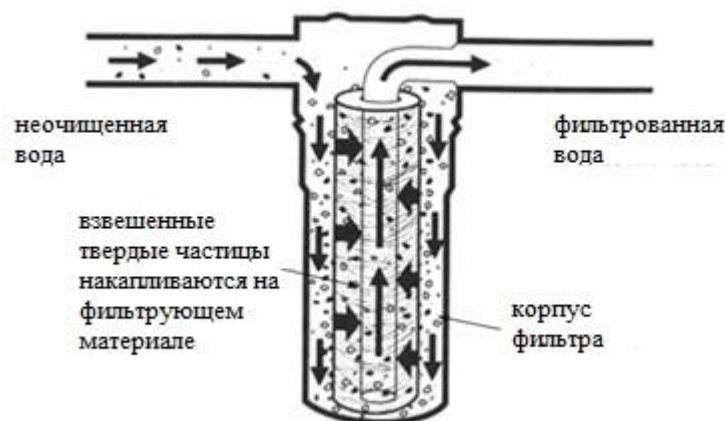


Рис 1.8 –фильтр [63]

Другой тип не может быть устранен фильтрацией. К таким веществам относятся растворенные органические или неорганические потенциально вредные материалы. Осадочные фильтры недостаточно эффективно удаляют нитраты, тяжелые металлы, пестициды или тригалогенметаны (побочные продукты, иногда образующиеся при хлорировании питьевой воды). Также

осадочные фильтры не подходят для удаления микробных загрязнений. Изредка питьевая вода может содержать очень мелкие взвешенные частицы, иногда называемые «песчаной пудрой», или мельчайшие частицы глины, которые невозможно удалить с помощью обычного осадочного фильтра – в этом случае пользуются микрофильтрацией.

Все методы очистки имеют ограничения, и зачастую требуется комбинировать процессы обработки для эффективной очистки воды. Осадочные фильтры часто используются в сочетании с другими методами очистки питьевой воды для удаления таких загрязнений, как растворенное железо, марганец или сероводород. Например, осадочные фильтры часто используются после аэрации, озонирования или хлорирования. При этих процессах растворенные в воде железо, марганец или сероводород выпадают в виде нерастворимого осадка, который затем улавливается фильтром. Осадочные фильтры также используются в качестве предварительной обработки для других процессов, таких, как фильтрация активированным углем (АУ) и обратный осмос – для повышения их эффективности[63].

### **Обратный осмос**

Обратный осмос основан на принципе осмоса. При осмосе два раствора, содержащие различное количество растворенных химических веществ, разделены полупроницаемой мембраной, которая пропускает воду, но не растворенные в ней вещества. Естественной тенденцией является движение воды через мембрану из разбавленного раствора в более концентрированный до тех пор, пока концентрации растворенных химических веществ не достигнут равных значений на обеих сторонах мембраны[34].

Рисунок 1.9 показывает естественный осмотический процесс.

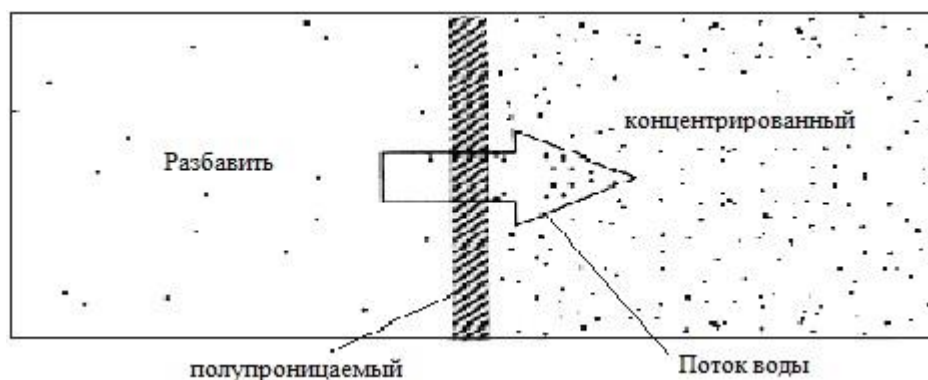


Рис 1.9 –Естественный осмос

Для обратного осмоса к более концентрированному раствору прикладывается избыточное давление, превышающее осмотическое. При этом чистая вода проходит через мембрану из более концентрированного раствора в менее концентрированный. Очищенная вода собирается в контейнере для хранения. Растворенные вещества, остановленные мембраной, смываются вместе со сточной водой. Рисунок 1.10 показывает процесс обратного осмоса[34].

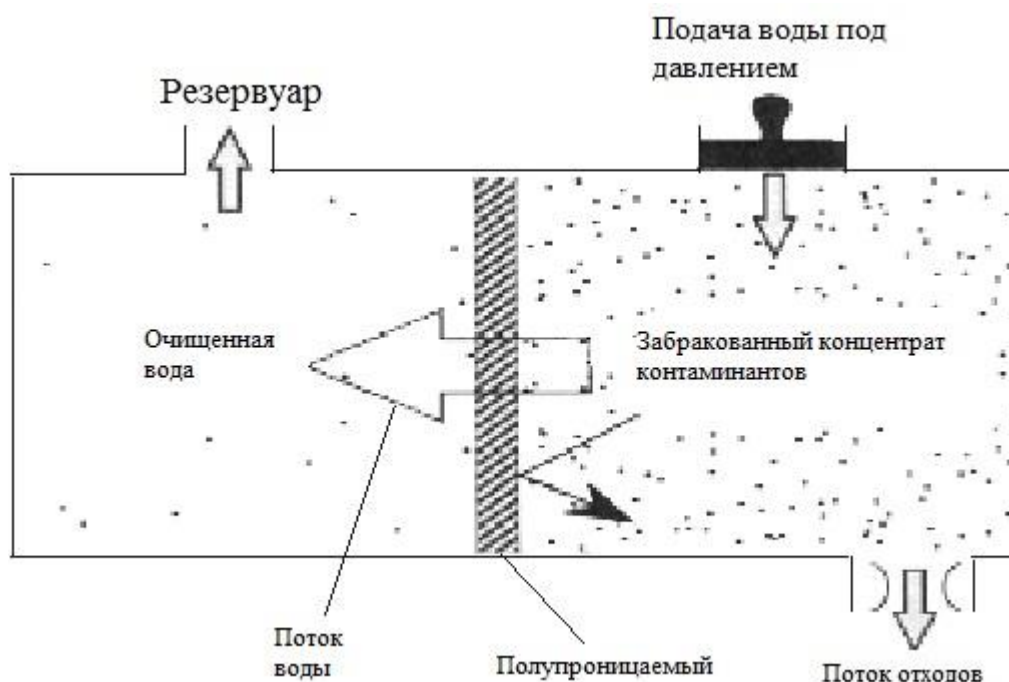


Рис 1.10 – Обратный осмос

Количество очищенной воды, которую мембрана обратного осмоса, обычно используемая в домашних условиях, может производить в день,

находится в диапазоне от 45 до 160 литров в день. Количество получаемой очищенной воды зависит от нескольких факторов, включая тип и состояние мембраны, рабочие условия (такие как контроль потока и давление) и качество подаваемой воды (то есть концентрация загрязнителя, температура и pH)[34].

### **Обработка магнитным полем**

Молекулы воды устроены таким образом, что электрический заряд на них распределен неравномерно – атом кислорода притягивает к себе электроны и имеет отрицательный электрический заряд, а атомы водорода, соответственно заряжены положительно. Следовательно, молекула воды ведет себя как диполь. Изменения магнитного поля заставляют молекулы вращаться в одном или другом направлении, в зависимости от нагрузки поля: принимая более высокий положительный или отрицательный потенциал. В присутствии магнитного поля эти молекулы будут реагировать как функция суммарного заряда внешней силы.

Устройства магнитной очистки воды – это постоянные магниты или электромагниты, которые присоединяются к водопроводным линиям дома или предприятия, для очистки или «кондиционирования» водоснабжения. При обработке воды магнитным полем уже в холодной воде начинают разрушаться кластеры воды, после чего примеси, содержащие ионы кальция и магния, могут вступать в реакцию с другими примесями, образуя так называемые центры кристаллизации или микрокристаллы. Этот процесс подобен цепной реакции – новые ионы кальция и магния осаждаются не на трубах в результате нагревания, а на микрокристаллах еще до того, как вода начинает нагреваться. Получаемый результат – уменьшение концентрации или полное удаление примесей.

В целом ученые сходятся во мнении, что магнитная обработка приводит к образованию в объеме воды частиц карбоната кальция, которые не могут осаждаться на стенках распределительных труб и другого оборудования. Эти

частицы уносятся потоком воды и могут быть удалены путем фильтрации или исключением полученного известкового раствора.

Влияние постоянного магнита на характеристики воды показывает, как сильное магнитное поле помогает удалять известковые отложения путем увеличения соотношения арагонит-кальцит в смеси с 20:80 до магнитного кондиционирования воды до оптимального соотношения 80:20 после [58,79,82-84,123, 137].

Магнитное устройство подведено одним полюсом к трубе. В постоянном магнитном поле благодаря силе Лоренца молекулы воды выстраиваются в определенном порядке, как показано на рисунке 1.11.



Рис 1.11 –Влияние магнитного поля на жесткую воду

Переориентация молекул воды приводит к тому, что закрепление и кристаллизация накипи на стенках сосуда становится невозможной. Накипь затем будет превращена в арагонит – белый порошок, обладающий очень низкой способностью прикрепления по сравнению с таковым у накипи. Арагонит может быть удален при механической очистке после оседания в нижней точке трубопровода. Таким способом можно избежать всех недостатков, связанных с образованием кристаллов известняка.

В результате эта обработка уменьшает необходимость использования химических продуктов для ухода (моющие средства, умягчители, соли), защищает от коррозии, продлевает срок службы оборудования и

обеспечивает экономию энергии благодаря оптимизированному теплообмену.

### **Термическая обработка**

#### **а) Удаление временной жесткости**

Вода в природе может быть в трех формах:

1. пресная вода;
2. жесткая вода;
3. соленая вода.

Разница между жесткой и соленой водой заключается в содержании химических компонентов. Вода становится жестче, если увеличивается количество кальция и магния. Стронций (Sr) и барий (Ba) также оказывают влияние на жесткость воды, но количество этих элементов обычно настолько мало, что ими можно пренебречь [136].

Жесткость оказывает некоторое неблагоприятное воздействие на водопроводные трубы, котлы и расход мыла. Жесткая вода уменьшает воздействие моющих средств в стиральных машинах, а также может вызвать накопление минеральных отложений в трубах и нагревательных емкостях, что в конечном итоге может привести к засору.

Временная жесткость, присутствующая в воде, может быть удалена с помощью одного из следующих методов:

- термоумягчение [117], этот метод основан на кипячении воды, в результате термически нестойкие гидрокарбонаты кальция и магния разлагаются с образованием накипи;

- реагентное умягчение, метод основан на добавлении в воду кальцинированной соды  $\text{Na}_2\text{CO}_3$  или гашёной извести  $\text{Ca}(\text{OH})_2$ . При этом соли кальция и магния переходят в нерастворимые соединения и, как следствие, выпадают в осадок. Например, добавление гашёной извести приводит к переводу солей кальция в нерастворимый карбонат.

Постоянная жесткость не может быть удалена физическим способом [117], это возможно только при химической обработке воды.

## **б) Дистилляция**

Дистилляция может удалить почти все примеси из воды. К удаляемым соединениям относятся натрий, кальций и магний, другие растворенные вещества (включая железо и марганец), фториды и нитраты. При правильном проведении, методом дистилляции эффективно инактивируются микроорганизмы, такие как бактерии, вирусы и цисты. Дистилляция также может удалить многие органические соединения, тяжелые металлы (такие как свинец), хлор, хлорамины и радионуклиды. Поскольку в процессе дистилляции теряется некоторое количество кислорода, наряду с микроэлементами, которые придают воде приятный вкус, люди часто утверждают, что дистиллированная вода имеет «плоский» или «мягкий» вкус.

Все методы очистки имеют ограничения, и зачастую требуется сочетание процессов обработки для эффективной очистки воды. Дистиллированная вода может все еще содержать остаточные количества исходных примесей воды после перегонки [56,64, 85,95].

Процесс кипения во время дистилляции обычно инактивирует микроорганизмы. Однако если дистиллятор простаивает в течение длительного периода времени, бактерии могут повторно выводиться из выпускного патрубка и повторно загрязнять воду.

Дистилляторы используют тепло для кипячения загрязненной воды и выработки пара. Примеси, такие как неорганические соединения и крупные нелетучие органические соединения, не испаряются и остаются в камере кипения. Пар поднимается и входит в секцию охлаждения, в которой находятся конденсационные змеевики. Пар охлаждается, конденсируется обратно в жидкость, и вода поступает в емкость для хранения. В этой собранной воде может быть удалено до 99,5% примесей. Вода, остающаяся в камере кипения, имеет намного более высокую концентрацию примесей. Эта вода удаляется с помощью дренажа и сбрасывается.



Поскольку летучие органические соединения также могут испаряться при кипячении воды и превращении ее в пар, в системе должны быть предусмотрены устройства для их удаления. Дистилляторы, которые используют комбинацию методов удаления ЛОС (летучих органических соединений), более эффективны, чем те, которые используют один метод. Отверстия для газа (небольшие отверстия в проходе дистиллятора, ведущего к конденсационным змеевикам) могут позволить ЛОС покинуть дистиллятор до попадания в секцию охлаждения.

Другим вариантом является использование фракционного колонного дистиллятора. В дистилляторе этого типа ЛОС охлаждаются и конденсируются в отдельной секции дистиллятора, а не там, где конденсируется вода.

Третий вариант – использовать фильтр с активированным углем (АУ) для удаления ЛОС из конденсированной воды перед ее поступлением в резервуар-хранилище. В качестве альтернативы, фильтр с активированным углем может быть размещен в линии подачи воды в дистиллятор, так что количество летучих органических соединений, поступающих в установку, уменьшается.

Соотношение между температурой кипения воды и давлением, приложенным к поверхности воды, прямо пропорционально, так что когда давление уменьшается, температура кипения также снижается. А.Н. Araghi и другие ученые [56,85] сообщили об аналитическом исследовании эффективности новой комбинированной вакуумной опреснительной и энергетической системы в качестве рекуператора тепла. Заявленная система может работать на отработанном тепле и органической рабочей жидкости. Результаты испытаний показывают, что общие характеристики введенной системы сопоставимы с системой опреснения комбинированной тепловой энергии, использующей смесь аммиака. Однако в плане опреснения воды предлагаемая система производит больше пресной воды. Гао и др. провели экспериментальное исследование процесса отделения воды в новом

распылительном вакуумном испарителе с тепловой трубкой[85]. Проводятся параметрические исследования, таких характеристик, как температура холодного источника и источника тепла, температура распыления и расход энергии на распыления. Результаты показывают, что максимальная плотность теплового потока достигает  $32 \text{ Вт/см}^2$  на плоской пластине испарителя. Тепловая труба эффективно поглощает энергию от низкокачественного источника тепла, а затем передает энергию каплям, которые уже были сброшены, чтобы поддерживать или даже увеличивать степень перегрева капель в процессе испарения. Некоторые выводы исследования заключаются в том, что температура источника тепла является определяющей для выхода пресной воды. Чем выше температура источника тепла, тем больше тепла может получить капля, и тем быстрее будет процесс испарения. Температура охлаждающей воды является важным фактором выхода пресной воды.

**Дистилляция с мгновенным вскипанием** занимает второе место по количеству установок в мире после установок обратного осмоса с производительностью, как правило, в диапазоне от 10000 до 40000 м<sup>3</sup>/сутки. Подобные установки широко распространены на Ближнем Востоке, в частности, в Саудовской Аравии, Объединенных Арабских Эмиратах и Кувейте. Особенности применения определяются, прежде всего, тем, что эксплуатационные характеристики и достигаемая производительность систем с мгновенным вскипанием имеет ряд преимуществ перед другими типами установок. Процесс парообразования в такой технологической схеме протекает в свободном объеме испарительной камеры, за счет разности давлений исходной воды, подаваемой в камеру, и непосредственно давления в камере. Мгновенное вскипание в объеме способствует уменьшению отложений накипи на теплообменных поверхностях, получению дистиллята более высокого качества (так как отсутствует пена и крупные пузыри пара), большому выходу образующегося пара. В совокупности с простым конструктивным исполнением последовательно установленных ступеней

перечисленные преимущества позволяют создавать установки очень большой производительности [80,131].

Установки данного типа состоят из ряда последовательно размещенных испарительных камер (рисунок 1.12). Функционирование установки происходит следующим образом. Посредством вакуумного насоса во всех камерах (их количество составляет обычно от 4 до 40), поддерживается последовательно более низкое давление и, соответственно, температура кипения воды. Предварительно умягченная морская вода, протекая через трубчатые теплообменники, нагревается до температуры 75...85°C за счет подвода скрытой теплоты конденсации пара. После чего температура исходной воды повышается до 90...120°C в головном подогревателе. Далее, попадая в изолированную камеру (испаритель), часть воды быстро испаряется, а оставшая продолжает движение в следующие камеры. Образующийся пар дистиллята конденсируется, отдавая теплоту конденсации свежей подпиточной воде. Установки, работающие при более высоких температурах нагрева морской воды, обладают большей эффективностью, но это сказывается на интенсивности накипеобразования и коррозии. Все установки подобного типа требуют предварительной обработки воды и проведения регламентных работ по очистке от накипи [55,98,132].

В связи с потребностью в большом количестве высокопотенциального тепла, строительство дистилляционных установок мгновенного вскипания, прежде всего, связывают с энергообеспечивающим источником. Способ часто используют в сочетании с источниками выработки электроэнергии (тепловые и атомные электростанции), что делает его энергоэффективным и экономичным. В противном случае опреснение многоступенчатой дистилляцией в крупных масштабах (см. рис. 1.12) экономически не эффективно [1,82,93,98].

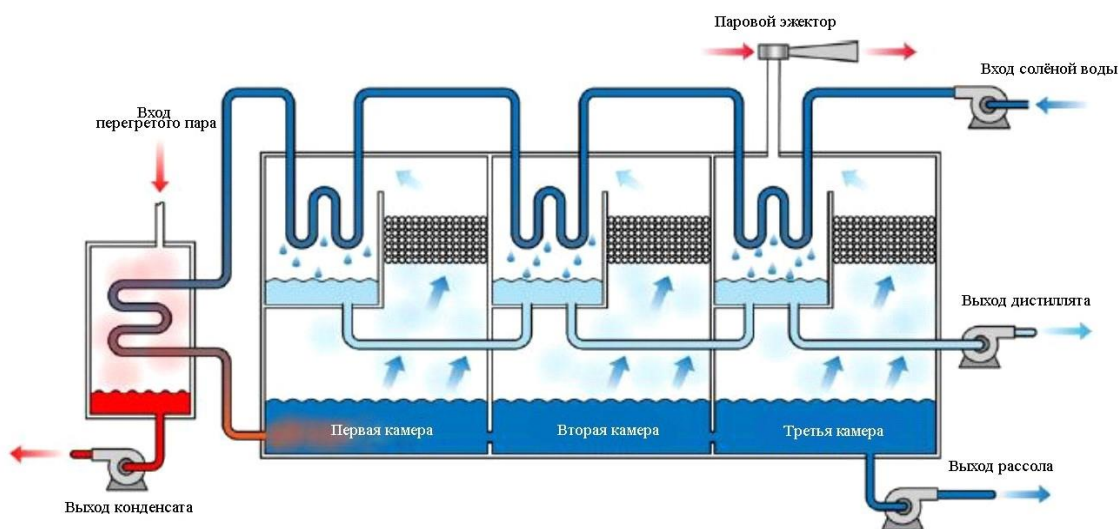


Рис 1.12 – Схема дистилляционной установки с мгновенным вскипанием

### Теплонасосные дистилляторы с закрытым циклом

В последнее время разработки этого типа техники активно ведутся на кафедре техники низких температур им. П. Л. Капицы, на которой основоположником подхода к разработке теплонасосных дистилляторов был профессор И. М. Калнинь. Принцип действия такого дистиллятора основан на генерации и рекуперации тепла фазовых превращений воды с использованием обратного термодинамического цикла теплового насоса, работающего на рабочем веществе низкого давления. Сокращение потребления электроэнергии в пределе пропорционально коэффициенту преобразования теплового насоса  $\mu=40$  [20, 35, 55].

Тем не менее, в открытом доступе не обнаружено информации об эксплуатации дистилляторов на базе парокompрессионных тепловых насосах в качестве опреснительных устройств. Можно предположить, что их распространение на бытовом уровне сдерживает высокая начальная стоимость и сложные требования к обслуживанию, а также отсутствие синтетических фреонов низкого давления, удовлетворяющих современным требованиям экологической и эксплуатационной безопасности. Возможной альтернативой фреонам являются углеводороды, но ограничения, накладываемые стандартами на условия их использования таковы, что

углеводороды не могут являться универсальным выбором для всех возможных условий применения теплонасосной (ТН) техники [21, 37].

К недостаткам дистилляторов на базе парокompрессионных тепловых насосов следует также отнести сложность конструкции и высокие требования к техническому персоналу.

Возможной сферой применения подобного вида ТН являются медицинские дистилляторы производительностью  $1 \div 100$  л/ч для производства воды инъекционного качества согласно требованиям фармакопейной статьи ФС.2.2.0019.15 [5]. Энергоэффективность применяемых сегодня установок для этих целей крайне низкая, т.к. для подвода тепла в процессе выпаривания используются теплоэлектронагреватели, а теплота конденсации паров дистиллята отводится к проточной воде. Поэтому создание образца дистиллятора на базе парокompрессионного ТН в этой области может дать наибольший экономический эффект, в том числе благодаря возможности применения углеводородов в качестве рабочих веществ за счет малой заправки.

#### **Дистилляторы замкнутого цикла с тепловым насосом**

Разработка технологии тепловых насосов замкнутого цикла активно ведется в разных точках мира. Принцип работы этих типов дистилляторов основан на уменьшении количества тепла, необходимого для испарения воды, за счет использования тепла, отводимого от конденсатора теплового насоса, которое в несколько раз больше, чем энергия, используемая для циркуляции водяного пара в системе.

В этом типе дистилляторов используется два хладагента, один из которых представляет собой водяной пар, а другой - органический или неорганический газ. Каждый из этих хладагентов циркулирует в отдельном цикле. Они не будут напрямую контактировать или смешиваться. Тепло передается через теплообменники от одного к другому. Вода будет испаряться и конденсироваться, как показано на рисунке 1.13.

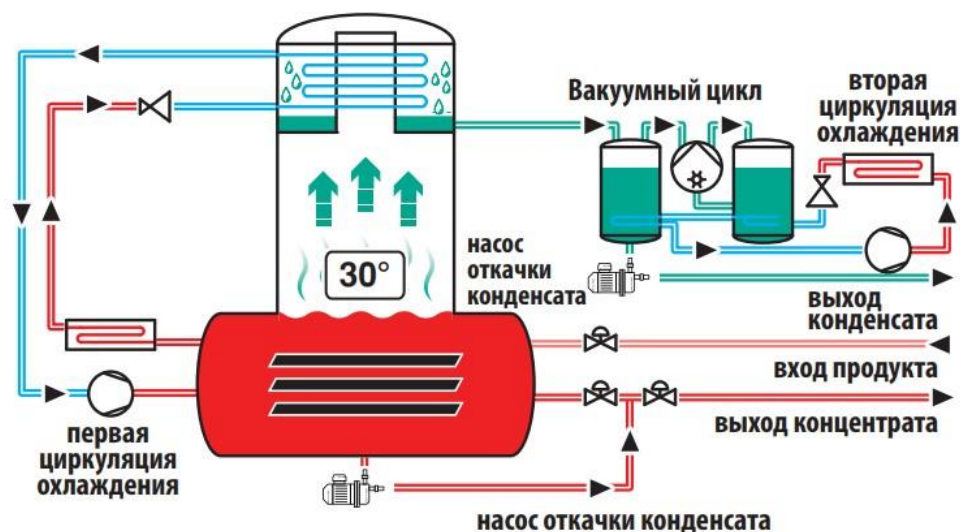


Рис 1.13 – Система теплонасосного дистиллятора (HP 25 ME) [37]

### Теплонасосные дистилляторы с открытым циклом

Теплонасосные дистилляторы с открытым циклом (показано на рисунке 1.14) являются наиболее экономичными среди различных одноступенчатых способов дистилляции. Установки подразделяются на несколько типов в зависимости от способа сжатия паров дистиллята: механически посредством компрессора (MVC), термически с помощью парового эжектора, с использованием абсорбционных (ADVC) и адсорбционных (ADVC) систем.

Существенным преимуществом такой технологии является использование воды в качестве рабочего вещества термотрансформаторов, вследствие подходящих ее характеристик. Использование водяного пара в качестве рабочего тела тепловых насосов является перспективным направлением, поскольку его преимущества заключаются в защите окружающей среды и высокой теплоемкости.

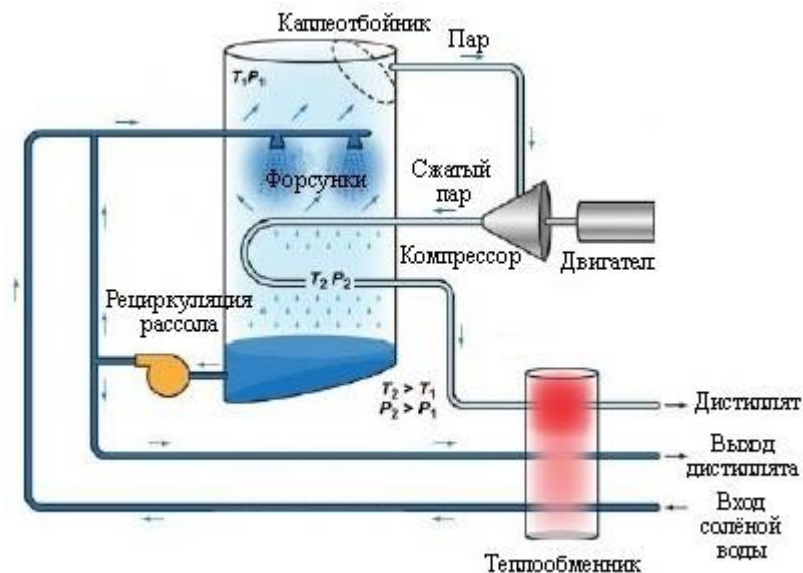


Рис 1.14 –Схема опреснительной теплонасосной установки

Как показано на рисунке 1.14, вода испарялась под вакуумом, который создается всасывающей линией компрессора. Температура водяного пара в нагнетательной линии будет увеличиваться из-за увеличения давления, поэтому его необходимо охладить, чтобы получить дистиллированную воду после теплообменника, показанного на принципиальной схеме.

Настоящее исследование объединяет два типа системы дистилляции воды, которые используют метод теплового насоса, показанный на рисунках выше, для повышения эффективности системы и снижения затрат.

### **Ультразвуковая обработка воды**

Использование ультразвуковых волн хорошо известно как способ очистки воды [78,69]. Эффективное применение процесса ультразвуковой очистки требует учета ряда параметров: времени, температуры и химической природы частиц, которые важны в ультразвуковом процессе, как и в других технологиях очистки. Существуют и другие факторы, которые необходимо учитывать для максимизации эффективности процесса. Особенно важны те переменные, которые влияют на интенсивность ультразвуковой кавитации в жидкости. Для максимизации кавитации очень важно точно управлять температурой, которая является наиболее важным параметром, который следует учитывать при максимизации интенсивности кавитации. Изменения

температуры приводят к изменениям вязкости, растворимости газа в жидкости, скорости диффузии растворенных газов в жидкости и давления пара, что влияет на интенсивность кавитации.

В чистой воде кавитационный эффект максимизируется приблизительно при 70°C. Для наиболее эффективной очистки очищающая жидкость должна содержать как можно меньше растворенного газа. Растворенный в жидкости газ выделяется во время фазы роста пузырьков кавитации и предотвращает их бурное взрывание, которое требуется для желаемого ультразвукового эффекта. В воде при температуре около 70°C оптимальная очистка часто наблюдается при более высоких или более низких температурах, которые зависят от концентрации частиц примеси в удельном объеме воды.

### **Микроволновая обработка воды**

Одним из нововведений в устранении жесткости является микроволновое излучение, которое привлекло большое внимание в вопросах очистки воды [149]. Микроволновое излучение – это электромагнитные волны с длиной волны больше, чем у терагерцевых волн, но короче радиоволн. Этот процесс в частотах от 300 МГц до 300 ГГц. Микроволновое излучение – это не форма тепла, а форма энергии, которая проявляется в виде тепла при взаимодействии с материалами. Передача микроволнового излучения объекту приводит к вибрации молекул индуцированными или постоянными диполями. Интенсивность вибрации зависит от размера и поляризуемости молекул, а также степени межмолекулярной связи объекта [119].

Микроволны могут быть превращены в тепло, если они взаимодействуют с полярными молекулами материала и вызывают их вращение. Полярность характеризуется зарядами молекул: на кислороде воды образуется частичный отрицательный заряд, в то время как со стороны атомов водорода – частичный положительный заряд. Благодаря такому строению, вода отлично поглощает и превращает микроволны в тепло [49].



## 1.4. Химико-физическая очистка сырой воды

### Ионный обмен

Основными природными источниками жесткости в воде являются растворенные поливалентные ионы металлов из осадочных пород, просачивание и сток из почв. Кальций и магний, два основных иона, присутствуют во многих осадочных породах, наиболее распространенными из которых являются известняк и мел. Общая жесткость воды также определяется другими поливалентными ионами, такими как алюминий, барий, железо, марганец, стронций и цинк [135].

Ион – это атом или молекула, которая имеет положительный или отрицательный электрический заряд. Ионы кальция и магния выделяются в воду, поскольку она растворяет камни и минералы. Эти минеральные ионы в воде могут вызвать образование накипи в сантехнике, арматуре и приборах и повлиять на их производительность. В нагревателе удаляется из воды часть карбоната кальция и карбоната магния, что приводит к накоплению накипи может замедлить процесс нагрева и увеличить потребление энергии. Чистящие средства, используемые с жесткой водой, не способны полностью удалить грязь. Со временем одежда может стать грязной и серой или жесткой на ощупь. Посуда может стать пятнистой при высыхании. На дверях душевых кабин, на занавесках, стенах и ваннах могут оставаться пленки, а волосы, вымытые в жесткой воде, могут выглядеть тусклыми [77].

Постоянная жесткость измеряется количеством ионов, таких как нитраты, сульфаты, хлориды и т.д., которые не удаляются при кипячении. В большинстве источников воды измерения общей жесткости и щелочности (по содержанию  $\text{CaCO}_3$ ), вероятно, будут очень похожими, потому что карбонаты обычно преобладают в составе, а количество солей постоянной жесткости обычно довольно мало.

Метод ионообменного умягчения является наиболее распространенным способом снижения жесткости питьевой воды [77]. Процесс ионного обмена

эффективно предотвращает образование накипи и повышает эффективность нагрева воды. Умягчение цеолита (ионный обмен) зависит от способности гранулированных материалов, называемых цеолитами, обменивать ионы, присутствующие в их структуре, на ионы, присутствующие в воде. По мере того, как жесткая вода просачивается через слой цеолита, ионы кальция и магния в воде обмениваются на ионы натрия в слое, что делает воду мягкой. Ионы кальция и магния остаются прикрепленными к зернам цеолита. Когда обменная емкость цеолита исчерпана, его можно регенерировать путем пропускания через него концентрированного раствора пищевой соли (хлорида натрия). Избыток натрия в этом растворе заставляет цеолит отдавать ионы кальция и магния и поглощать новые запасы ионов натрия, после чего цеолит снова готов к умягчению воды. Цикл умягчения-регенерации может повторяться практически бесконечно в течение многих лет эксплуатации. Цеолитовые умягчители обычно состоят из двух резервуаров: один содержит цеолит, и другой, так называемый резервуар с рассолом, содержит раствор соли. Большинство из этих умягчителей резервуарного типа используют таймер или датчики для автоматического запуска процесса регенерации.

### **Умягчение воды известью**

Умягчение известью обозначает добавление гашеной извести в воду для осаждения карбоната кальция. Необходимое количество извести зависит от уровня жесткости. Процесс требует периода урегулирования, и его общая эффективность зависит от pH воды. Умягчение известью обычно ограничивается областями, в которых может быть обеспечен постоянный мониторинг.

В процессе умягчения кальций удаляется из воды в виде осадка  $\text{CaCO}_3$ , а магний удаляется в виде осадка  $\text{Mg}(\text{OH})_2$ . Концентрация углекислоты и pH играют важную роль в осаждении этих двух твердых веществ. Карбонатную жесткость можно устранить добавлением гидроксид-ионов и повышением pH, с помощью которого бикарбонат-ионы превращаются в карбонатную

форму, имеющую рН выше 10. Из-за увеличения концентрации карбоната образуются осадки карбоната кальция. Оставшийся кальций, то есть некарбонатная жесткость, не может быть удалена простой регулировкой рН. Поэтому кальцинированная сода (карбонат натрия) должна быть добавлена извне для осаждения этого оставшегося кальция. Магний удаляется в процессе осаждения гидроксида магния. При этом добавляется известь для повышения рН среды, а карбонат натрия – в качестве источника карбонат-иона.

Умягчение известью для очистки жесткой воды обычно применяется в качестве обычного процесса очистки воды для муниципального использования [48].

### **Водоподготовка активированным углем**

Активированный уголь, который используется в качестве абсорбента, играет важную роль в совершенствовании традиционного процесса обработки. Кроме того, технология активированного угля становится одним из наиболее зрелых и эффективных способов удаления органических загрязнений в воде. Первая водоочистная установка, в которой использовался гранулированный адсорбционный резервуар с активированным углем, была построена в 1930 году в Филадельфии, США [146]. В 1960-1970-х годах развитые западные страны начали использовать технологию активированного угля для очистки питьевой воды, чтобы улучшить удаление органических загрязнителей. К тому времени предварительное хлорирование обычно использовалось в качестве первой стадии обработки активированным углем. Поскольку приток углеродного слоя содержал свободный хлор, рост микроорганизмов был ингибирован, и в углеродном слое не было выявлено никакой очевидной биологической активности.

Средой для фильтра с активированным углем может быть один из многих материалов на основе углерода, но обычно это нефтяной кокс, каменный уголь, лигнит, изделия из древесины, скорлупа кокосовых орехов или скорлупа арахиса. Углеродную среду «активируют», подвергая ее

воздействию пара и высокой температуры (1260°C) без кислорода. В других случаях углерод также может быть обработан кислотой или покрыт некоторым веществом для улучшения удаления определенных загрязнений. Активация позволяет получить углерод с множеством мелких пор и, следовательно, с очень большой площадью поверхности. Затем его измельчают для получения гранулированного или порошкового углеродного продукта. Таким образом получают мелкие частицы с большой площадью внешней поверхности, которые могут адсорбировать загрязняющие вещества. Источник углерода и метод активации определяют эффективность удаления конкретных загрязняющих веществ[108]. Рисунок 1.15 представляет собой схему частицы активированного угля.

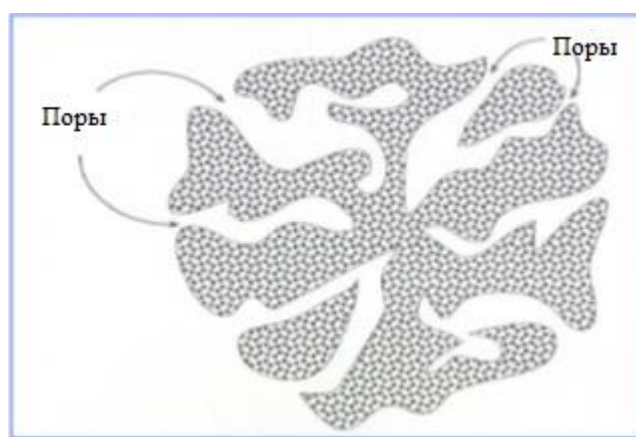


Рис 1.15 –Типичная углеродная частица [65]

Если в воде присутствует более одного загрязняющего вещества, то те загрязняющие вещества, которые легко адсорбируются на углероде, будут удаляться в больших количествах, чем загрязняющие вещества, которые адсорбируются хуже. Это свойство называется конкурентной адсорбцией и может существенно повлиять на динамику адсорбции углерода. Конкурентная адсорбция может привести к тому, что менее адсорбируемое соединение пройдет сквозь фильтр, в то время как более адсорбируемое соединение все еще удаляется.

Продолжительность контакта между водой и углеродом, которая определяется скоростью потока воды, также влияет на адсорбцию загрязняющих веществ. Большее время контакта может позволить лучшую адсорбцию загрязняющих веществ. Кроме того, количество углерода в фильтре влияет на удаление загрязнений. Количество углерода также может влиять на то, как быстро насыщается углерод.

Когда фильтр насыщается, и вся емкость активированного угля заполняется загрязнителями, в этот момент загрязняющие вещества могут не адсорбироваться, а некоторые могут перемещаться из углерода обратно в воду. Этот момент называется прорывом, поскольку загрязнитель «прорывается» через фильтр и попадает в «очищенную» воду. Когда это происходит, концентрация загрязняющих веществ в «очищенной» воде может фактически быть выше, чем в неочищенной воде. Чтобы предотвратить прорыв, некоторые блоки фильтрации с активированным углем отключают подачу воды после обработки определенного количества литров; однако большинство устройств не имеют этой функции. Использование двух активных фильтров или картриджей с активированным углем может помочь предотвратить прорыв.

## 1.5. Выводы по главе 1

1. Для химического метода очистки воды требуются химические материалы и компоненты, которые могут быть опасными и вредными для людей.
2. Метод фильтрации может устранять твердые примеси, такие как песок и некоторые биологические вещества, но он не может удалить растворенные примеси.
3. Потери неочищенной воды очень высоки, когда используется метод обратного осмоса для очистки воды, а система требует технического обслуживания в течение короткого периода времени по сравнению с другими методами.
4. Использование магнитной обработки для очистки воды не будет эффективным при высокой концентрации солей.
5. Использование ультразвуковых волн для очистки воды имеет низкую эффективность, требует сложной техники и больших затрат энергии.
6. Риск использования микроволн для очистки воды очень высок, и результаты этого метода в настоящее время не ясны.
7. Несмотря на недостаток очистки воды дистилляцией, связанный с потреблением энергии, он может считаться наиболее подходящим методом для этой цели, поскольку способен удалять около 99% примесей из воды, а также является безопасным. Поэтому в настоящей работе метод дистилляции будет улучшен за счет использования тепловых насосов для снижения потребления энергии в этом процессе.

## ГЛАВА 2. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ

Очищенная вода является одним из основных ресурсов, необходимых для жизни. Существует широкий выбор физических, химических, физико-химических и биологических процессов очистки воды, такие как: химическая очистка с последующим уменьшением жесткости [39]; механическое размягчение для удаления твердых примесей [47]; дистилляция [24,80,100,129]; обратный осмос для отделения адсорбированных компонентов [24,41,102]. Данные процессы также применяются комбинированным способом, что приводит к более эффективной очистке воды [32]. Во всех вышеперечисленных процессах, кроме дистилляции воды, применяются компоненты разного химического состава, которые в процессе очистки вызывают образование осадка, что приводит к загрязнению окружающей среды.

Некоторые исследования испарения воды под низким давлением были разработаны многими исследователями, такими как Т. Ауһан [57], который разработал систему опреснения воды с использованием температурного градиента океана. В [52] исследовали применение вакуумного опреснения воды и показали, что воду можно кипятить при низкой температуре и соответствующем низком давлении [91,92,118]. В [89] было проведено пилотное исследование системы лабораторного масштаба и сделан вывод, что производительность системы зависит от того, насколько эффективно устраняются тепловые потери. Использование отработанного тепла паровой турбины для производства пресной воды в процессе вакуумного опреснения воды было описано в [104,112,139]. Подробное экспериментальное исследование было проведено Мани [109-111] для исследования влияния глубины воды и уклона односкатного солнечного столба. Сентиль Кумари др. [130] сообщили об использовании температурного градиента океана для производства пресной воды в процессе вакуумного опреснения и представили детали конструкции системы. Моделирование опреснительной

системы также было выполнено Кудеш и др. [100], и их работа была подтверждена экспериментальными измерениями. Предварительные экспериментальные исследования показывают, что система имеет хороший потенциал для применения в морском опреснении, где доступная температура охлаждающей воды для двигателя варьируется от 60 до 70°C.

Одна из самых эффективных тепловых систем - тепловой насос. Тепловой насос отличается от других тепловых систем тем, что способен отводить тепло в несколько раз больше, чем энергия, используемая в его работе. Единственным недостатком тепловых насосов является то, что они не могут создавать высокую температуру во время процесса отвода тепла.

Тепловой насос представляет собой устройство, которое переносит тепло от своего рабочего агента, с возможностью его использования при низкой температуре, к источнику потребления [19,70,71]. Конструкция тривиального теплового насоса состоит из четырех основных устройств: компрессора, конденсатора, расширительного устройства (дроссель) и испарителя [18].

Назначение компрессора заключается в повышении давления хладагента для обеспечения процесса конденсации. Далее сжиженный рабочий агент под высоким давлением поступает в расширительное устройство (дроссель), с целью понижения давления рабочего агента с последующим испарением. Количество тепла, необходимое для процесса испарения, подводится из среды вокруг испарителя [97]. После рабочий хладагент поступает обратно в компрессор для завершения цикла, а затем повторяются все вышеперечисленные процессы.

В тепловых насосах используются многие типы рабочих хладагентов. В данной работе выбран хладагент (R-134a). Данный газ является инертным, невоспламеняющимся и экономически эффективным.

Представление о работе данной системы можно отразить на диаграммах термодинамических систем «давление-энтальпия» (рис. 2.1, а) и «температура-энтропия» (рис. 2.1, б).



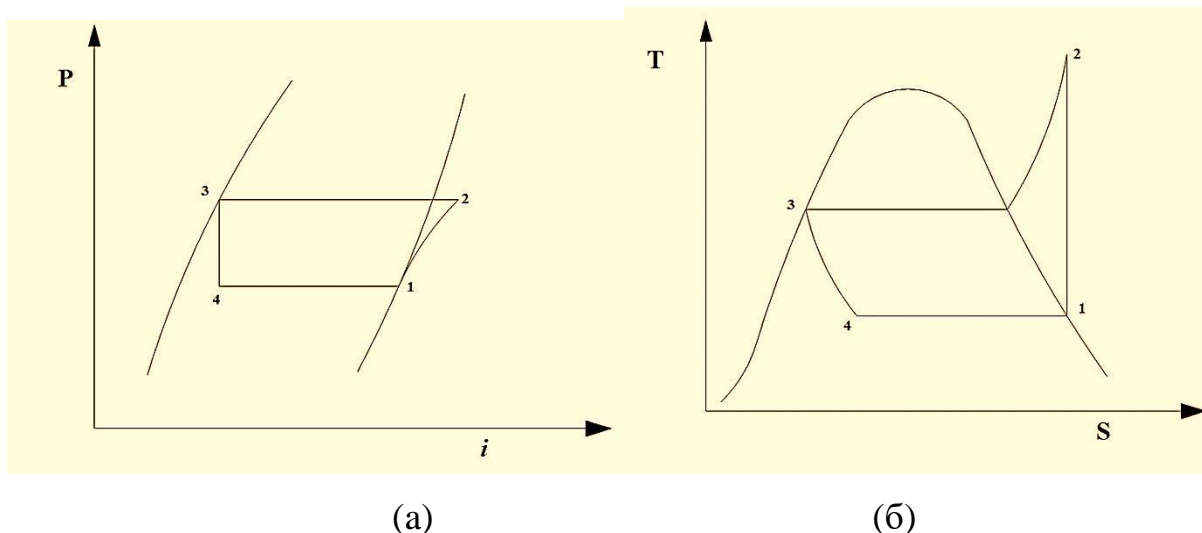


Рис. 2.1– Представление цикла теплового насоса на диаграмме «давление-энтальпия» и «температура-энтропия»

Компрессор осуществляет сжатие и подачу хладагента от точки 1 до точки 2. Мощность компрессора может быть вычислена с помощью формулы[143]:

$$N_{\text{комп.}} = G_{\text{хол.}}(i_2 - i_1), \quad (2.1)$$

где  $N_{\text{комп.}}$ – мощность компрессора, кВт;  $G_{\text{хол.}}$ – массовый расход хладагента, кг/с;  $i_1$ – энтальпия хладагента перед сжатием, кДж/кг;  $i_2$  – энтальпия хладагента после сжатия на входе в конденсатор, кДж/кг.

Процесс сжатия приводит к повышению температуры рабочего агента, поскольку зависимость между давлением и температурой является прямой [143], следовательно, конденсатор охлаждает хладагент при постоянном давлении для изменения его агрегатного состояния. Тепло, отведенное конденсатором, можно найти по следующей формуле:

$$Q_c = G_{\text{хол.}}(i_2 - i_3), \quad (2.2)$$

где  $Q_c$ – количество тепла, отданное в конденсаторе, кВт;  $i_3$ – энтальпия жидкого хладагента на выходе из конденсатора перед входом в дроссель, кДж/кг.

На третьей стадии цикла происходит изотермический процесс, при котором не происходит передача тепла, и энтальпия является постоянной (т.е.  $i_3 = i_4$ ). Конечной стадией цикла системы теплового насоса является испарение хладагента с целью охлаждения и подачи его в виде перегретого газа на вход в компрессор. Процесс испарения требует тепла, которое потребляется из среды вокруг испарителя [120]:

$$Q_e = G_{\text{хол.}}(i_1 - i_4), \quad (2.3)$$

где  $Q_e$  – количество тепла, поглощается испарителем, кВт;  $i_4$  – энтальпия хладагента на входе в испаритель, кДж/кг.

Тепловой насос в своем режиме работы испытывает одинаковую потребность в холоде и теплоте [141]. Каждый из режимов используется в разных вариациях [114]. При использовании цикла охлаждения производительность является функцией охлаждающего эффекта [54]. Связь между охлаждающим эффектом и работой компрессора представляет собой коэффициент производительности в режиме охлаждения (*CCOP*), как показано в следующей формуле:

$$CCOP = \frac{\text{охлаждающий эффект}}{\text{работа компрессора}} \text{ или} \\ CCOP = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1}. \quad (2.4)$$

Коэффициент производительности – безразмерная величина [70], которая находится в диапазоне от 3 до 8. Значение *CCOP* зависит от нескольких переменных, которые представляют собой разность давлений между горячей и холодной сторонами, тип рабочих материалов, используемых при изготовлении теплообменников, тип хладагента [99].

Коэффициент производительности в режиме нагрева (*HCOP*) зависит от количества тепла, выходящего из конденсатора, как показано ниже:

$$HCOP = \frac{i_2 - i_3}{i_2 - i_1}. \quad (2.5)$$

Тогда можно сказать, что тепло, отводимое от конденсатора теплового насоса, равно работе компрессора, умноженной на коэффициент производительности в режиме нагрева, как показано в следующей формуле:

$$i_2 - i_3 = \text{НСОР} (i_2 - i_1),$$

где  $(i_2 - i_3)$  – тепло, отводимое от конденсатора теплового насоса, кДж/кг; НСОП – коэффициента производительности в режиме нагрева;  $(i_2 - i_1)$  – работа компрессора, кДж/кг.

## 2.1. Схема разрабатываемой установки дистилляции воды

Для усовершенствования процесса дистилляции, была разработана система, схема которой показана на рисунке 2.2.

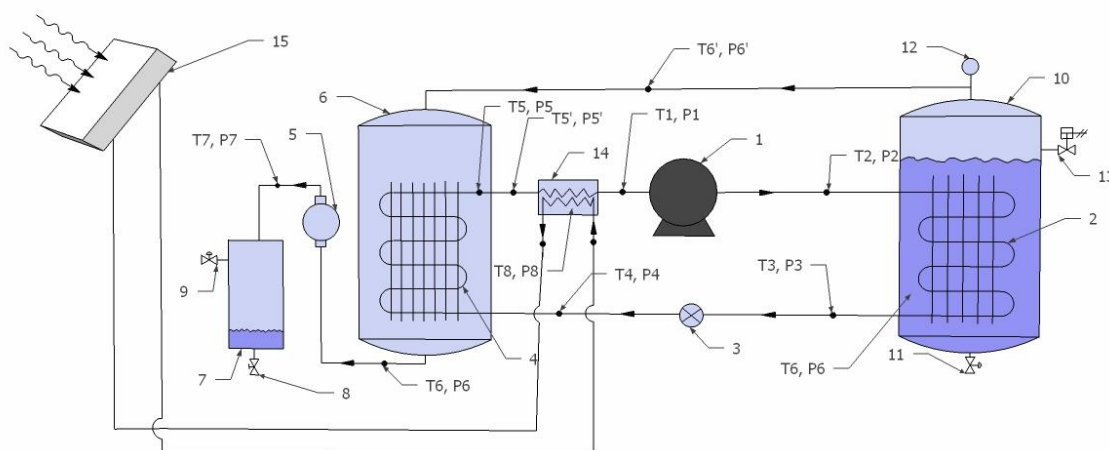


Рис. 2.2 – Принципиальная схема дистилляционной установки

Система состоит из двух тепловых насосов, первый использует R-134a в качестве хладагента, а второй использует воду в качестве рабочего тела. Первый тепловой насос состоит из компрессора (1), конденсатора (2), дросселя (3), испарителя (4), используется хладагент (R-134a). Вторым тепловым насосом состоит из горячего сосуда (10), вакуумного насоса (5), холодного сосуда (6), в нем используется вода. Первый тепловой насос будет переносить тепло из холодного сосуда в горячий сосуд, в то время как вторым

тепловой насос возвращает это тепло в холодный сосуд. Первый тепловой насос представляет собой замкнутую систему, в которой хладагент циркулирует внутри системы, тогда как второй тепловой насос представляет собой открытую систему, в которой рабочее тело (вода) один раз проходит через систему. Неочищенная вода поступает через клапан (13), который контролируется сливом, а чистая вода выходит из клапана чистой воды (8).

Работа системы начинается, когда неочищенная вода поступает через поплавковый регулирующий клапан (13) и заполняет емкость (10) до проектного предела. Затем компрессор (1) начинает сжимать хладагент R-134a в конденсатор (2), где тепло отводится от хладагента к воде, хладагент конденсируется для прохождения через дроссель (3). По мере снижения давления хладагента он будет испаряться внутри испарителя (4). Парообразный хладагент возвращается в компрессор для завершения цикла первого теплового насоса. Дополнительный теплообменник (14) предназначен для нагрева хладагента R-134a перед входом в компрессор.

В этой модели тепло, отводимое от конденсатора первого теплового насоса, будет испарять воду под вакуумом внутри горячего сосуда (10). Этот контейнер герметичен и работает под вакуумом. Эта часть представляет собой испаритель второго теплового насоса. В сосуде установлен поплавковый регулирующий клапан (13) для подпитки водой. Вакуумметр (12) должен показывать давление внутри этого контейнера. Клапан (11) будет контролировать датчик концентрации соли, чтобы не пропускать соленую воду, когда ее концентрация превышает допустимый предел. Вакуумный насос (5) предназначен для вывода водяного пара из горячего сосуда (10) через холодный сосуд (6). Цель работы вакуумного насоса состоит в том, чтобы снизить давление внутри горячего сосуда, и вызвать кипение воды при температуре конденсатора первого теплового насоса, который рассматривается в качестве источника тепла. Водяной пар поступает в холодный сосуд (6), где тепло передается от него к хладагенту через испаритель первого теплового насоса. Холодильная камера представляет

собой конденсатор второго теплового насоса, который также работает под вакуумом. Клапан (9) предназначен для контроля давления внутри контейнера чистой воды, где давление не должно превышать атмосферного. Этот клапан контролируется давлением. Через клапан (8) осуществляется выход чистой воды. Система позволяет проводить дистилляцию воды при пониженных температурах (менее 40 °С) [141], что определяет следующие преимущества способа:

- 1) уменьшение энергии, используемой для очистки и дистилляции воды;
- 2) стабильные показатели теплофизических свойств в системе “теплопередающая поверхность – опресняемая вода”;
- 3) высокая надежность, увеличение интервалов технического обслуживания;
- 4) возможность работы без использования предпускового нагревателя;
- 5) энергия, которая используется для работы установки, является электрической энергией, которая доступна везде.

## **2.2. Тепловой баланс системы дистилляция воды**

Допущено, что рабочие условия в этом исследовании следующие.

1. Процесс сжатия в компрессоре фреона – изоэнтропический.
2. Перекачка вакуумным насосом – адиабатический процесс.
3. Отсутствуют тепловые потери от компонентов системы.
4. Все тепло, отводимое конденсатором теплового насоса, поглощается поступающей водой.

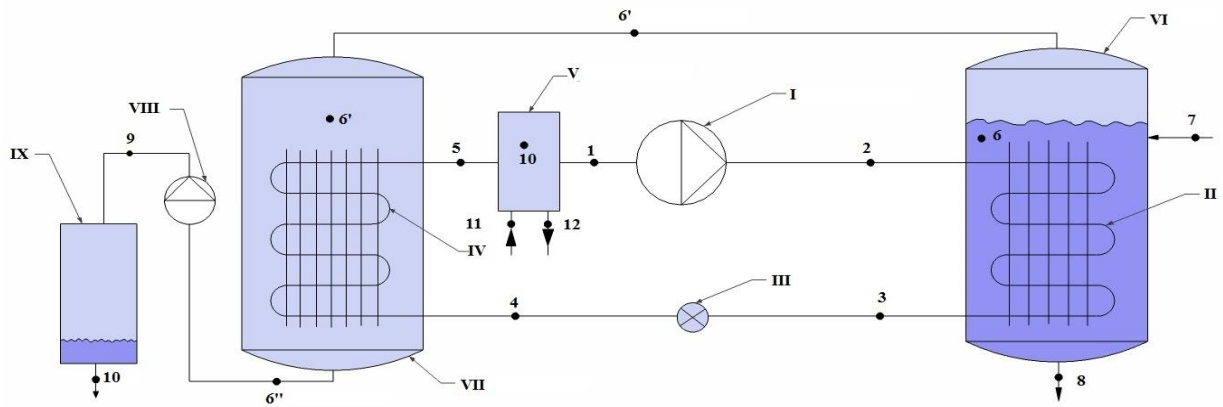


Рис. 2.3 – Аналитическая схема системы:

I – компрессор фреона, II – конденсатор фреона, III – расширительное устройство фреона, IV – испаритель фреона, V – дополнительный теплообменник, VI – колонна испарения воды, VII – охладитель водяного пара, VIII – вакуумный насос, IX – резервуар для дистиллированной воды.

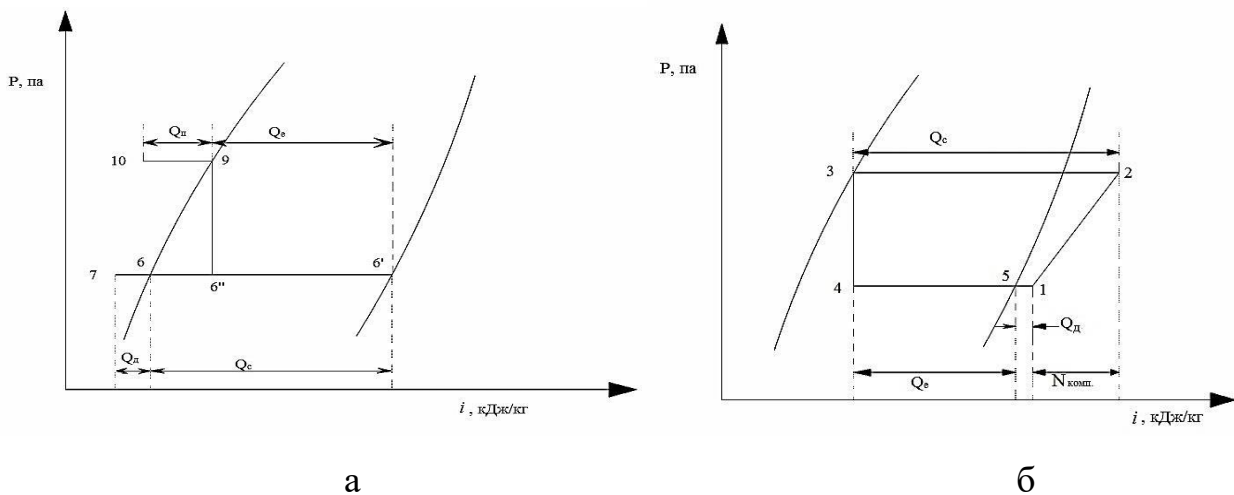


Рис. 2.4 –а) Термодинамический цикл воды в (P-i)координатах:

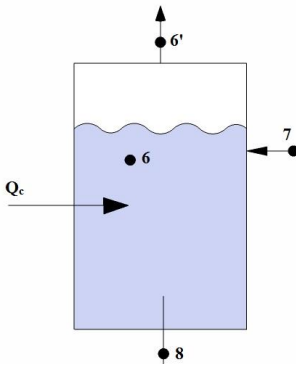
7-6 – подогрев сырой воды перед поступлением в систему за счет тепла, отводимого от дистиллированной воды через 9-10; 6-6' – количество тепла, отводимого от конденсатора фреона для испарения воды, 6'-6'' – процесс охлаждения водяным паром испарителем фреона; 6''-9 – откачка водяного пара вакуумным насосом при постоянной энтальпии; 9-10 – охлаждение конденсата до допустимой температуры.;  $Q_c$  – тепло отводится от конденсатора фреона и поглощается водой;  $Q_e$  – тепло, поглощаемое испарителем фреона;  $Q_d$  – потери тепла дистиллированной водой для нагрева неочищенной воды, поступающей в систему;  $Q_d$  – тепло, поглощаемое неочищенной водой перед поступлением в систему.

б) Термодинамический цикл фреона в (P-i) координатах:

1-2 – процесс изоэнтропического сжатия фреона; 2-3 – изобарный процесс конденсации; 3-4 – изотермический процесс расширения; 4-5 – изобарный процесс испарения; 5-1 – изобарный процесс перегрева.

## 2.2.1. Термодинамический анализ цикла

Далее представлены зависимости для термодинамического анализа цикла. Рассматривается конденсатор теплового насоса. Материальный и тепловой балансы конденсатора записываются следующим образом:



$$G_7 = G_8 + G_{6'}, \quad (2.6)$$

$$Q_c + Q_7 = Q_8 + Q_{6'} \text{ или} \quad (2.7)$$

$$G_{\text{хол.}}(i_2 - i_3) + G_7 * i_7 = G_8 * i_{ж8} + G_{6'} * i_{Г6'}. \quad (2.8)$$

Из (2.1) и (2.3)

$$G_{\text{хол.}}(i_2 - i_3) + (G_8 + G_{6'}) * i_7 = G_8 * i_{ж8} + G_{6'} * i_{Г6'} \text{ или}$$

$$G_{\text{хол.}}(i_2 - i_3) + G_8 * i_7 + G_{6'} * i_7 = G_8 * i_{ж8} + G_{6'} * i_{Г6'}, \text{ преобразуется в вид:}$$

$$G_{\text{хол.}}(i_2 - i_3) = G_8(i_{ж8} - i_7) + G_{6'}(i_{Г6'} - i_7) \quad (2.9)$$

Содержание тепла в соленой воде такое же, как в воде внутри испарительной колонны, потому что они имеют одинаковую температуру, так что:

$$i_{ж8} = i_{ж6}. \quad (2.10)$$

Вода на входе в систему будет нагреваться дистиллированной водой до температуры воды внутри испарительной колонны, поэтому:

$$i_7 = i_{ж6}. \quad (2.11)$$

Уравнение (2.9) преобразуется в вид:

$$G_{\text{хол.}}(i_2 - i_3) = G_{6'}(i_{Г6'} - i_{ж6}). \quad (2.12)$$

Из уравнения (2.12) ясно, что тепло, отводимое от фреона, будет поглощаться водой, что приведет к испарению жидкости.

Тепловой и материальный баланс на стороне охлаждения водяным паром будет определяться следующим образом.

Водяной пар входит в охлаждающую колонну в точке (6') и выходит в точке (6''). Тепло будет отводиться от водяного пара к холодному хладагенту внутри испарителя теплового насоса, следовательно, массовый расход водяного пара во время этого процесса не изменится:

$$G_{6'} = G_{6''} \quad (2.13)$$

Тепловой баланс запишется следующим образом:

$$Q_{6'} = Q_e + Q_{6''} \quad \text{или} \quad (2.14)$$

$$G_{6'} * i_{Г6'} = G_{\text{хол.}}(i_5 - i_4) + G_{6''} * i_{6''} \quad (2.15)$$

Из (2.13) и (2.15) получаем:

$$G_{6'} * i_{6''} = G_{6'} * i_{Г6'} - G_{\text{хол.}}(i_5 - i_4),$$

затем:

$$i_{6''} = i_{Г6'} - \frac{G_{\text{хол.}}}{G_{6'}}(i_5 - i_4) \quad (2.16)$$

Материальный и тепловой балансы вакуумного насоса приведены ниже:

$$G_{6''} = G_9, \quad (2.17)$$

$$G_9 * i_9 = G_{6''} * i_{6''} + \left[ \frac{G_{6''}}{\rho_{6''}} (P_9 - P_{6''}) \right] / \eta_{\text{в.н.}} \quad (2.18)$$

Из (2.17) и (2.18) получаем:

$$i_9 = i_{6''} + \left[ \frac{1}{\rho_{6''}} (P_9 - P_{6''}) \right] / \eta_{\text{в.н.}} \quad (2.19)$$

Вакуумный насос предназначен для создания разрежения 2,5 кПа на всасывающей линии, в то время как давление на выходе вакуумного насоса будет 101,325 кПа, что равно атмосферному давлению. Тогда уравнение (2.19) будет иметь следующий вид:

$$i_9 = i_{6''} + \frac{98.825}{\rho_{6''} * \eta_{\text{в.н.}}} \quad (2.20)$$

Материальный и тепловой баланс дополнительного теплообменника показаны ниже:

$$Q_1 + Q_{12} = Q_5 + Q_{11}, \quad (2.21)$$

$$G_{\text{хол.}} * i_1 + G_{\text{в}} * i_{12} = G_{\text{хол.}} * i_5 + G_{\text{в}} * i_{11},$$

$$G_{\text{хол.}}(i_1 - i_5) i_{12} = G_{\text{в}} c_{\text{д}}(t_{11} - t_{12}),$$

$$G_{\text{в}} = \frac{G_{\text{хол.}}(i_1 - i_5)}{c_{\text{д}}(t_{11} - t_{12})} \quad (2.22)$$



Символы, используемые в формулах (2.6) – (2.22), представлены следующим образом:

$G_7$  – массовый расход сырой воды, поступающей в систему, кг/с;

$G_8$  – массовый расход концентрированной соленой воды, выходящей из системы, кг/с;

$G_{6'}$  – массовый расход водяного пара, испаряемого системой, кг/с;

$G_{6''}$  – массовый расход водяного пара после охлаждения испарителем теплового насоса, кДж/кг;

$G_9$  – массовый расход насыщенной дистиллированной воды, выходящей из вакуумного насоса, кг/с;

$G_{\text{хол.}}$  – массовый расход фреона внутри теплового насоса, кг/с;

$Q_1$  – теплосодержание хладагента, выходящего из дополнительного теплообменника, кВт;

$Q_5$  – теплосодержание хладагента, поступающего в дополнительный теплообменник, кВт;

$Q_{11}$  – теплосодержание горячей воды, поступающей в дополнительный теплообменник, кВт;

$Q_{12}$  – теплосодержание воды, выходящей из дополнительного теплообменника, кВт;

$Q_c$  – тепло, отводимое от конденсатора фреона и поглощаемое сырой водой, кВт;

$Q_e$  – тепло, поглощаемое испарителем теплового насоса, кВт;

$Q_7$  – теплосодержание сырой воды, кВт;

$Q_8$  – теплосодержание в соленой воде, выходящей из системы, кВт;

$Q_{6'}$  – теплота водяного пара, выходящего из испарительной колонны, кВт;

$Q_{6''}$  – количество теплоты водяного пара после охлаждения испарителем теплового насоса, кВт;

$i_2$  – энтальпия фреона на входе в конденсатор теплового насоса, кДж/кг;

$i_3$  – энтальпия фреона на выходе из конденсатора теплового насоса, кДж/кг;

$i_{ж6}$  – энтальпия насыщенной воды внутри испарителя воды, кДж/кг;  
 $i_{г6'}$  – энтальпия водяного пара на выходе из испарительной колонны; кДж/кг;  
 $i_7$  – энтальпия сырой воды на входе в испарительную колонну, кДж/кг;  
 $i_{ж8}$  – энтальпия сбрасываемой соленой воды, кДж/кг;  
 $i_9$  – энтальпия насыщенной дистиллированной воды, выходящей из вакуумного насоса, кДж/кг;  
 $i_{11}$  – энтальпия горячей воды, поступающей в дополнительный теплообменник, кДж/кг;  
 $i_{12}$  – энтальпия воды на выходе из дополнительного теплообменника, кДж/кг;  
 $\rho_{г6''}$  – плотность водяного пара, поступающего в вакуумный насос, кг/м<sup>3</sup>.  
 $c_d$  – теплоемкость воды, кДж/кг \* ° К

### 2.3. Математическая модель процесса дистилляции воды под вакуумом

Для анализа стационарного состояния системы очень важно начинать с нестационарного состояния, когда система только запускается. Теплообмен не будет стабильным. Все виды энергетических входов и выходов системы показаны на рисунке 2.5.

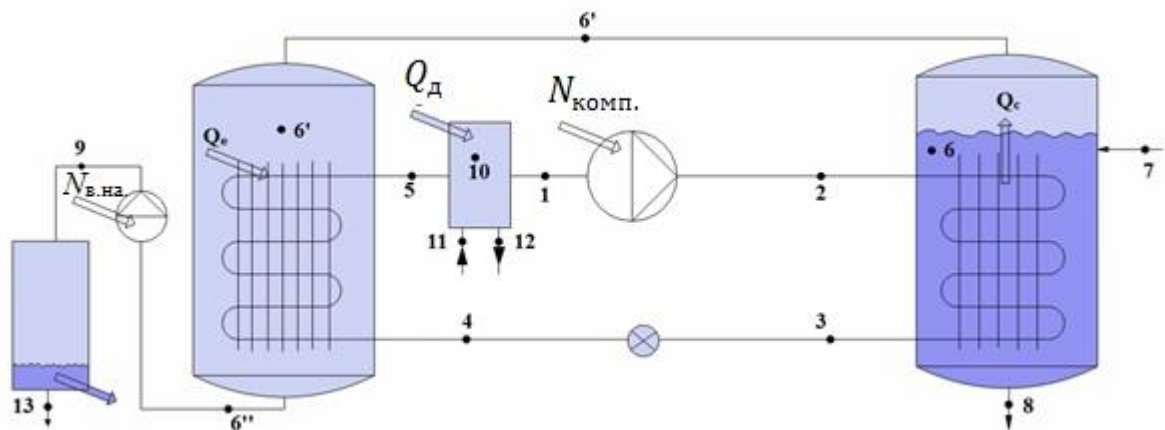


Рис. 2.5 – Аналитическая схема

Дифференциальное уравнение зависит от температуры насыщения воды внутри емкости для испарения воды, и в течение нескольких минут ситуацию на рисунке (2.4) можно проиллюстрировать как:

$$(M_B \cdot c_d + c_k \cdot M_k) \cdot dT_6 = [Q_c + Q_7 + N_{B.H} - Q_{6'} - Q_8 - Q_e - Q_{13}] \cdot dt, \text{ Вт} \quad (2.23)$$

где  $M_B$  – масса воды в испарительном сосуде, кг;  $M_k$  – масса концентрированной соленой воды, кг;  $c_d$  – теплоемкость воды (исходной), кДж/кг\*°К;  $c_k$  – теплоемкость концентрированной соленой воды, кДж/кг\* °К;  $Q_c$  – количество теплоты, отводимой конденсатором теплового насоса в воду, кВт;  $Q_e$  – количество теплоты, поглощаемой испарителем теплового насоса, кВт;  $Q_7$  – количество теплоты воды, поступающей в испарительную емкость, кВт;  $Q_{6'}$  – количество теплоты водяного пара, выходящего из испарительной колонны, кВт;  $Q_8$  – количество теплоты концентрированной соленой воды, кВт;  $Q_{13}$  – количество теплоты, выходящей из системы с дистиллированной водой, кВт;  $N_{B.H}$  – мощность, потребляемая вакуумным насосом, кВт.

Количество теплоты, отводимой конденсатором теплового насоса к воде:

$$Q_c(T_2, T_3) = G_{\text{хол.}}(T_2, T_3)(i_2 - i_3), \text{ Вт.} \quad (2.24)$$

Массовый расход хладагента равен:

$$G_{\text{хол.}}(T_2, T_3) = S(T_1)i(T_1), \text{ кг/с.} \quad (2.25)$$

Теплота воды  $Q_7$ , поступающей в систему:

$$Q_7(T_7) = G_7(T_7) \cdot c_7 \cdot (T_6 - T_7), \text{ Вт.} \quad (2.26)$$

Вода, поступающая в систему, будет нагреваться дистиллированной водой, поэтому теплота, необходимая для нагрева исходной воды, поступающей в систему, определяется по формуле:

$$Q_7(T_7, T_6) = G_7(T_7, T_6) \cdot c_7 \cdot (T_{13} - T_9), \text{ Вт.} \quad (2.27)$$

Теплота, отводимая концентрированной соленой водой  $Q_8$ :

$$Q_8(T_6) = G_8(T_6) \cdot c_8 \cdot (T_6 - T_8), \text{ Вт.} \quad (2.28)$$

Теплота испарившейся воды  $Q_{6'}$ :

$$Q_{6'}(T_6, T_{6'}) = G_{6'}(T_6, T_{6'})(i_{6'} - i_6), \text{ Вт.} \quad (2.29)$$

Теплота, поглощаемая испарителем теплового насоса  $Q_e$ :

$$Q_e(T_1, T_4) = G_{\text{хол.}}(T_1, T_4)(i_1 - i_4), \text{ Вт.} \quad (2.30)$$

Мощность вакуумного насоса  $N_{в.н.}$  определяется по формуле:

$$N_{в.н.}(P_{6''}, P_9) = \frac{S(T_{6''}, T_9) \rho_B(T_{6''})(p_9 - p_{6''})(T_{6''}, T_9)}{\eta_{в.н.}}, \text{ Вт} \quad (2.31)$$

Теплота, которая отводится с дистиллированной водой, рассчитывается следующим образом:

$$Q_{13}(T_{13}) = G_{13}(T_{13}) \cdot c_{13} \cdot (T_9 - T_{13}), \text{ Вт} \quad (2.32)$$

Подставляем выражения (2.24) - (2.32) в формулу (2.23) и получаем:

$$\begin{aligned} & [M_{в.} \cdot c_{д}(T_6) + M_{к.} \cdot c_{к}(T_6)] \cdot dT_6 \\ & = \left[ \begin{array}{c} G_{\text{хол.}}(T_2, T_3)(i_2 - i_3) \\ + G_7(T_7) \cdot c_7 \cdot (T_6 - T_7) \\ + \frac{S(T_{6''}, T_9) \rho_B(T_{6''})(P_9 - P_{6''})(T_{6''}, T_9)}{\eta_{в.н.}} \\ - G_{6'}(T_6, T_{6'}) (i_{6'} - i_6) \\ - G_8(T_6) \cdot c_8 \cdot (T_6 - T_8) \\ - G_{\text{хол.}}(T_1, T_4)(i_1 - i_4) \\ - G_{13}(T_{13}) \cdot c_{13} \cdot (T_9 - T_{13}) \end{array} \right] \cdot d\tau \end{aligned} \quad (2.33)$$

Температура всех частей системы одинакова, когда система только начинает работать. Температура концентрированной соленой воды равна температуре водяного пара, выходящего из колонны испарения воды. Неочищенная вода, поступающая в систему, будет нагреваться дистиллированной водой до той же температуры, что и вода внутри колонны испарения воды; уравнение (2.33) будет иметь вид:

$$[M_{в.} \cdot c_{д}(T_6) + M_{к.} \cdot c_{к}(T_6)] \cdot dT_6 = \left[ \begin{array}{c} G_{\text{хол.}}(T_2, T_3) i(T_2, T_3) \\ + \frac{S(T_{6''}, T_9) \rho_B(T_{6''})(P_9 - P_{6''})(T_{6''}, T_9)}{\eta_{в.н.}} \\ - G_{6'}(T_6, T_{6'}) i(T_6, T_{6'}) \\ - G_{\text{хол.}}(T_1, T_4) i(T_1, T_4) \end{array} \right] \cdot d\tau \quad (2.34)$$

Согласно формуле (2.34) тепло, отводимое конденсатором теплового насоса, будет поглощаться водой, следовательно:

$$k(T_2, T_3) F \cdot \Delta T_{л}(T_2, T_3, T_6) = G_{6'}(T_6, T_{6'}) \cdot (i_{6'} - i_6), \quad (2.35)$$

$$G_{6'}(T_6, T_{6'}) = \frac{\alpha(T_2, T_3)F \cdot \Delta T_{л}(T_2, T_3, T_6)}{(i_{6'} - i_6)}, \quad (2.36)$$

где  $k$  – общий коэффициент теплопередачи теплообменника конденсатора хладагента, Вт / м<sup>2</sup> · ° С;  $\Delta T_{л}$  – средняя логарифмическая разница температур хладагента в конденсаторе и окружающей воды, ° С;  $F$  – площадь поверхности теплообменника конденсатора хладагента, м<sup>2</sup>.

Результаты теоретического исследования представлены в главе 4 настоящего исследования. Практические результаты, полученные с помощью системы, построенной в лабораториях технического колледжа Мосул – Северный технический университет (Ирак), показаны в таблице 2.1. Во время эксперимента могут возникнуть некоторые трудности, которые можно выразить следующим образом:

1. Экспериментальная установка измеряет давление в фунтах на кв.дюйм, так что требуется преобразование в паскали.
2. Протекание в сосуде, содержащем испаритель и конденсатор теплового насоса, не позволяет понизить давление до расчетного.
3. Внутри уплотненного компрессора тепло будет передаваться от хладагента, обладающего высокой температурой после сжатия, к окружающей среде и возвратному хладагенту в компрессор, что уменьшает отвод тепла к поступающей воде.
4. Нестабильность напряжения питания осложняет определение мощности, потребляемой компрессором.
5. Предоставление измерительных приборов в каждой точке недоступно из-за экономических и технических трудностей.

Таблица 2.1– Измеренные давление, температура, электрический ток и электрическое напряжение в системе дистилляции воды(согласно рис. 2.5).

Номер опыта	1	2	3	4	5	6	7	8	9
P2, бар	6.27	6.75	6.89	7.03	7.65	7.92	8.61	9.51	10.34
P3, бар	6.20	6.61	6.68	6.89	7.44	7.72	8.41	9.30	10.27
P4, бар	0.34	0.27	0.41	0.68	0.68	0.62	0.82	0.89	0.96

P5, бар	0.34	0.27	0.34	0.68	0.68	0.68	0.82	0.89	1.03
P1, бар	0.41	0.34	0.41	0.62	0.68	0.68	0.89	0.96	1.03
T2, °C	28.8	30.8	30.8	34.1	38.1	38.8	42.8	46.9	46.6
T3, °C	21	21.2	22.4	23.6	24.7	25.5	27.3	29	30.8
T4, °C	3.8	4.1	3.2	2.9	3.4	3.8	4.6	4.9	4.5
T5, °C	0.3	0.3	-1.4	0.3	1.1	-0.1	1.5	3.4	3.3
T1, °C	25.8	26	29.6	29.6	32.1	31.6	33.2	34.7	34
T6, °C	24	25	26	28	30	31	35	38	40
T10, °C	34	35	44	41	47	45	58	50	53
I, A	0.6	0.5	0.5	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6	0.7
V, В	229	231	234	231	228	228	225	227	226
$i_1$ , кДж/кг	425	426	430	430	432	432	432,5	433,5	434
$i_2$ , кДж/кг	508	520	521	491	498	500	495	496,5	500
$i_3$ , кДж/кг	203	205	201	203	204	204	207	208	207
$i_4$ , кДж/кг	200	197	199	201	201	201	204	206	204
НСОР	3.67	3.35	3.51	4.72	4.45	4.35	4.6	4.57	4.43
ССОР	2.71	2.43	2.53	3.75	3.5	3.39	3.6	3.61	3.48

Из таблицы 2.1 можно сделать следующие выводы.

1. Повышение температуры дополнительного нагревателя (Т10) приведет к увеличению средней температуры конденсатора  $[(T2 + T3) / 2]$  и давления в конденсаторе (P2), но это происходит не только из-за дополнительного прироста температуры теплообменника, поскольку прирост температуры воды, окружающей конденсатор (Т6), также влияет на давление и среднюю температуру конденсатора.
2. Причина повышения температуры воды на стороне конденсатора теплового насоса (Т6) была связана с неэффективностью вакуумного насоса, что приводит к неэффективному испарению воды, вызванному увеличением давления в емкости конденсатора;
3. Дополнительный нагрев хладагента перед процессом сжатия увеличивает температуру системы в целом.
4. Повышение давления происходит не только в конденсаторе, но и в испарителе теплового насоса, поскольку дополнительный теплообменник влияет на давление и среднюю температуру испарителя.

5. В зависимости от результатов этого исследования, средняя величина коэффициента производительности в режиме нагрева (НСОР) равна 4,188(см. таблицу 2.1). Это означает, что система будет терять примерно в 4 раза больше тепла, чем расходуется в компрессоре.

#### **2.4. Выводы по главе 2**

1. Конденсатор теплового насоса является источником тепла для процесса испарения.
2. Рабочая температура конденсатора выше, чем температура кипения воды под давлением внутри емкости, которая является испарителем воды.
3. Тепловая энергия, полученная при применении данной технологии, в 4 раза превышает затрачиваемую энергию, что приводит к экономии энергии, и, следовательно, цена получаемой дистиллированной воды будет понижаться.
4. В отличие от физического эксперимента, математическое моделирование дистилляции воды под вакуумом может быть выполнено для данного типа дистиллятора любой геометрической формы и при любых ее размерах, что в конечном итоге позволяет установить оптимальные параметры промышленного изделия.

### **ГЛАВА 3. РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ РАСЧЕТА УСТАНОВОК ДЛЯ ВАКУУМНОЙ ТЕПЛОНАСОСНОЙ ДИСТИЛЛЯЦИИ ВОДЫ**

Предлагаемая система представляет собой лабораторную дистилляционную установку, в которой источником тепловой энергии является тепловой насос, как показано на рисунке 2.5.

Настоящая система разделена на две тепловые стороны, горячую и холодную. На горячей стороне (конденсатор теплового насоса) подаваемая вода испаряется под вакуумом, потому что температура конденсатора теплового насоса не позволяет нагреть воду до температуры кипения при атмосферном давлении. На холодной стороне системы (испаритель теплового насоса) охлаждается водяной пар, поступающий с горячей стороны, для увеличения его плотности, что приводит к снижению потребления энергии вакуумным насосом. Тепловая энергия, обеспечиваемая солнечным коллектором, используется для нагрева хладагента, поступающего в компрессор, для повышения его давления, чтобы минимизировать потребление энергии в компрессоре теплового насоса.

Для проектирования частей системы необходимо выполнить следующие задачи.

#### **3.1. Расчет конденсатора теплового насоса**

Конденсатор в тепловом насосе предназначен для отвода тепла [141,142], как показано на рис. 3.1. Диаграмма для определения свойств хладагента R134a, которая использовалась при проведении расчетов, представлена в Приложении 1. Количество отведенного тепла было определено по формуле 2.8 в Главе 2.



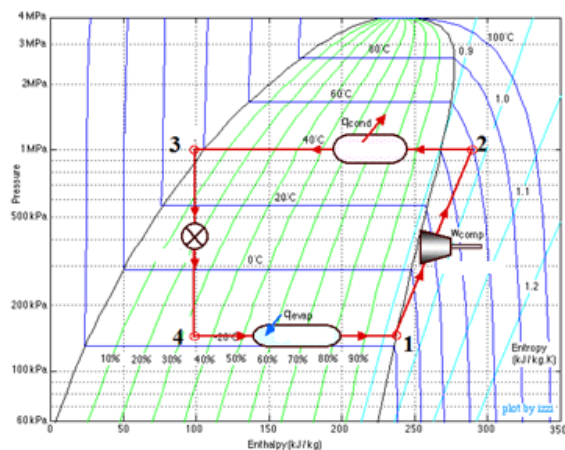


Рис. 3.1 – Цикл теплового насоса

Когда конденсатор погружен в воду, отработанное тепло от конденсатора поглощается водой, если система изолирована. Приведенные далее уравнения представляют количество тепла, необходимое для повышения температуры воды и перехода из жидкой в парообразную фазу при постоянном давлении:

$$Q_{\text{ч}} = \left( \frac{M_{\text{в}}}{\tau_{\text{с}}} \right) c_{\text{д}} (t_{\text{в.у}} - t_{\text{в.и}}), \quad (3.1)$$

$$Q_{\text{р}} = \left( \frac{M_{\text{в}}}{\tau_{\text{р}}} \right) (i_{\text{г}} - i_{\text{ж}}), \quad (3.2)$$

где  $Q_{\text{ч}}$  – количество тепла для повышения температуры воды, кВт;  $Q_{\text{р}}$  – количество тепла для перехода из жидкой в парообразную фазу при постоянном давлении, кВт;  $M_{\text{в}}$  – масса воды, поглощающая тепло от конденсатора, кг;  $\tau_{\text{с}}$  – время, необходимое для нагрева подаваемой воды до температуры кипения, с;  $\tau_{\text{р}}$  – время, затрачиваемое на процесс испарения при постоянной температуре (переход из жидкой в газообразную фазу), с;  $c_{\text{д}}$  – теплоемкость воды при постоянном давлении, кДж/кг\*°C;  $t_{\text{в.и}}$  – температура воды в начале процесса, °C;  $t_{\text{в.у}}$  – температура воды в конце процесса, °C;  $i_{\text{г}}$  – энтальпия насыщенного водяного пара при определенной температуре, кДж/кг;  $i_{\text{ж}}$  – энтальпия воды при определенной температуре, кДж/кг.

Если нет потерь тепла в окружающую среду, можно сказать, что тепло, отводимое от хладагента, полностью поглощается водой, так что:

$$Q_c = Q_{\text{ч}} + Q_r. \quad (3.3)$$

Конденсатор в данной системе это кожухо-змеевиковый теплообменник. Отводимое тепло также можно найти с помощью уравнения теплообменника (предполагается, что окружающая вода постоянной температуры и потери тепла в окружающую среду отсутствуют):

$$Q_c = kF_k \Delta T_{\text{лк}}, \quad (3.4)$$

$$\text{где } \Delta T_{\text{лк}} = \frac{(t_{\text{и}} - t_{\text{в}}) - (t_{\text{у}} - t_{\text{в}})}{\ln[(t_{\text{и}} - t_{\text{в}}) / (t_{\text{у}} - t_{\text{в}})]}, \quad (3.5)$$

$k$  – общий коэффициент теплоотдачи теплообменника, Вт/м<sup>2</sup>·°С;  $F_k$  – площадь внешней поверхности катушки конденсаторной трубки, м<sup>2</sup>;  $\Delta T_{\text{лк}}$  – средняя логарифмическая разность температур конденсатора, °С;  $t_{\text{и}}$  и  $t_{\text{у}}$  – являются температурой на входе и выходе конденсатора, °С;  $t_{\text{в}}$  – температура воды вокруг трубки конденсатора, °С.

### 3.1.1. Общий коэффициент теплопередачи

Общий коэффициент теплопередачи ( $k$ ) зависит от нескольких факторов: коэффициента конвективного теплообмена с обеих сторон теплообменной поверхности, теплопроводности материала и толщины стенки между жидкостями [140,149]. Все эти факторы проиллюстрированы на рисунке 3.2.

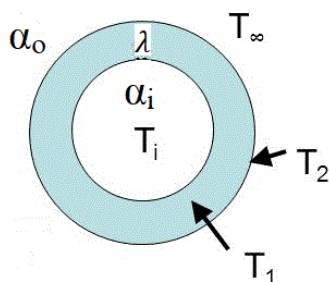


Рис. 3.2– Трубка теплообменника:

$T_1$ - температура внутренней стенки трубки;  $T_2$ - температура наружной стенки трубки;  $T_{\infty}$ - температура окружающей среды;  $T_i$ - температура внутренней среды;  $\alpha_o$ - коэффициент теплоотдачи от окружающей среды к стенке;  $\alpha_i$ - коэффициент теплоотдачи внутренней среды;  $\lambda$ - теплопроводность металла трубки.

Для поверхности цилиндрической формы используются зависимости:

$$\frac{1}{kF_o} = R_1 + R_2 + R_3,$$

$$\frac{1}{kF_o} = \frac{1}{\alpha_o F_o} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{d_i}\right)}{2\pi\lambda L} + \frac{1}{\alpha_i F_i},$$

$$k = \frac{D_o^{-1}}{\frac{1}{\alpha_o D_o} + \frac{\ln(D_o * d_i^{-1})}{2\lambda} + \frac{1}{\alpha_i d_i}}, \quad (3.6)$$

где  $F_o$ ,  $F_i$  – площадь поверхности внешней и внутренней сторон трубки соответственно, м<sup>2</sup>;  $D_o$ ,  $d_i$  – наружный и внутренний диаметры трубки, м;  $\lambda$  – теплопроводность материала трубки, Вт/м. °С;  $L$  – длина трубки, м.

### 3.2. Расчет испарителя теплового насоса

Испаритель в тепловом насосе поглощает тепло для испарения хладагента внутри. В этой системе испаритель состоит из кожухотрубного теплообменника. Тепло, поглощаемое хладагентом, можно определить по формуле 2.9 в главе 2 (см. рисунок 3.1)

Испаритель получает тепло от водяного пара вокруг своих трубок. Цель работы испарителя состоит в том, чтобы увеличивать плотность водяного пара, что приводит к минимизации мощности накачки. Для определения количества тепла, поглощенного водяным паром, если нет потерь тепла в окружающую среду (конденсация рассматривается при постоянной температуре для водяного пара) используется следующее уравнение:

$$Q_e = G_{\text{в.п.}}(i_{\text{г}} - i_{\text{ж}}), \quad (3.7)$$

где  $G_{\text{в.п.}}$  – массовый расход водяного пара, кг/с.

Испаритель теплового насоса поглощает тепло через стенки трубки, так что следующие уравнения используются для расчета количества тепла, передаваемого хладагенту внутри испарителя:

$$Q_e = kF_{\text{и}}\Delta t_{\text{ли}}, \quad \text{здесь} \quad (3.8)$$

$$\Delta t_{\text{ли}} = \frac{(t_{\text{в.п.}} - t_{\text{у}}) - (t_{\text{в.п.}} - t_{\text{и}})}{\ln[(t_{\text{в.п.}} - t_{\text{у}}) / (t_{\text{в.п.}} - t_{\text{и}})]} \quad (3.9)$$

где  $t_{\text{и}}$  и  $t_{\text{у}}$  – являются температурой хладагента в начале и в конце испарителя, °C;  $t_{\text{в.п.}}$  – температура водяного пара вокруг трубки испарителя, °C.

Конденсаторы водяного пара используются во многих промышленных процессах (нефтепереработка, нефтехимия, энергетика и др.). Конденсаторы кожухотрубного типа, наиболее подходящие для процесса конденсации пара, классифицируются по направлению (горизонтальному и вертикальному), а также по расположению конденсированного пара (со стороны кожуха или трубы) [95,146,149].

Если температура хладагента не будет изменяться в испарителе и водяном паре, окружающем испаритель, то разница температур будет следующей:

$$\Delta t_{\text{и}} = t_{\text{в.п.}} - t_{\text{хол.}} \quad , \quad (3.10)$$

где  $\Delta t_{\text{и}}$  – разность температур через теплообменник испарителя, °C;  $t_{\text{хол.}}$  – температура хладагента внутри испарителя, °C.

Уравнение (3.8) преобразовано:

$$Q_e = kF_{\text{и}} \Delta t_{\text{и}}. \quad (3.8a)$$

Дополнительный теплообменник работает как испаритель, поскольку он завершает процесс испарения, поэтому формулы, используемые для расчетов испарителя, также будут использоваться для расчетов дополнительных теплообменников:

$$Q_{\text{д}} = kF_{\text{д}} \Delta T_{\text{лд}}, \quad (3.11)$$

$$\text{где } \Delta t_{\text{лд}} = \frac{(t_{\text{и.в}} - t_{\text{ду}}) - (t_{\text{у.в}} - t_{\text{ди}})}{\ln[(t_{\text{и.в}} - t_{\text{ду}}) / (t_{\text{у.в}} - t_{\text{ди}})]} \quad (3.12)$$

$k$  – общий коэффициент теплопередачи дополнительного теплообменника, Вт/м<sup>2</sup>·°C;  $F_{\text{д}}$  – площадь поверхности дополнительного теплообменника, м<sup>2</sup>;  $\Delta t_{\text{лд}}$  – средняя логарифмическая разность температур дополнительного теплообменника, °C;  $t_{\text{и.в}}$  и  $t_{\text{у.в}}$  – температура теплоносителя на входе и выходе

из теплообменника соответственно, °C;  $t_{ди}$  и  $t_{ду}$  – являются температурой хладагента в начале и в конце дополнительного теплообменника, °C;  $Q_d$  – тепло, отдаваемое дополнительным теплообменником хладагенту, поступающему в компрессор, которое можно рассчитать по формуле:

$$Q_d = G_{хол.}(i_1 - i_5). \quad (3.13)$$

### 3.3. Расчет компрессора теплового насоса

Компрессор в большинстве установок представляет собой устройство, приводимое в движение электродвигателем. Существует два типа электродвигателей, которые можно классифицировать в зависимости от типа электрического тока, электродвигатели переменного и постоянного тока. Каждый из них имеет свой метод расчета потребляемой мощности. В этом исследовании компрессор приводится в действие от электродвигателя переменного тока. Динамическая мощность, поступающая от электродвигателя, повышает давление хладагента путем изменения объема камеры сжатия. КПД электродвигателя и объемный КПД камеры сжатия представляют факторы, влияющие на потребляемую мощность компрессора, как показано ниже:

$$N_{комп.} = (I * V * \cos\varphi) / \eta_{комп.}, \quad (3.14)$$

где  $N_{комп.}$  – мощность, потребляемая компрессором, кВт;  $\eta_{комп.}$  – общий КПД компрессора;  $I$  – сила тока, потребляемого компрессором, А;  $V$  – напряжение электрического источника, В;  $\cos \phi$  – коэффициент мощности.

Общий КПД компрессора зависит от объемного КПД компрессора, а также КПД электродвигателя, как указано ниже:

$$\eta_{комп} = \eta_э * \eta_{об.}, \quad (3.15)$$

где  $\eta_э$  – КПД электродвигателя;  $\eta_{об.}$  – объемный КПД.

В компрессоре на вход подается электрическая энергия, а на выходе получается потенциальная энергия. Чтобы определить полезную мощность компрессора, можно использовать следующую формулу:

$$N_{\text{комп.}} = S_{\text{хол.}}(P_c - P_e) , \quad (3.16)$$

где  $S_{\text{хол.}}$  – объемный расход хладагента, м<sup>3</sup>/с;  $P_e$  и  $P_c$  давление хладагента в линии всасывания и нагнетания, Па.

Объемный расход хладагента определяется по зависимости:

$$S_{\text{хол.}} = \left[ \left( \frac{\pi}{4} \right) d^2 * L * n \right] * \eta_{\text{об.}} , \quad (3.17)$$

где  $d$  – диаметр камеры сжатия компрессора, м;  $L$  – длина компрессионной камеры, пройденной поршнем компрессора, м;  $n$  – частота вращения компрессора, об/с.

Основное назначение компрессора – перекачка хладагента в конденсатор теплового насоса, так что полезная мощность компрессора, определяется через расход хладагента как в уравнении ниже:

$$N_{\text{комп.}} = G_{\text{хол.}}(i_2 - i_1)/\eta_{\text{isent.}} , \quad (3.18)$$

где  $\eta_{\text{isent.}}$  – изоэнтروпический КПД компрессора.

Массовый расход хладагента можно определить по мощности, потребляемой компрессором, и энтальпии до и после компрессора. В этом исследовании процесс сжатия рассматривается как изоэнтропический, так как отсутствует возможность достоверно измерить температуру хладагента после сжатия, поскольку камера сжатия компрессора, используемого в данном исследовании, постоянно взаимодействует с системой охлаждения компрессора. Тепло передается от хладагента и до, и после сжатия, так что состояние хладагента внутри компрессора неизвестно, поэтому изоэнтропическая эффективность принята за 100%. Объемный и электрический КПД компрессора составляют общий КПД компрессора, потому что они определяются вместе на выходе и на входе компрессора, и нет возможности узнать точную величину каждого из них по отдельности:

$$N_{\text{комп.}} = G_{\text{хол.}}(i_2 - i_1)/\eta_{\text{isent.}} = (I * V * \cos\varphi)/\eta_{\text{комп}} , \text{ где} \\ G_{\text{хол.}} = \frac{(I * V * \cos\varphi)\eta_{\text{isent.}}}{(i_2 - i_1)\eta_{\text{комп}}} . \quad (3.19)$$

### 3.4. Расчет коэффициента производительности теплового насоса в режиме нагрева

Каждый тепловой насос имеет две тепловые стороны, одна из них является горячей, а другая – холодной. Тепловой насос можно использовать для отопления или охлаждения. Мощность нагрева теплового насоса равна теплу, которое передается конденсатором [59,67].

Коэффициент производительности теплового насоса можно определить как отношение тепловой энергии, полученной тепловым насосом, к затраченной механической энергии компрессора. Коэффициент производительности  $HCOP$  используется для описания производительности теплового насоса, когда он работает в режиме нагрева. Как показано на рисунке 2.4 в главе 2, горячая сторона находится между точками 2 и 3, в то время как процесс сжатия находится между точками 1 и 2. Коэффициент производительности в режиме нагрева ( $HCOP$ ) проиллюстрирован формулой 2.11 в предыдущей главе.

Теоретическое значение коэффициента производительности зависит от разности абсолютных температур конденсатора и испарителя (рис. 3.3) [152]. Когда эта разность уменьшается, теоретическое значение коэффициента производительности для нагрева увеличивается, потому что связь между ними обратно пропорциональна, как показано ниже:

$$HCOP_{\text{м.т.}} = \frac{T_{\text{Г}}}{T_{\text{Г}} - T_{\text{Х}}} , \quad (3.20)$$

где  $HCOP_{\text{м.т.}}$  – максимальный коэффициент производительности для нагревания;  $T_{\text{Г}}$  – абсолютная температура конденсатора в процессе конденсации, °К;  $T_{\text{Х}}$  – абсолютная температура испарителя в процессе испарения, °К.

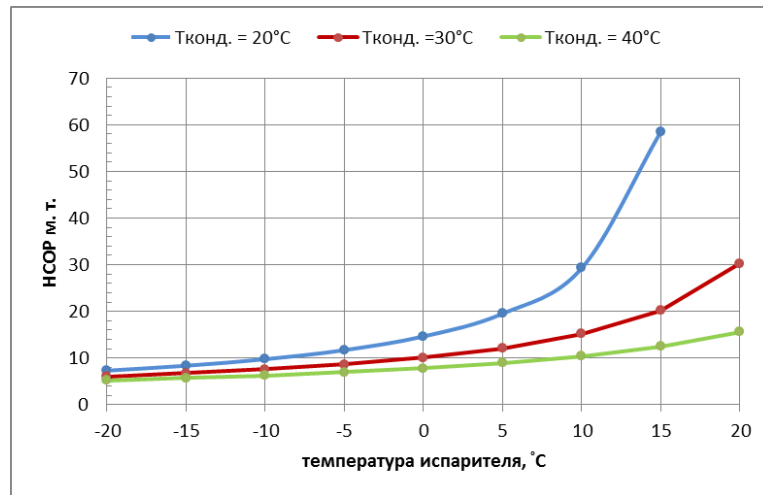


Рис 3.3 – Максимальное теоретическое значение коэффициента производительности в режиме нагрева.

Согласно рисунку 3.3, уменьшение разницы между температурой конденсатора и испарителя повышает коэффициент производительности.

### 3.5. Расчет коэффициент производительности теплового насоса в режиме охлаждения

Тепловые насосы перемещают тепло из области низких температур в область высоких температур. Это «восходящее» движение тепла из области низких температур в область высоких температур требует механической энергии, и коэффициент *ССОР* является мерой эффективности теплового насоса. Количество энергии, необходимое устройству для перемещения определенного количества тепла при определенной температуре из области низкой температуры в область высокой температуры, представляет коэффициент его производительности.

В режиме охлаждения целью системы является поглощение тепла, так что коэффициент производительности для охлаждения – это соотношение между поглощенным теплом и затраченной мощностью компрессора. В соответствии с рисунком 2.4 в главе 2, коэффициент производительности в режиме охлаждения *ССОР* был проиллюстрирован формулой 2.10 в предыдущей главе.



Взаимосвязь между  $HCOP$  и  $CCOP$  в случае типовой системы как показано на рисунке 2.4 в главе 2:

$$HCOP = \frac{(i_1 - i_4) + (i_2 - i_1)}{i_2 - i_1}.$$

Следовательно,

$$HCOP = CCOP + 1. \quad (3.21)$$

Коэффициент производительности теплового насоса приближается к своему максимальному значению, поскольку разница температур между конденсатором и испарителем сведена к минимуму [152]. Поглощение испарителем тепла конденсирует водяной пар, который испаряется теплом, отводимым из конденсатора той же системы, так что увеличение  $CCOP$  уменьшит потребление энергии для процесса дистилляции. Максимальный теоретический  $CCOP$  теплового насоса обратно пропорционален разнице температуры испарителя и конденсатора, как показано на рис. 3.4.

$$CCOP_{\text{м.т.}} = \frac{T_x}{T_r - T_x}, \quad (3.22)$$

где  $CCOP_{\text{м.т.}}$  – максимальный коэффициент производительности для охлаждения.

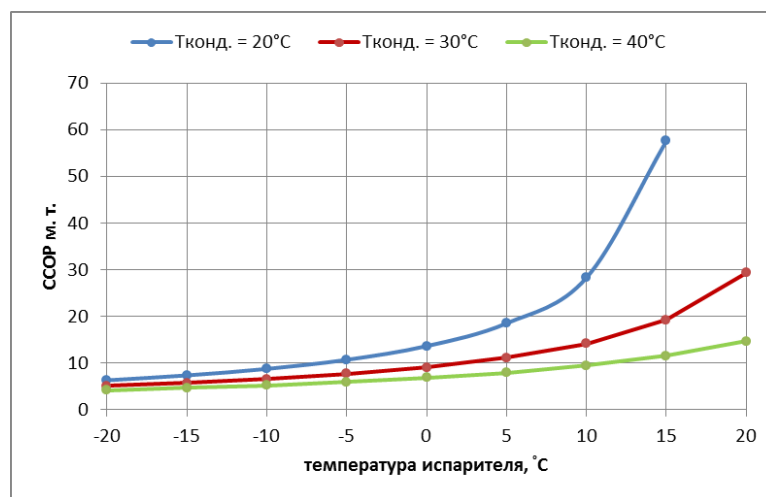


Рис 3.4– Максимальное теоретическое значение коэффициента производительности в режиме охлаждения

Из рисунка 3.4 видно влияние повышения температуры испарителя на  $CCOP$  теплового насоса. Использование солнечного коллектора для нагрева газа, возвращаемого в компрессор, увеличит  $CCOP$  системы.

### 3.6. Расчет массового расхода водяного пара

Источник тепла (конденсатор теплового насоса) полностью погружен в воду. Если нет потерь, то отводимое тепло от хладагента равно теплу, поглощенному водой, так что:

$$Q_c = Q_v, \quad (3.23)$$

$$G_{\text{в.п.}} [(i_{\Gamma} - i_{\text{ж}}) + (c_d * \Delta T_v)] = G_{\text{хол.}} (i_2 - i_3), \text{ где} \quad (3.24)$$

$$G_{\text{в.п.}} = \frac{G_{\text{хол.}} (i_2 - i_3)}{[(i_{\Gamma} - i_{\text{ж}}) + (c_d * \Delta T_v)]}, \quad (3.25)$$

где  $Q_c$  – тепло, отводимое конденсатором теплового насоса в воду, Вт;  $Q_v$  – тепло, поглощаемое водой для испарения, Вт;  $G_{\text{в.п.}}$  – массовый расход водяного пара, кг/с;  $i_{\Gamma}$  – энтальпия насыщенного водяного пара при определенной температуре, кДж/кг;  $i_{\text{ж}}$  – энтальпия воды при определенной температуре, кДж/кг;  $\Delta T_v$  – разница в температуре воды, °С.

Тонкий свободный слой водной поверхности находится в состоянии насыщения. Испарение воды происходит через этот слой. Когда молекулы воды в этой критической зоне уходят в пространство, молекулы в следующем слое переходят в этот критический слой. Снижение давления над поверхностью воды ускоряет процесс испарения. Когда давление снижается до критического значения при определенной температуре, жидкость начинает кипеть [53,74]. Критическое давление жидкости определяется как давление насыщения:

$$P_{\text{в.п}} = \frac{e^{77.345 + (0.0057 T) - (\frac{7235}{T})}}{T^{8.2}}, \quad (3.26)$$

где  $P_{\text{в.п}}$  – давление насыщения водяного пара (Па);  $e$  – константа экспоненциального отношения 2.718;  $T$  – абсолютная температура водяного пара (°К).

В настоящем исследовании общая потребляемая мощность зависит от мощности, потребляемой компрессором и вакуумным насосом. Потребляемая мощность компрессора была показана в предыдущих пунктах. Потребляемая мощность вакуумного насоса вычисляется через объемный

расход водяного пара через вакуумный насос и разность давлений [53,74].

Удельный объем водяного пара определяется по формуле:

$$v_{в.п} = \frac{1}{\rho_{в.п}}, \quad (3.27)$$

где  $v_{в.п}$  – удельный объем водяного пара, м<sup>3</sup>/кг;  $\rho_{в.п}$  – плотность водяного пара, кг/м<sup>3</sup>.

Плотность водяного пара зависит от давления насыщения и температуры насыщения (рис.3.5):

$$\rho_{в.п} = \frac{0.0022 P_{в.п}}{T}. \quad (3.28)$$

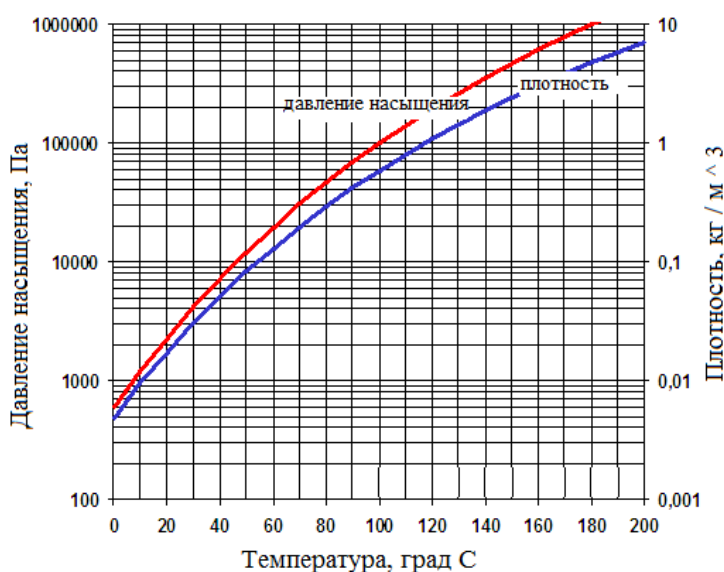


Рис. 3.5– Связь между температурой пара и его давлением насыщения и ПЛОТНОСТЬЮ

На рисунке 3.5 показано поведение давления насыщения и плотности водяного пара в зависимости от его температуры.

### 3.7. Расчет энтальпии водяного пара, поступающего в вакуумный насос

Уровень энергии водяного пара, поступающего в вакуумный насос, представляет собой разницу между количеством теплоты, поглощаемым из конденсатора, и количеством теплоты, отводимым из испарителя. Испаренная вода считается в состоянии насыщенного пара, потому что вакуумный насос всасывает пар сразу же после испарения. Тепло, отводимое

в испарителе от водяного пара, можно найти, разделив охлаждающий эффект испарителя на массовый расход водяного пара. Энтальпия водяного пара, поступающего в вакуумный насос, равна:

$$i_{в.п} = i_{г} - \left[ \frac{G_{хол.}(i_1 - i_4)}{G_{в.п.}} \right], \quad (3.29)$$

где  $i_{в.п}$  – энтальпия водяного пара, поступающего в вакуумный насос, (кДж/кг);  $i_{г}$  – энтальпия насыщенного пара, полученная из таблиц в зависимости от давления (кДж/кг).

Целью определения энтальпии является определение доли сухости пара, поступающего в вакуумный насос.

Когда жидкость испаряется, она проходит через процесс, в котором:

- жидкость нагревается до температуры испарения;
- жидкость испаряется при постоянной температуре испарения, когда фаза изменяется с жидкости на газ;
- температура пара повышается до температуры перегрева.

Во время изменения фазы влажность паро-водяной системы изменялась от насыщенной жидкости, где значение доли сухости равно «0», до состояния насыщенного пара, где ее значение равно «1». Плотность пара зависит от величины доли сухости, которая является функцией энтальпии пара [81,88,103]. В настоящем исследовании влажность пара, поступающего в вакуумный насос, определяется уравнением:

$$X = \frac{i_{в.п}}{(i_{г} - h_{ж})}, \quad (3.30)$$

где  $X$  – влажность водяного пара, поступающего в вакуумный насос.

### 3.8. Объемный расход водяного пара

Одной из важных переменных, влияющих на потребление энергии вакуумным насосом, является объемный расход жидкости, который можно определить по массовому расходу. Массовый расход можно считать постоянным, если тепловой поток, испаряющий жидкость, является

постоянным, в то время как объемный расход изменяется в соответствии с конкретным объемом пара. Чтобы найти объемный расход водяного пара, необходимо знать переменные в следующем уравнении:

$$S = G_{\text{в.п.}} * v_{\text{в.п.}}, \quad (3.31)$$

где  $S$  – объемный расход водяного пара, ( $\text{м}^3/\text{с}$ );  $v_{\text{в.п.}}$  – удельный объем водяного пара, поступающего в вакуумный насос, ( $\text{м}^3/\text{кг}$ ).

Преимущество отвода тепла от водяного пара в испаритель теплового насоса заключается в изменении удельного объема пара для уменьшения потребляемой мощности вакуумного насоса. Как известно, удельный объем воды составляет около  $0,001 \text{ м}^3/\text{кг}$ . Изменение удельного объема жидкости в зависимости от ее температуры очень мало, так что его можно считать постоянным. Удельный объем насыщенного пара можно получить из его плотности, как и в уравнении 3.14. Разница в удельном объеме между насыщенным паром и насыщенной жидкостью при постоянной температуре и давлении называется «удельным объемом испарения»  $v_{\text{fg}}$ .

Удельный объем пара, поступающего в вакуумный насос, можно определить по формуле:

$$v_{\text{в.п.}} = X \left( \frac{(v_{\text{г.}} - v_{\text{ж.}})}{10} \right), \quad (3.32)$$

где  $v_{\text{в.п.}}$  – удельный объем водяного пара, поступающего в вакуумный насос,  $\text{м}^3/\text{кг}$ ;  $v_{\text{г.}}$  – удельный объем насыщенного водяного пара, поступающего в вакуумный насос,  $\text{м}^3/\text{кг}$ ;  $v_{\text{ж.}}$  – удельный объем насыщенной воды при определенной температуре,  $\text{м}^3/\text{кг}$ .

### 3.9. Потребляемая мощность вакуумного насоса

Одна из основных целей данного исследования заключается в экономии энергии, используемой при очистке воды. Вакуумный насос является одним из компонентов, потребляющих энергию. Потребляемая мощность в вакуумном насосе является функцией объемного расхода, а также разности давлений. Общий КПД вакуумного насоса также напрямую

влияет на потребление энергии. Общий КПД вакуумного насоса рассчитывается так же, как и КПД компрессора (уравнение 3.15), если вакуумный насос работает от электродвигателя, то КПД может быть выражен из данной формулы:

$$N_{\text{в.на.}} = [S * (P_2 - P_1)] / \eta_{\text{в.н.}}, \quad (3.33)$$

где  $N_{\text{в.на.}}$  – мощность, потребляемая вакуумным насосом, кВт;  $P_2$  – атмосферное давление, кПа;  $P_1$  – давление на линии всасывания вакуумного насоса (давление внутри емкости для испарения воды), кПа;  $\eta_{\text{в.н.}}$  – общий КПД вакуумного насоса.

### 3.10. Общее энергопотребление системы дистилляция воды

В проекте этого исследования есть два основных элемента, которые работают с помощью энергии, потребляемой извне. Первый – это фреоновый компрессор, который использует электродвигатель переменного тока мощностью 0,15 кВт. Другой – это вакуумный насос, который работает с помощью электродвигателя постоянного тока мощностью 0,4 кВт. Выходная энергия этих элементов зависит от нескольких переменных, которые были показаны ранее. Важность оценки энергопотребления заключается в том, чтобы найти стоимость дистиллированной воды в зависимости от затраченной энергии, чтобы иметь возможность сравнить ее с другими методами, используемыми для той же цели. Общая мощность, потребляемая системой, Вт, определяется по формуле:

$$N_T = N_{\text{комп.}} + N_{\text{в.на.}} \quad (3.34)$$

### 3.11. Расчет количества дистиллированной воды с использованием теплонасосной системы дистилляции

Дистиллированная вода является основным продуктом этой системы, так что количество дистиллированной воды, которое дает установка, должно быть определено. Для этого предварительно рассчитывается массовый

расход водяного пара в зависимости от отвода тепла от конденсатора теплового насоса. Если вакуумный насос работает постоянно, система не может конденсировать весь водяной пар. Чтобы избежать этой проблемы, есть два решения. Первое решение заключается в использовании конденсатоотводчика после вакуумного насоса для обеспечения полной конденсации водяного пара. Второе решение заключается в добавлении теплообменника после вакуумного насоса для охлаждения паров, выходящих из насоса, для полной конденсации. Кроме того, в целях эффективного энергосбережения, прессостат должен контролировать работу вакуумного насоса. Количество очищенной воды в час может быть определено по формуле:

$$S.ч = \left[ \frac{G_{в.п.} - G_{п.п.}}{\left( \frac{\rho_{в.}}{1000} \right)} \right] * 3600 , \quad (3.35)$$

где  $S.ч$  – количество дистиллированной воды, л/ч;  $G_{п.п.}$  – массовый расход потерянного водяного пара, кг/с;  $\rho_{в.}$  – плотность дистиллированной воды, кг/м<sup>3</sup>.

Если весь пар конденсируется в виде дистиллированной воды, то уравнение (3.35) сокращается до:

$$S.ч = \frac{G_{в.п.}}{\rho_{в.}} * 3.6 * 10^6 . \quad (3.36)$$

### 3.12. Стоимость дистиллированной воды по энергетической индикации

Энергетический индикатор проекта дает экономическую цель этого исследования, в которой четко проявляются экономические преимущества системы. Для сравнения предлагаемой системы с классическими типами, используемыми в одной области, необходимо рассчитать энергопотребление модели:

$$\mathcal{E}_д = \frac{N_T}{G_{в.п.} - G_{п.п.}} , \quad (3.37)$$

где  $\mathcal{E}_д$  – энергия, необходимая для дистилляции, (кДж/кг).

Если весь пар конденсируется в виде дистиллированной воды, то уравнение 3.37 сокращается до:

$$\mathcal{E}_d = \frac{N_T}{G_{в.п.}}. \quad (3.38)$$

### 3.13. Расчет потерь тепла в системе

Вакуумный насос отводит дистиллированную воду в емкость с чистой водой. Энергия очищенной воды в случае неэффективной системы будет больше, чем в источнике воды, поскольку тепло, поглощаемое испарителем теплового насоса, меньше, чем тепло, отводимое конденсатором той же системы. Для определения величины потерь тепла очищенной водой:

$$\dot{Q}_п = G_{в.п.} (i_{в.п.} - i_{ж}), \quad (3.39)$$

где  $\dot{Q}_п$  – величина потерь тепла в этой системе, Вт;  $i_{ж}$  – энтальпия насыщенной воды при давлении и температуре испарения, кДж/кг.

Чтобы усовершенствовать эту систему, можно добавить дополнительный теплообменник, чтобы нагреть сырую воду, входящую в систему.

### 3.14. Расчет цилиндрического сосуда под давлением

Конденсатор и испаритель теплового насоса вставлены внутрь цилиндрических сосудов с вакуумметрическим давлением. Цилиндрические сосуды под давлением подвержены двум типам напряжений: первый действует в осевом направлении параллельно стенкам сосуда, а второй называется кольцевым напряжением, которое действует в окружном направлении [62,76,115]. Осевое напряжение можно проанализировать следующим образом (рис. 3.6):



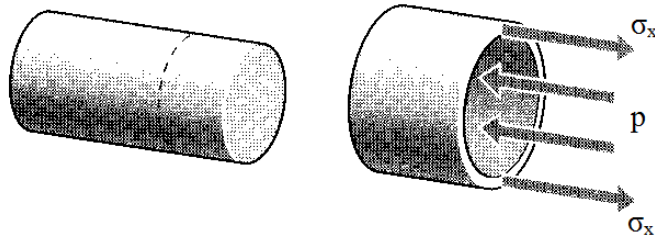


Рис 3.6 –Осевое напряжение в цилиндрическом сосуде под давлением

$$P(\pi R^2) = \sigma_x(2\pi R)b ,$$

$$\sigma_x = \frac{PR}{2\delta} , \quad (3.40)$$

где  $\sigma_x$  – осевое напряжение, Па;  $P$  – давление внутри сосуда, Па;  $R$  – радиус цилиндрического сосуда, м;  $\delta$  – толщина стенок, м.

Окружное напряжение можно найти через (рис. 3.7):

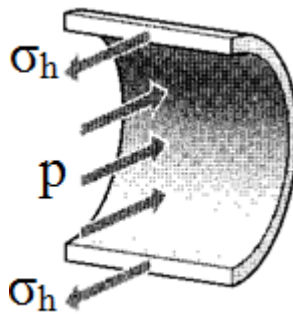


Рис 3.7 – Окружное напряжение в цилиндрическом сосуде под давлением

$$2\sigma_h(\delta * 1) = P (2R * 1) ,$$

$$\sigma_h = \frac{PR}{\delta} , \quad (3.41)$$

где  $\sigma_h$  – кольцевое напряжение, Па.

### 3.15. Отношения давлений конденсатора и испарителя теплового насоса

Конденсация и испарение, энергия, накопленная в хладагенте внутри теплового насоса, зависят от давления конденсатора и испарителя. Температура, изменяющая фазу хладагента, является функцией давления хладагента. Как показано в разделах 3.1.1 и 3.1.2, максимальный

теоретический коэффициент производительности обратно пропорционален разности температур конденсации и испарения. Термин относительное давление в настоящем исследовании представляет давление в конденсаторе, деленное на давление в испарителе.

$$P_{\text{отн.}} = \frac{P_c}{P_e}, \quad (3.42)$$

где  $P_{\text{отн.}}$  – относительное давление;  $P_c$  – давление в конденсаторе, Па;  $P_e$  – давление в испарителе, Па.

### 3.16. Расчет солнечного коллектора

Целью работы солнечного коллектора является передача тепловой энергии хладагенту, входящему в компрессор, для снижения потребления энергии компрессором и повышения эффективности теплового насоса. Плоский солнечный коллектор, показано на рис. 3.8, используется для преобразования солнечной энергии в тепловую, чтобы доставить ее в дополнительный теплообменник, который нагревает хладагент перед процессом сжатия.

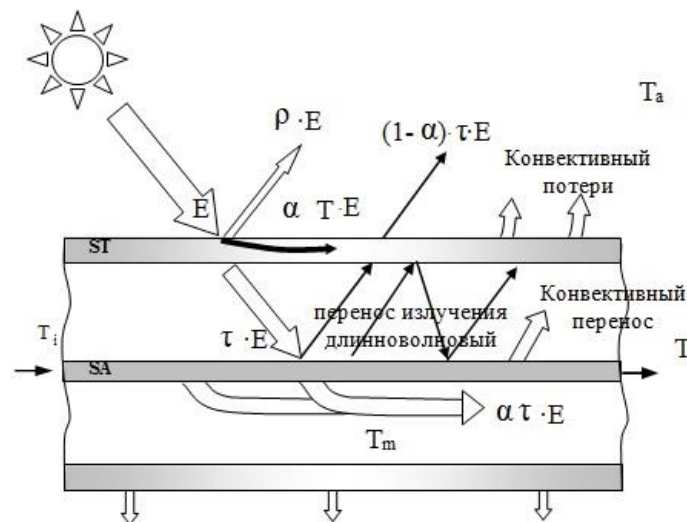


Рис. 3.8 –Схематический термический анализ плоского солнечного коллектора[122]

При этом только часть глобального солнечного излучения будет преобразована в тепло. Глобальное солнечное излучение  $E$  определяется свойствами материалов прозрачной поверхности, а также свойствами поверхности поглощения излучения [122]:

$$Q_a = (\alpha_{с.к} * \tau_{с.к}) \cdot E F_{с.к} , \quad (3.43)$$

где  $Q_a$  – теплоотвод от поглощающей поверхности, Вт;  $F_{с.к}$  – площадь поверхности солнечного коллектора  $m^2$ ;  $E$  – доля солнечного излучения, которое преобразуется в тепло на поглощающей поверхности;  $\tau_{с.к}$  – коэффициент прозрачности составляет 0.44-0.89 [113];  $\alpha_{с.к}$  – коэффициент поглощения.

В установившемся режиме полезная выходная энергия коллектора представляет собой разницу между поглощенным солнечным излучением и полными тепловыми потерями коллектора. Оптические потери солнечного коллектора представляют собой разницу между интенсивностью солнечного излучения и интенсивностью поглощенного солнечного излучения поверхностью поглощения:

$$q_{obt} = E - Q_a. \quad (3.44)$$

Тепловые потери напрямую связаны с разностью температур между поверхностью поглощения  $T_m$  и окружающей средой  $T_a$ :

$$q_t = \alpha \cdot F_{с.к}(T_m - T_a), \quad (3.45)$$

где  $\alpha$  – общий коэффициент теплопередачи солнечного коллектора,  $Вт/м^2 \cdot ^\circ C$ , который варьируется от 1 до 30  $Вт/м^2 \cdot ^\circ C$ ;  $T_m$  – средняя температура поглощающей поверхности,  $^\circ C$ ;  $T_a$  – средняя температура окружающей среды,  $^\circ C$ .

Средняя температура поглощающей поверхности определяется соотношением:

$$T_m = \frac{T_i + T_e}{2} \quad (3.46)$$

где  $T_i$  – температура на входе в коллектор,  $^\circ C$ ;  $T_e$  – температура на выходе из коллектора,  $^\circ C$ .

Полезное тепло  $Q_u$  – это фактически передаваемое тепло, получаемое от поверхности поглощения за вычетом тепловых потерь от коллектора (соотношение Хоттеля-Уиллиер-Блисса) [50,86]:

$$Q_u = F_{C.K}[(\alpha_{C.K} * \tau_{C.K} * E) - \alpha \cdot (T_m - T_a)]. \quad (3.47)$$

Очевидно, что чем выше полезный выход энергии от конкретной конструкции, тем выше ожидаемый КПД. Термический КПД коллектора является важным параметром, поскольку он создает основу для сравнения различных материалов и модификаций коллекторных систем. Поэтому многие теоретические расчеты, представленные в книгах, в конечном счете, направлены на оценку эффективности. Термический КПД определяется по формуле:

$$\eta = \frac{Q_u}{E} = \frac{(\alpha_{C.K} * \tau_{C.K} * E) - \alpha \cdot (T_m - T_a)}{E} = (\alpha_{C.K} * \tau_{C.K}) - \alpha \cdot \frac{(T_m - T_a)}{E} \quad (3.48)$$

Поглощенное тепло рассчитывается по зависимости:

$$Q_t = G_B \cdot c_d(T_e - T_i), \quad (3.49)$$

$$K_R = \frac{G_B \cdot c_d(T_e - T_i)}{F_{C.K}[(\alpha_{C.K} * \tau_{C.K} * E) - \alpha \cdot (T_m - T_a)]} \quad (3.50)$$

где  $K_R$  - коэффициент теплоотвода от солнечного коллектора.

С учетом (3.50) формула (3.47) преобразуется к виду:

$$Q_u = K_R F_{C.K}[(\alpha_{C.K} * \tau_{C.K} * E) - \alpha \cdot (T_m - T_a)]. \quad (3.51)$$

Общее уравнение оценки солнечной радиации в Ираке [51] имеет вид:

$$E = E_o[0.39 + 0.32(n/N) - 0.006\sqrt{T} - 0.0014(RH)] \quad (3.52)$$

где  $E$  - общая солнечная радиация (Вт.Д/м<sup>2</sup>);  $E_o$  - общая солнечная радиация за пределами атмосферы (Вт.д/м<sup>2</sup>);  $N$  - теоретическое количество часов яркости;  $n$  - измеренное количество часов освещения;  $T$  - температура, °К;  $RH$  - относительная влажность, %.

Исходя из всего вышесказанного, площадь поверхности солнечного коллектора, которая передает количество тепла, необходимое для дополнительного теплообменника, равна:

$$F_{C.K} = \frac{Q_t}{Q_u} \quad (3.53)$$

На рисунке 3.9 подробно описан математический расчет. Первый блок содержит общие расчеты теплового насоса, в котором фреон (R-134a) используется в качестве хладагента. Формулы в этом блоке можно найти в большинстве учебников, посвященных тепловым насосам. Второй блок явился результатом исследования теплового и материального балансов в настоящем исследовании, которое привело к определению количества массового расхода водяного пара, являющегося также массовым расходом дистиллированной воды. Формулы во втором блоке будут использоваться для расчета энтальпии водяного пара, покидающего испарительную колонну, что очень важно для определения количества энергии, теряемой системой дистилляции, и помогает в принятии решения о возможности использования этой энергии для предварительного нагрева сырой воды, поступающей в систему. Третий блок включает формулы расчета общей потребляемой мощности системы, количества дистиллированной воды и стоимости перегонки воды этим методом. Второй и третий блоки специализируются на данной работе, они включают в себя новые формулы этого исследования.

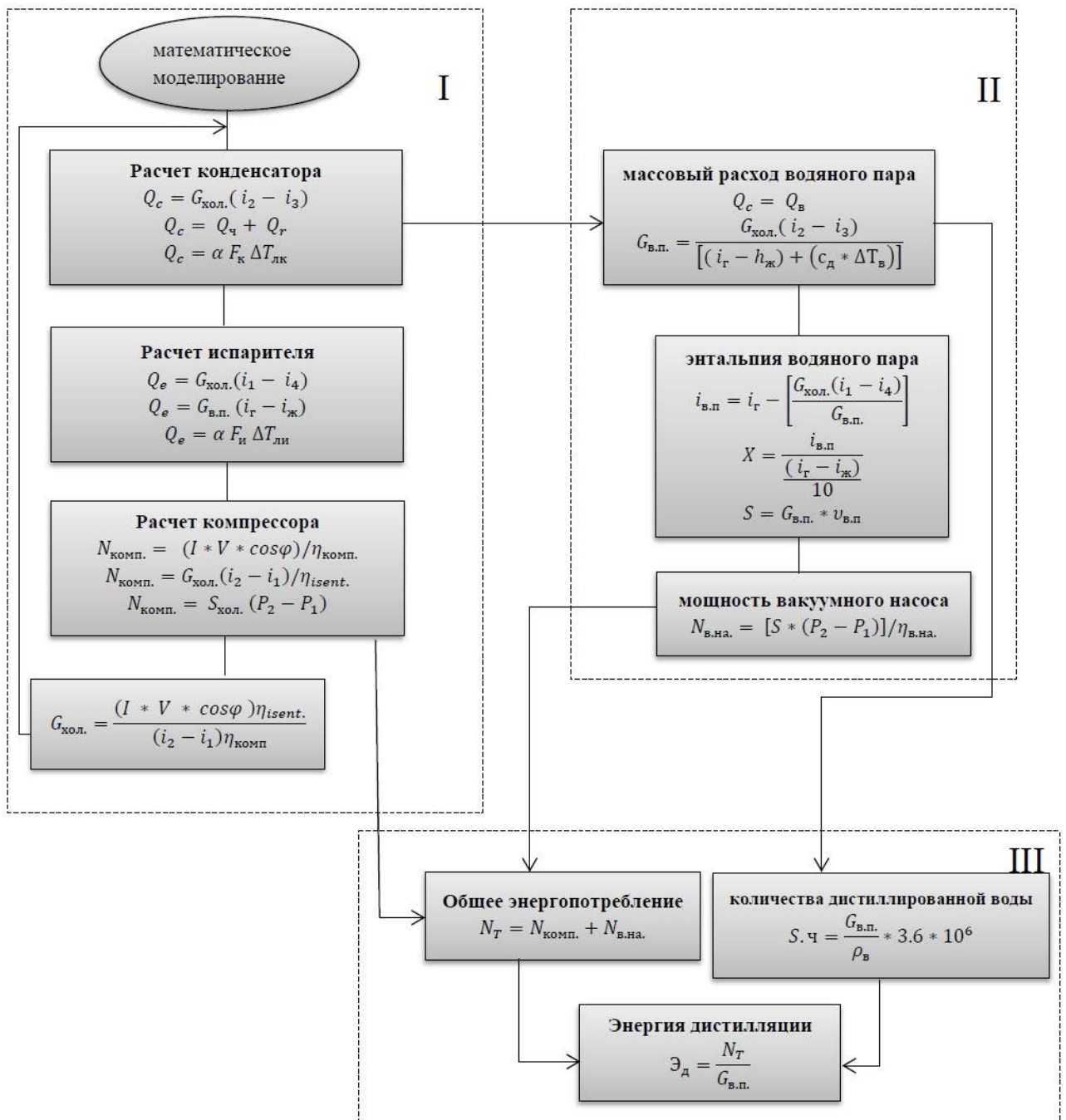


Рис 3.9 –Блок-схема математического расчета

### 3.17. Выводы по главе 3

1. Математическое моделирование создает новые возможности для исследования тепловых и массообменных процессов в системе дистилляции воды, которые в большинстве случаев не доступны при традиционном физическом моделировании.
2. Математическое моделирование помогает детально изучить влияние характеристик водяного пара во время процесса дистилляции, а также потребление энергии для этого, чтобы установить ситуацию, которая обеспечивает наилучшие условия для дистилляции, чтобы обосновать экономическую целесообразность исследования.
3. При математическом моделировании обеспечивается достаточно точный расчет комплексного теплообмена в системе вакуумной дистилляции воды. Результатом расчета является температура воды и водяного пара в различных точках системы, общее потребление энергии системой, потери тепла на различных этапах термодинамического процесса и стоимость единицы дистиллированной воды.

## **ГЛАВА 4. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ**

### **4.1. Результаты теоретических предположений**

#### **4.1.1. Зависимости отношения давлений $P_c/P_e$ при перегреве хладагента перед процессом сжатия**

Как было указано в разделе 3.1.16 отношение давлений в конденсаторе и испарителе  $P_c/P_e$  влияет на теплопередачу (как в конденсаторе, так и в испарителе), массовый расход хладагента, потребляемую мощность, коэффициент производительности и все переменные, связанные с работой теплового насоса. В этом исследовании отношение давлений  $P_c/P_e$  также будет служить ориентиром для изучения поведения других переменных, как в теоретических, так и в практических результатах.

В настоящем исследовании использованы два тепловых насоса, один из которых является закрытой системой, а второй – открытой. В качестве рабочего тела в них применяются фреон и вода соответственно.

Первый тепловой насос подает энергию во вторую систему. Фреон циркулирует внутри замкнутого цикла, где он поглощает тепло из среды, окружающей испаритель, и выделяет его в конденсаторе. Целью второго цикла является производство дистиллированной воды, поэтому он отличается от первого тем, что вода проходит через систему один раз, испаряясь на горячей стороне системы и конденсируясь на холодной стороне, а затем выходит из нее в виде дистиллированной воды. Поступающая в систему вода содержит примеси, которые не переносятся в сторону дистиллированной воды. Физические свойства подаваемой воды отличаются от свойств дистиллированной воды. Следовательно, производство дистиллированной воды вторым тепловым насосом полностью зависит от условий работы первого цикла, поэтому эффект отношения давлений  $P_c/P_e$  проявляется и в этой системе.



#### 4.1.1.1. Соотношение между отношением давлений $P_c/P_e$ и потреблением энергии компрессором

Экономические параметры каждого проекта отражают его успешность. Основные эксплуатационные расходы в этой модели связаны с потребляемой мощностью в компрессоре и вакуумном насосе. По мере увеличения отношения давлений  $P_c/P_e$  увеличивается потребляемая мощность компрессора. Теоретический расчет системы дистилляции даст следующие результаты, представленные на рис. 4.1.

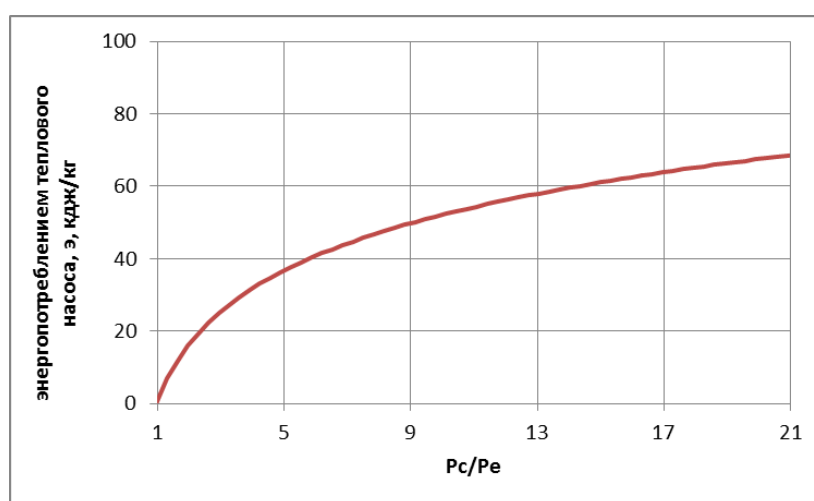


Рис. 4.1 – Зависимость между отношением давлений  $P_c/P_e$  и энергопотреблением теплового насоса

В этом теоретическом расчете давление в конденсаторе постоянно и равно 9 бар. Изменение давления в конденсаторе даст те же результаты, потому что увеличение разницы давлений между испарителем и конденсатором требует дополнительной мощности для откачки. Данное соотношение является логарифмическим и определяется следующим уравнением:

$$\varepsilon = 22.182 \ln(P_c/P_e) + 1.0452, \quad (4.1)$$

где  $P_c/P_e$  – отношение давлений, (давление конденсатора/давление испарителя);  $\varepsilon$  – потребление энергии компрессором теплового насоса, кДж/кг.

Другим фактором, влияющим на потребление энергии в тепловом насосе, является массовый расход хладагента, поскольку в предыдущем соотношении потребление энергии выражается на единицу массового расхода хладагента, так что для оценки энергопотребления необходимо определить данный параметр внутри системы.

#### 4.1.1.2. Соотношение между отношением давлений $P_c/P_e$ и массовым расходом хладагента

Сопротивление потоку хладагента зависит от разницы давлений. Зависимость между массовым расходом хладагента и отношением давлений  $P_c/P_e$  является обратно пропорциональной при постоянной мощности накачки, как показано на рис. 4.2.

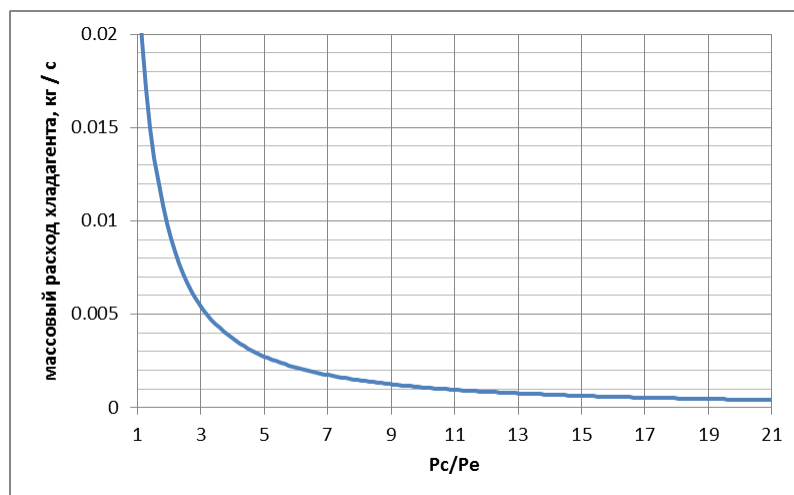


Рис. 4.2 – Зависимость между отношением давлений  $P_c/P_e$  и массовым расходом хладагента в тепловом насосе при постоянной мощности накачки.

Зависимость, показанная на рис. 4.2, определяется следующим уравнением:

$$G_{\text{хол.}} = 0.0236(P_c/P_e)^{-1.339} \quad , \quad (4.2)$$

где  $G_{\text{хол.}}$  – массовый расход хладагента, кг/с.

### 4.1.1.3. Соотношение между отношением давлений $P_c/P_e$ и коэффициентом производительности в режиме нагрева ( $HCOP$ )

В этой модели источником тепла для перегонки воды является конденсатор теплового насоса. Такая система используется благодаря её высокой эффективности, так как она дает больше тепловой энергии, чем используется для её работы. Коэффициент производительности теплового насоса в режиме нагрева прямо пропорционален разнице температур на входе и выходе конденсатора, поскольку отвод тепла увеличивается по мере увеличения разницы температур при постоянном давлении в конденсаторе. Как показано в разделе 3.1.4, тепловой коэффициент производительности равен отношению количества тепла, отводимого конденсатором теплового насоса, к количеству энергии, потребляемой в компрессоре. Коэффициент производительности горячей стороны теплового насоса обратно пропорционален отношению давления теплового насоса, как показано на рисунке 4.3.

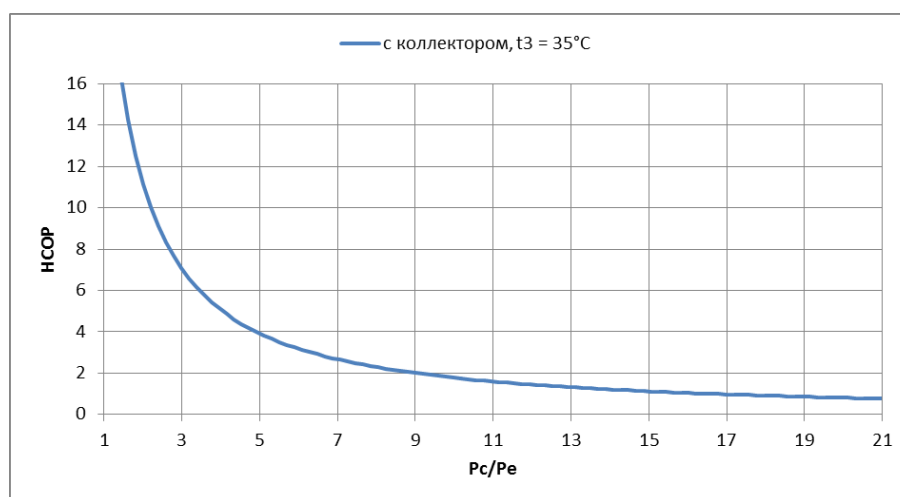


Рис. 4.3 – Зависимость между отношением давлений  $P_c/P_e$  и коэффициентом производительности теплового насоса в режиме нагрева

Коэффициент производительности теплового насоса, в случае использования коллектора при температуре хладагента на выходе из конденсатора равной  $35^\circ\text{C}$ :

$$HCOP = 24.597(P_c/P_e)^{-1.141} . \quad (4.3)$$

Максимальный коэффициент производительности в режиме обогрева зависит от температур конденсатора и испарителя (как показано в разделе 3.1.4.1), на которые влияет отношение давлений  $P_c/P_e$ . Связь между отношением давлений  $P_c/P_e$  и коэффициентом производительности  $HCOP$  обратно пропорциональна, поскольку приращение отношения давлений  $P_c/P_e$  увеличивает энергию, необходимую для перекачивания хладагента из испарителя в конденсатор.

#### 4.1.1.4. Соотношение между отношением давлений $P_c/P_e$ и коэффициентом производительности в режиме охлаждения ( $CCOP$ )

Коэффициент производительности в режиме охлаждения имеет то же поведение, что и коэффициент производительности в режиме нагрева, потому что они оба зависят от отношения давлений  $P_c/P_e$  в системе (см. рис.4.4). Количество тепла, отводимого конденсатором теплового насоса, превышает количество тепла, поглощаемого испарителем той же системы.

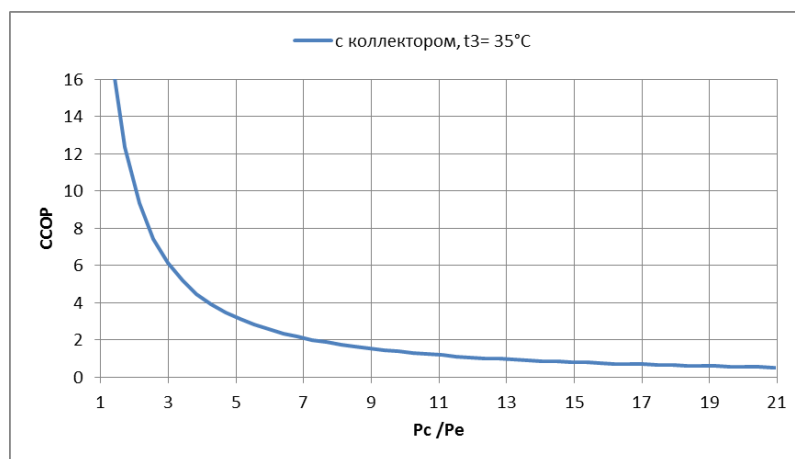


Рис. 4.4 – Зависимость между отношением давлений  $P_c/P_e$  и коэффициентом производительности теплового насоса в режиме охлаждения при постоянном давлении конденсатора 9 бар.

Поглощение тепла в испарителе прямо пропорционально отведению тепла в конденсаторе. Следующее уравнение представляет собой уравнение кривой, представленной на рисунке 4.4, отражающее зависимость

коэффициента производительности в режиме охлаждения от отношения давлений  $P_c/P_e$ . Когда температура хладагента на выходе из конденсатора равна  $35^\circ\text{C}$ :

$$COP = 24.216(P_c/P_e)^{-1.257} . \quad (4.4)$$

#### 4.1.1.5. Соотношение между отношением давлений $P_c/P_e$ и логарифмической средней разностью температур в конденсаторе ( $\Delta T_{лк}$ )

Теплообмен между жидкостями в теплообменнике зависит от разницы температур между ними. Каждая сторона теплообменника имеет свои условия в зависимости от свойств жидкости внутри. Ситуация в теплообменниках тепловых насосов более сложная, потому что хладагент изменяет свою фазу внутри теплообменника.

В этом исследовании был принят метод логарифмической средней разности температур для расчета теплопередачи от хладагента к воде на стороне конденсатора и от водяного пара к хладагенту на стороне испарителя, как в разделе 3.1.1. Теплопередача в обеих сторонах этой системы, а также логарифмическая средняя разность температур позволяют нам оценить площадь поверхности каждого теплообменника. Рисунок 4.5 демонстрирует эту связь.

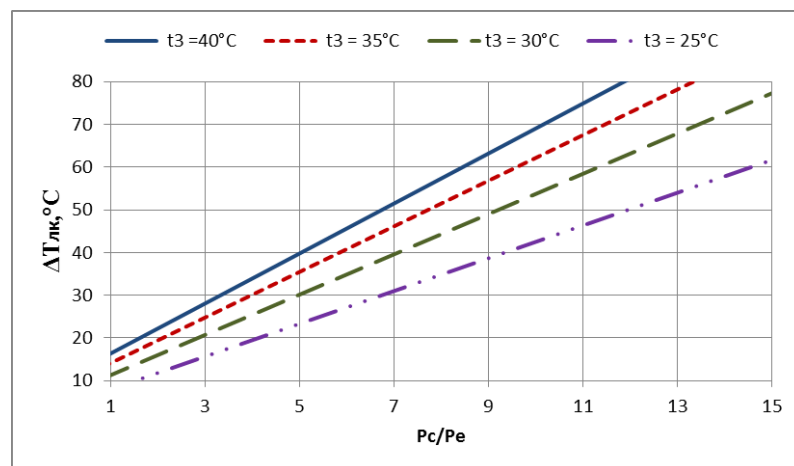


Рис. 4.5 – Взаимосвязь между отношением давлений  $P_c/P_e$  и средней логарифмической разностью температур на стороне конденсатора, при температуре окружающей воды  $21^\circ\text{C}$  и давлении в конденсаторе 10 бар

Температура хладагента, выходящего из конденсатора, зависит от количества тепла, отводимого от него. Чтобы увеличить количество отводимого тепла, нужно увеличить площадь поверхности конденсатора или уменьшить тепловое сопротивление трубок конденсатора. Следующие формулы представляют зависимость средней логарифмической разности температур от отношения давлений  $P_c/P_e$  конденсаторе при различных температурах:

$$t_3 = 40^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{\text{лк}} = 5.8517 (P_c/P_e) + 10.689, \quad (4.5)$$

где  $\Delta T_{\text{лк}}$  – средняя логарифмическая разность температур на стороне конденсатора хладагента,  $^\circ\text{C}$ ;

$$t_3 = 35^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{\text{лк}} = 5.3394 (P_c/P_e) + 8.7746, \quad (4.6)$$

$$t_3 = 30^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{\text{лк}} = 4.7146 (P_c/P_e) + 6.6564, \quad (4.7)$$

$$t_3 = 25^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{\text{лк}} = 3.8377(P_c/P_e) + 4.128. \quad (4.8)$$

Уравнения 4.5 – 4.8 касались исследования изменения температуры хладагента на выходе из конденсатора при постоянном давлении в конденсаторе. Температура хладагента на входе в конденсатор зависит от нескольких факторов, один из которых – давление всасывания компрессора. Рассмотрим ситуацию, когда температура хладагента, поступающего в конденсатор, изменится за счет изменения давления в испарителе, в то время как давление в конденсаторе останется без изменений. Это отражено на рис. 4.6.

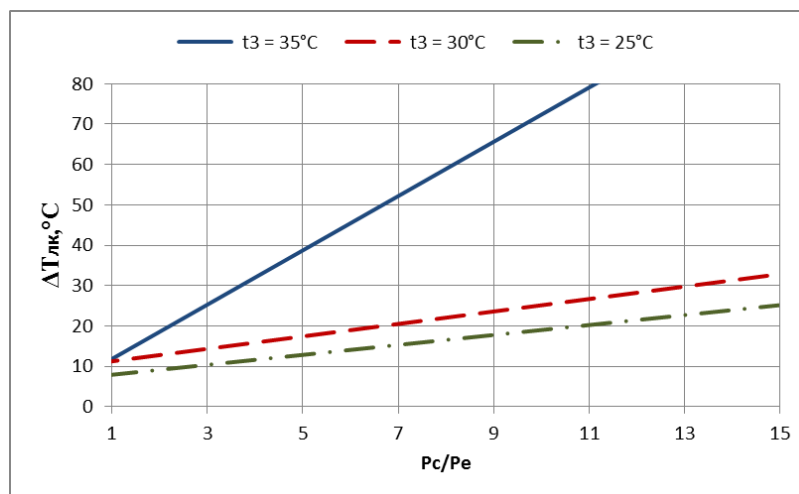


Рис. 4.6 – Зависимость между отношением давлений  $P_c/P_e$  и средней логарифмической разностью температур на стороне конденсатора при температуре окружающей воды  $21^\circ\text{C}$  и давлении в конденсаторе 9 бар.

Как и в разделе 3.1.1 средняя логарифмическая разница температур в теплообменниках зависит от температуры обеих жидкостей на входе и выходе каждого из них. Температура хладагента, поступающего в конденсатор, зависит от нескольких параметров, таких как давление всасывания хладагента, теплопередача в камере сжатия, условия процесса сжатия и т.д. В этом исследовании все параметры, влияющие на температуру хладагента, поступающего в конденсатор, считаются постоянными, за исключением давления всасывания хладагента, а также давления конденсатора, поскольку давление испарителя изменяется, чтобы можно было изучить влияние отношения давлений  $P_c/P_e$ , когда давление конденсатора постоянно.

В соответствии с графиками, представленными на рис. 4.6 получаем следующее зависимости:

когда температура хладагента на выходе из конденсатора ( $t_3$ ) составляет  $35^\circ\text{C}$ :

$$\Delta T_{\text{лк}} = 6.7273(P_c/P_e) + 5.3478, \quad (4.9)$$

$$\text{при } t_3 = 30^\circ\text{C} \Delta T_{\text{лк}} = 1.5442(P_c/P_e) + 9.8511, \quad (4.10)$$

$$\text{при } t_3 = 25^\circ\text{C} \Delta T_{\text{лк}} = 1.2338(P_c/P_e) + 6.8052. \quad (4.11)$$

Если потребляемая мощность компрессора постоянна, это означает, что разница давлений между конденсатором и испарителем влияет на массовый расход хладагента, потому что соотношение между ними является обратно пропорциональным.

Давление хладагента внутри конденсатора было уменьшено до 8 бар, чтобы получить больше информации о влиянии отношения давлений  $P_c/P_e$  на основе средней логарифмической разности температур на стороне конденсатора. На рисунке 4.7 показаны результаты в ситуации, когда температура хладагента снижается из-за снижения давления в конденсаторе.

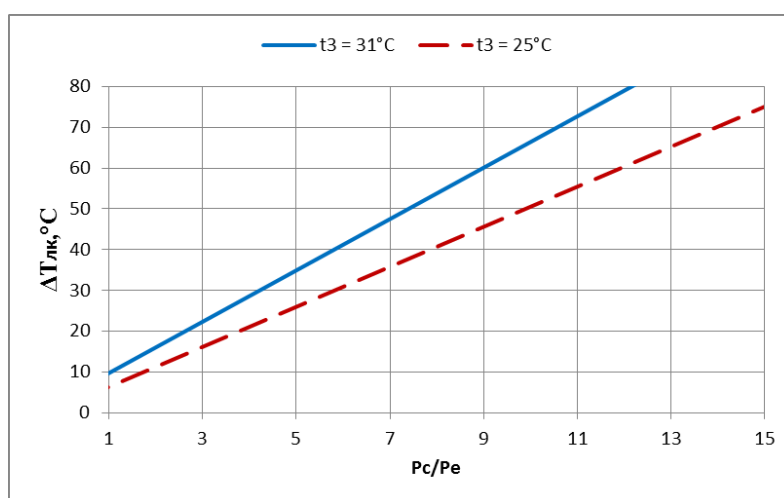


Рис. 4.7 – Зависимость между отношением давлений  $P_c/P_e$  и средней логарифмической разностью температур на стороне конденсатора, при температуре окружающей воды  $21^\circ\text{C}$  и давлении в конденсаторе 8 бар

Кривая ( $t_3 = 31^\circ\text{C}$ ) представляет ситуацию, когда хладагент выходит из конденсатора в насыщенном состоянии при температуре  $31^\circ\text{C}$ . Основное уравнение в этом случае:

$$\Delta T_{лк} = 6.2973(P_c/P_e) + 3.4404, \quad (4.12)$$

Кривая ( $t_3 = 25^\circ\text{C}$ ) показывает, когда хладагент переохлажден до  $25^\circ\text{C}$  на выходе из конденсатора, и тогда:

$$\Delta T_{лк} = 4.9129(P_c/P_e) + 1.3757. \quad (4.13)$$



#### 4.1.1.6. Соотношение между отношением давлений $P_c/P_e$ и средней логарифмической разностью температур испарителя ( $\Delta T_{ли}$ )

Тепло, поглощаемое испарителем, отбирается от водяного пара, который конденсируется при постоянном давлении. Испаритель охлаждает водяной пар перед поступлением в вакуумный насос, чтобы увеличить плотность пара и снизить потребление энергии вакуумным насосом. Доля сухости водяного пара уменьшается, но температура сохраняется на уровне  $21^\circ\text{C}$ .

В проведенном исследовании хладагент, поступающий в компрессор, находится в перегретом состоянии. На рисунке 4.8 показано влияние давления в конденсаторе на среднюю логарифмическую разность температур испарителя.

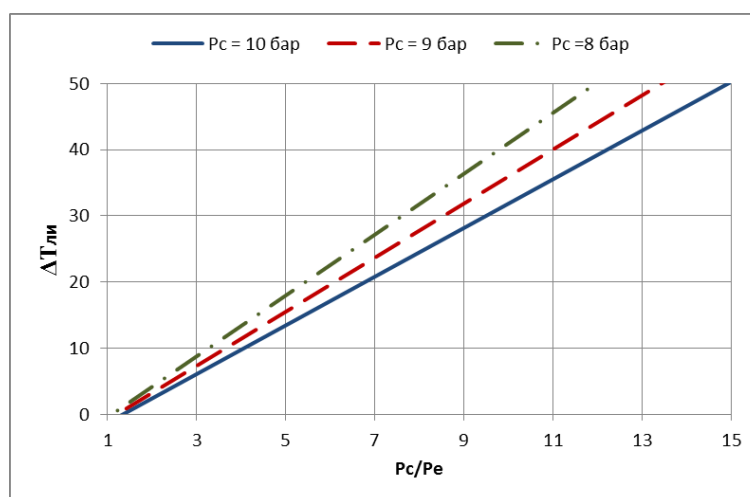


Рис. 4.8 – Зависимость между отношением давлений  $P_c/P_e$  и средней логарифмической разностью температур испарителя, при температуре окружающего пара  $21^\circ\text{C}$ .

Понятно, что прирост давления в конденсаторе не оказывает влияния на логарифмическую среднюю разность температур испарителя, когда другие переменные постоянны. Основные уравнения для кривых на рисунке 4.8 при давлении в конденсаторе 10, 9 и 8 бар соответственно:

$$\Delta T_{ли} = 4.6036(P_c/P_e) - 5.0202, \quad (4.14)$$

$$\Delta T_{ли} = 4.0921(P_c/P_e) - 5.0202, \quad (4.15)$$

$$\Delta T_{ли} = 3.6829(P_c/P_e) - 5.0202, \quad (4.16)$$

где  $\Delta T_{ли}$  – средняя логарифмическая разница температур испарителя, °С.

#### 4.1.1.7. Соотношение между отношением давлений $P_c/P_e$ и относительной средней разностью температур ( $\Delta T_{лк}/\Delta T_{ли}$ )

Безразмерные величины в технических исследованиях представляют собой нейтральные индикаторы поведения системы. В проведенном исследовании давление и температура сильно связаны. По этой причине необходимо рассмотреть соотношение между отношением давлений  $P_c/P_e$  и относительной разницей средней температуры (рис. 4.9).

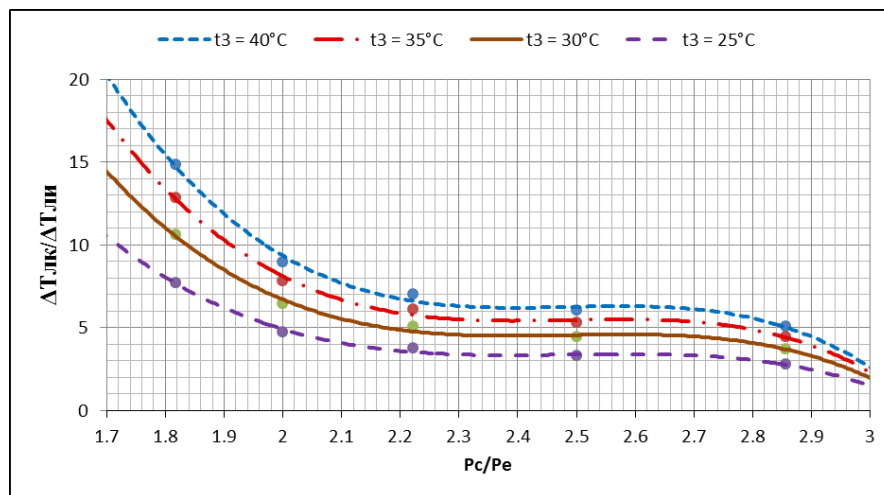


Рис. 4.9 – Зависимость между отношением давлений  $P_c/P_e$  и относительной средней разностью температур  $\Delta T_{лк}/\Delta T_{ли}$  при давлении в конденсаторе 10 бар

Кривые на рисунке 4.9 отличаются температурой хладагента на выходе из конденсатора. По форме кривой можно отметить, что относительная средняя разность температур приблизительно постоянна, когда отношение давлений  $P_c/P_e$  находится в диапазоне от 2 до 2,8.

Основные уравнения кривых на рисунке 4.9 показаны ниже:

$t_3 = 40^\circ\text{C}$ .

$$\Delta T_{\text{лк}}/\Delta T_{\text{ли}} = -29.882(P_c/P_e)^3 + 222.99(P_c/P_e)^2 - 553.92(P_c/P_e) + 464.26, \quad (4.17)$$

$t_3 = 35^\circ\text{C}$ ,

$$\Delta T_{\text{лк}}/\Delta T_{\text{ли}} = -25.894(P_c/P_e)^3 + 193.2(P_c/P_e)^2 - 479.8(P_c/P_e) + 402.08, \quad (4.18)$$

$t_3 = 30^\circ\text{C}$ ,

$$\Delta T_{\text{лк}}/\Delta T_{\text{ли}} = -21.334(P_c/P_e)^3 + 159.14(P_c/P_e)^2 - 395.08(P_c/P_e) + 330.99, \quad (4.19)$$

$t_3 = 25^\circ\text{C}$ ,

$$\Delta T_{\text{лк}}/\Delta T_{\text{ли}} = -15.56(P_c/P_e)^3 + 116.02(P_c/P_e)^2 - 287.85(P_c/P_e) + 241.03. \quad (4.20)$$

По результатам проведенного исследования определено, что изменение давления в конденсаторе приведет к такому же поведению кривой зависимости между отношением давлений  $P_c/P_e$  и относительной средней разностью температур, так что ситуация с другим давлением в конденсаторе не учитывается.

#### **4.1.2. Соотношения отношения давлений для насыщенного пара хладагента перед процессом сжатия**

Важность этой части исследования состоит в том, чтобы провести сравнение между ситуациями, когда хладагент нагревается до процесса сжатия, и когда сжимают насыщенный пар хладагента, чтобы доказать возможность нагрева хладагента солнечной энергией перед всасыванием компрессора.

#### 4.1.2.1. Соотношение между отношением давлений $P_c/P_e$ и потреблением энергии компрессора

Компрессор обеспечивает систему механической энергией для циркуляции хладагента внутри теплового насоса. В большинстве тепловых насосов он вращается электродвигателем. Стоимость эксплуатации любой системы зависит от ее энергопотребления (рис. 4.10).

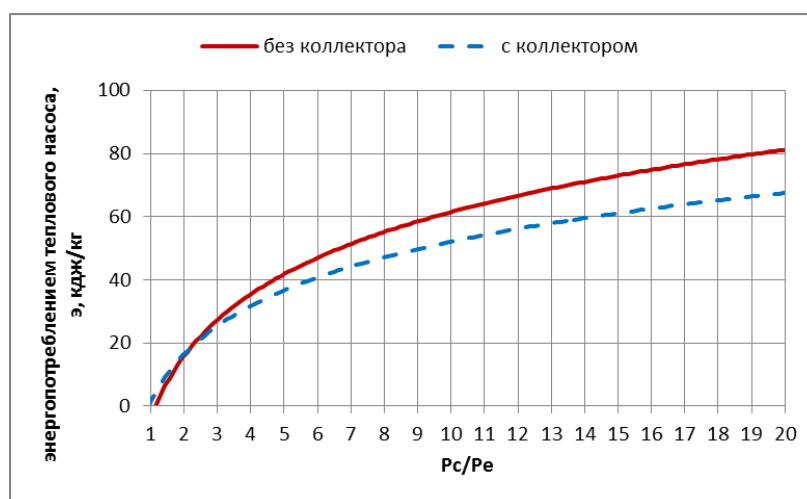


Рис. 4.10 – Зависимость между отношением давлений  $P_c/P_e$  и потребляемой компрессором мощностью в насыщенном и в перегретом состоянии хладагента на входе в компрессор.

На рисунке 4.10 показаны две кривые, одна из которых (с коллектором) такая же, как на рисунке 4.1, где хладагент, поступающий в компрессор, перегрет. Вторая кривая (без коллектора) получена, когда состояние хладагента на входе в компрессор – насыщенный пар.

Кривая (с коллектором) определена уравнением 4.1. Уравнение второй кривой (без коллектора) имеет вид:

$$\varepsilon = 28.369 \ln(P_c/P_e) - 3.8217. \quad (4.21)$$

На основании всего вышеизложенного можно сделать вывод, что энергопотребление в системах с нагревом хладагента перед процессом сжатия меньше при отношении давлений  $P_c/P_e$  больше 2,25.

#### 4.1.2.2. Соотношение между отношением давлений $P_c/P_e$ и массовым расходом хладагента

Массовый расход хладагента в системе зависит от нескольких переменных, одной из которых является энергопотребление системы. Сравним систему, в которой дополнительный теплообменник используется для нагрева хладагента на входе компрессора, и результаты того же цикла без нагрева хладагента, поступающего в компрессор (отражено на рис. 4.11).

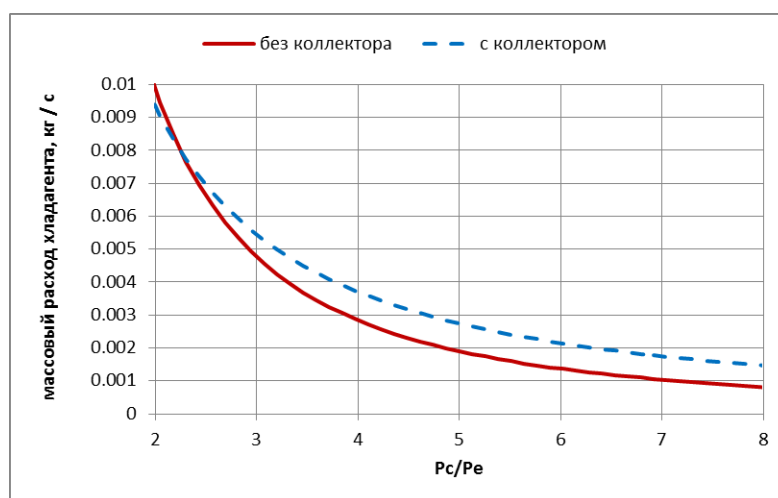


Рис. 4.11 – Зависимость между отношением давлений  $P_c/P_e$  и массовым расходом хладагента в насыщенном и в перегретом состоянии на входе в компрессор.

Отношение давлений  $P_c/P_e$  отрицательно влияет на массовый расход хладагента, поскольку сопротивление потоку жидкости увеличивается с увеличением разности давлений.

На рисунке 4.11 показаны две кривые, первая (без коллектора) представляет собой соотношение массового расхода хладагента с отношением давлений  $P_c/P_e$ , когда хладагент является насыщенным паром на входе компрессора, и определена уравнением 4.22. Вторая кривая (с коллектором) и ее формула рассмотрены подробнее в разделе 4.1.1.2.

$$G_{\text{хол.}} = 0.0236(P_c/P_e)^{-1.339}. \quad (4.22)$$

### 4.1.2.3. Соотношение между отношением давлений $P_c/P_e$ и коэффициентом производительности в режиме отопления ( $HCOP$ )

Коэффициент производительности теплового насоса в режиме нагрева зависит от разницы температур между входом и выходом конденсатора. Сравним ситуации с подачей насыщенного или перегретого хладагента в компрессор при различной температуре в конденсаторе (рис. 4.12).

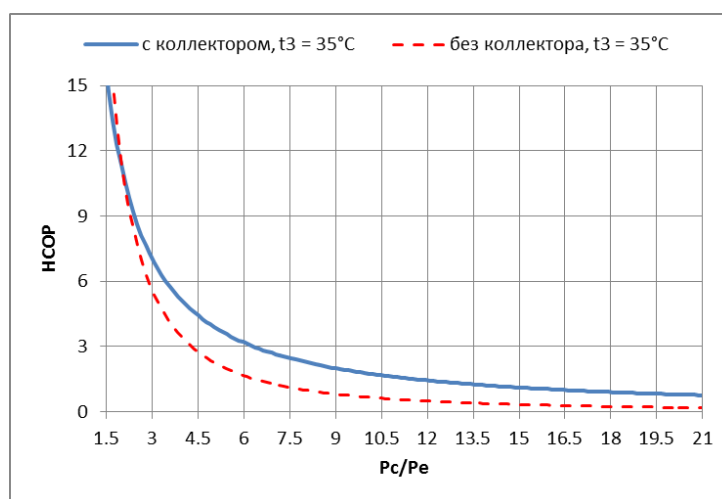


Рис. 4.12 – Зависимость между отношением давлений  $P_c/P_e$  и коэффициентом производительности теплового насоса в режиме отопления как в насыщенном, так и в перегретом состоянии хладагента на входе в компрессор

На рисунке 4.12 показаны четыре кривые, две из них (с коллектором,  $t_3 = 35^\circ C$ ) обсуждались в разделе 4.1.1.3. Другая кривая представляет ситуацию, когда насыщенный хладагент поступает в компрессор.

Влияние нагрева хладагента на входе компрессора на работу системы становится положительным, когда отношение давлений  $P_c/P_e$  больше 2 ( $P_c/P_e > 2$ ). Следовательно, системам с отношением давлений  $P_c/P_e$  менее 2 не нужно будет нагревать хладагенты перед процессом сжатия, потому что это отрицательно скажется на их производительности.

Кривая, представляющая вторую ситуацию, показана ниже:

$$HCOP = 37.947(P_c/P_e)^{-1.747} . \quad (4.23)$$

#### 4.1.2.4. Соотношение между отношением давлений $P_c/P_e$ и коэффициентом производительности в режиме охлаждения ( $CCOP$ )

В настоящем исследовании используются обе тепловые стороны теплового насоса для испарения и конденсации воды в виде дистиллированной воды. Значение холодной стороны в этой системе не меньше значения горячей стороны. Данная зависимость показана на рис. 4.13.

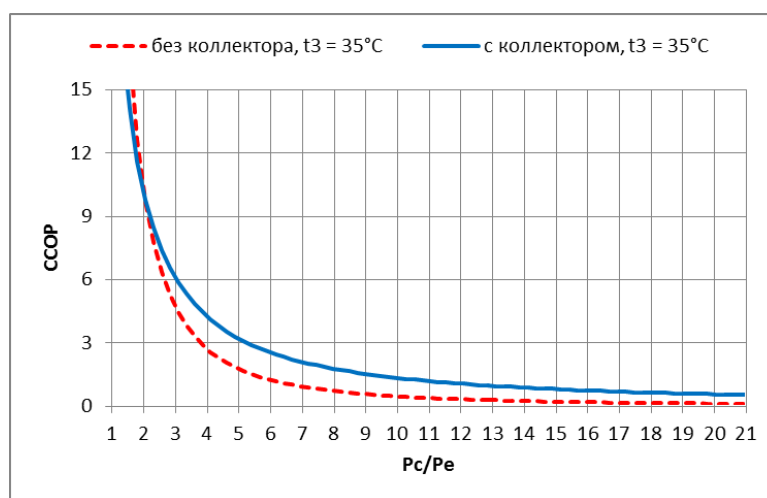


Рис 4.13 – Зависимость между отношением давлений  $P_c/P_e$  и коэффициентом производительности в режиме охлаждения как в насыщенном, так и в перегретом состоянии хладагента на входе в компрессор

В теоретически спроектированных тепловых насосах, где изоэнтропический КПД равен 1 ( $\eta_{\text{isent.}} = 1$ ), коэффициент производительности в режиме обогрева на 1 больше, чем в режиме охлаждения, так что вывод, сделанный в предыдущем пункте, подтверждается.

Уравнение кривой с коллектором при  $t_3 = 35^\circ\text{C}$  представлено в разделе 4.1.1.4. Уравнение кривой без коллектора при  $t_3 = 35^\circ\text{C}$ , показанной на рисунке 4.13 имеет вид:

$$CCOP = 38.94(P_c/P_e)^{-1.924} . \quad (4.24)$$

#### 4.1.2.5. Соотношение между отношением давлений $P_c/P_e$ и логарифмической средней разностью температур конденсатора ( $\Delta T_{\text{лк}}$ )

Работа конденсатора не зависит от изменения температуры хладагента на входе компрессора, потому что изменение свойств хладагента, поступающего в компрессор несущественно, поэтому температура хладагента на входе и выходе конденсатора такая же, как и в случае подачи в компрессор нагретого хладагента.

Соответственно, зависимость логарифмической средней разности температур конденсатора от отношения давлений  $P_c/P_e$  такая же, как в разделе 4.1.1.5.

#### 4.1.2.6. Соотношение между отношением давлений $P_c/P_e$ и средней разностью температур испарителя ( $\Delta t_{\text{и}}$ )

Когда хладагент выходит из испарителя в состоянии насыщенного пара, его температура при прохождении через испаритель не изменяется. Температура водяного пара, окружающего испаритель, также считается постоянной, поэтому разность температур в этом случае рассчитывается простым вычитанием. На рисунке 4.14 показано сравнение разностей температур при применении солнечного коллектора и при его отсутствии в данном исследовании при постоянном давлении в конденсаторе, равном 9 бар.

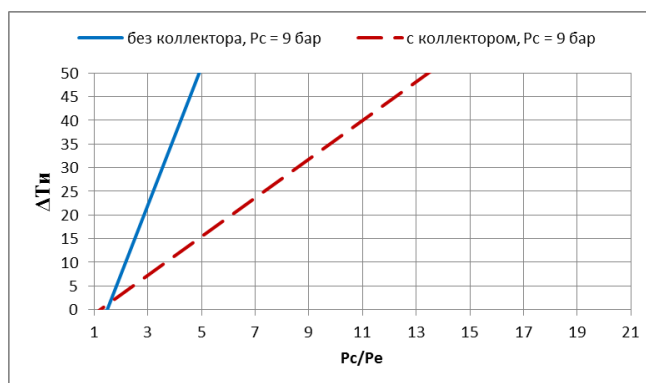


Рис 4.14 – Соотношение между отношением давлений  $P_c/P_e$  и разностью температур в теплообменнике на стороне испарителя



Влияние состояния хладагента, поступающего в компрессор, является значительным. Первая кривая (без коллектора,  $P_c = 9$  бар) получена из значений разности температур в теплообменнике на стороне испарителя при постоянной температуре хладагента согласно уравнению:

$$\Delta t_{и} = 14.6(P_c/P_e) - 21.552 , \quad (4.25)$$

где  $\Delta t_{и}$  – разность температур в теплообменнике на стороне испарителя, ( $^{\circ}\text{C}$ ).

Вторая кривая (с коллектором,  $P_c = 9$  бар) представляет собой отношение между отношением давлений  $P_c/P_e$  и средней разностью температур в теплообменнике на стороне испарителя в случае нагрева хладагента перед конденсатором и определена уравнением 4.15.

#### **4.1.2.7. Соотношение между отношением давлений $P_c/P_e$ и относительной средней разностью температур ( $\Delta T_{лк}/\Delta T_{и}$ )**

Безразмерный анализ в этом исследовании призван дать общий взгляд на полученные отношения. На этом этапе стало возможным провести сравнение между ситуацией, в которой насыщенный пар хладагента поступает в компрессор, и ситуацией, когда хладагент перегревается перед процессом сжатия. На рисунке 4.15 видно, что верхняя кривая (с коллектором), представляющая ситуацию с подогревом хладагента, поступающего в конденсатор, дает тепловой эффект лучше, чем нижняя кривая (без коллектора).

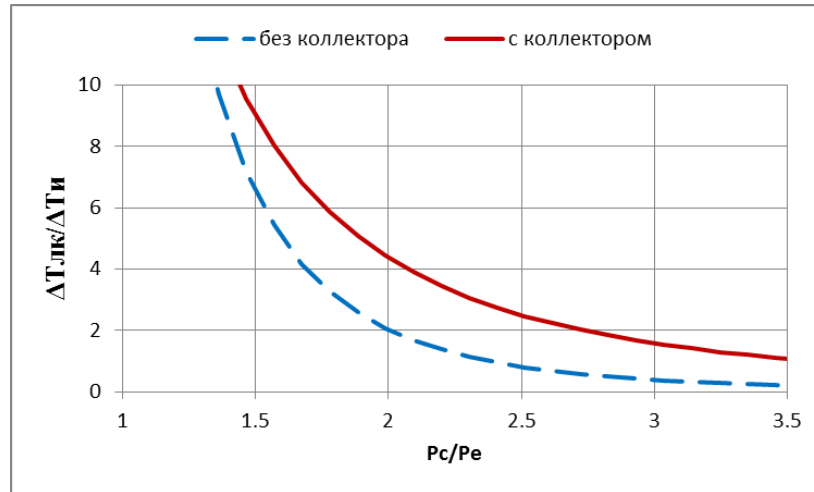


Рис 4.15 – Соотношение между отношением давлений  $P_c/P_e$  и относительной средней разностью температур с применением коллектора и без него на входе в компрессор при давлении в конденсаторе 9 бар

Уравнения 4.26 и 4.27 являются уравнениями кривых (с коллектором) и (без коллектора) соответственно:

$$\Delta T_{лк}/\Delta T_{ли} = 25.014(P_c/P_e)^{-2.515}, \quad (4.26)$$

$$\Delta T_{лк}/\Delta T_{ли} = 33.927(P_c/P_e)^{-4.065}, \quad (4.27)$$

где  $\Delta T_{лк}/\Delta T_{ли}$  – относительная средняя разница температур.

#### 4.1.3. Исследования водяной стороны системы с подогревом хладагента перед процессом сжатия

На производство дистиллированной воды влияет отношение давлений  $P_c/P_e$  первого теплового насоса, поскольку тепло, отводимое первым тепловым насосом, является основным источником энергии, от которого зависит второй цикл.

#### 4.1.3.1. Соотношение между отношением давлений $P_c/P_e$ и массовым расходом дистиллированной воды

Массовый расход дистиллированной воды является наиболее важным параметром этой системы. Количество производимой дистиллированной воды зависит от тепла, отводимого тепловым насосом, который фактически является источником тепловой энергии для испарения воды. На количество тепла, отводимого тепловым насосом, влияет отношение давлений  $P_c/P_e$ , следовательно, оно также влияет на массовый расход дистиллированной воды.

На рисунке 4.16 показана зависимость между отношением давлений  $P_c/P_e$  и массовым расходом дистиллированной воды при постоянном давлении в конденсаторе 9 бар. В данной работе, чтобы проверить работу системы в различных условиях, подается разное количество тепла путем изменения температуры хладагента, выходящего из конденсатора. Массовый расход дистиллированной воды обратно пропорционален температуре хладагента на выходе из конденсатора (рис. 4.16).

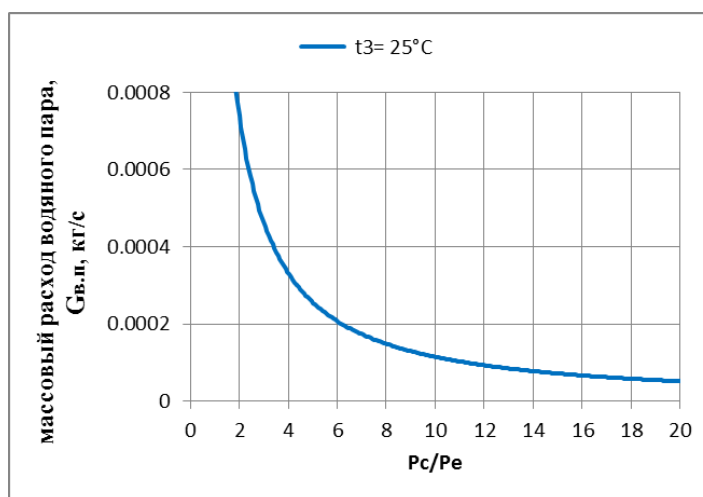


Рис. 4.16 – Зависимость между отношением давлений  $P_c/P_e$  и массовым расходом дистиллированной воды

Из рисунка 4.16 видно, что отношение давлений  $P_c/P_e$  обратно пропорционально массовому расходу дистиллированной воды. Уравнение кривой отображается следующим образом:

$$G_B = 0.0016(P_c/P_e)^{-1.157}, \quad (4.28)$$

где  $G_B$  – массовый расход дистиллированной воды (кг/с).

#### 4.1.3.2. Соотношение между отношением давлений $P_c/P_e$ и объемным расходом водяного пара

Тепловая система открытого цикла оснащена вакуумным насосом для перемещения водяного пара внутри системы. Для расчета потребляемой вакуумным насосом мощности необходимо знать его объемный расход. Объемный расход равен массовому расходу водяного пара, деленному на его плотность. На рисунке 4.17 представлены кривые, полученные из зависимости отношения давлений и объемного расхода водяного пара через вакуумный насос.

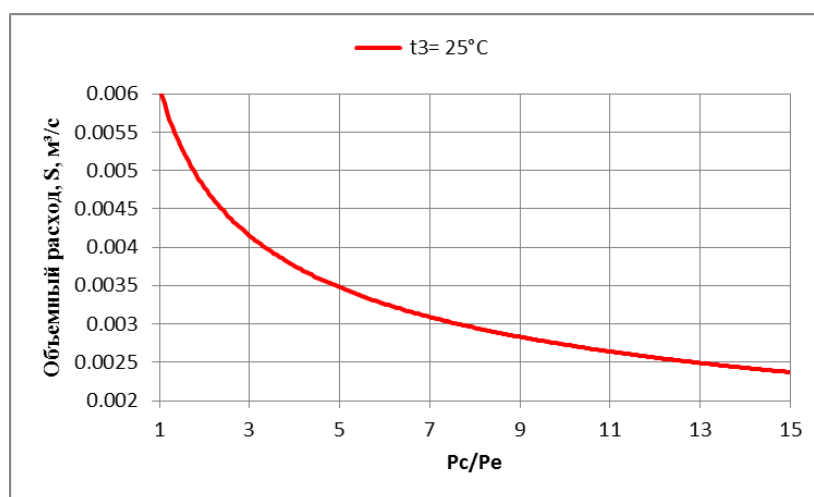


Рис. 4.17 – Соотношение отношения давлений  $P_c/P_e$  и объемного расхода водяного пара

Несколько факторов влияют на объемный расход пара. Кривая, показанная на рисунке 4.17, была рассчитана при постоянном давлении в конденсаторе  $9 \text{ кг/см}^2$ . Важным фактором является соотношение давлений

$P_c/P_e$ , которое можно рассматривать как основной фактор, регулирующий систему. Уравнение (4.29) описывает кривую, представленную на рисунке 4.17:

$$S_{вп} = 0.0061(P_c/P_e)^{-0.349}, \quad (4.29)$$

где  $S_{вп}$  – объемный расход водяного пара,  $\text{м}^3/\text{с}$ .

#### 4.1.3.3. Соотношение между отношением давлений $P_c/P_e$ и мощностью, потребляемой вакуумным насосом

Механическую мощность, обеспечиваемую вакуумным насосом, можно определить по объемному расходу водяного пара и разнице давлений, создаваемой вакуумным насосом. В предыдущем пункте проиллюстрировано соотношение между объемным расходом водяного пара и отношением давлений  $P_c/P_e$ . На рисунке 4.18 давление в конденсаторе постоянное и равно 9 кПа.

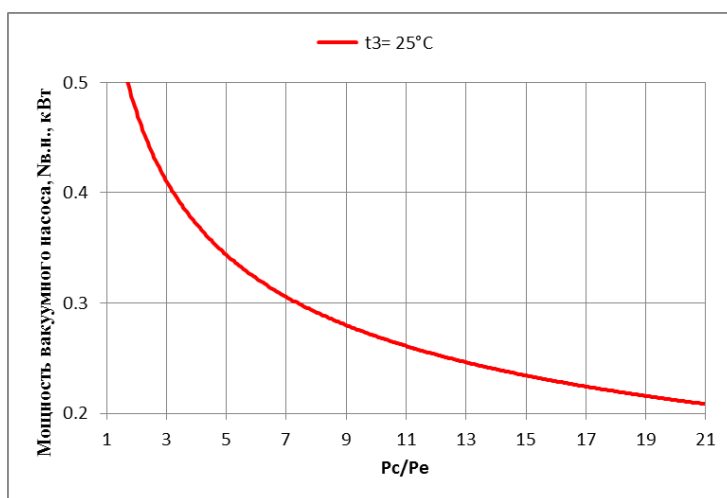


Рис. 4.18 – Соотношение отношения давлений  $P_c/P_e$  и механической мощности вакуумного насоса

Известно, что мощность, потребляемая вакуумным насосом, прямо пропорциональна объемному расходу водяного пара при постоянном давлении, создаваемом вакуумным насосом. В данном случае давление на входе вакуумного насоса составляет 2,5 кПа, которое повышается до

атмосферного давления, равного 101,325 кПа, на выходе вакуумного насоса. Кривая ( $t_3 = 35^\circ\text{C}$ ) получена, когда отвод тепла конденсатором был минимальным, а потребление энергии увеличивалось в соответствии с количеством испарившейся воды.

Уравнение 4.30 для кривой на рисунке 4.18 имеет вид:

$$N_{\text{в.н}} = 0.6021(P_c/P_e)^{-0.349}, \quad (4.30)$$

где  $N_{\text{в.н}}$  – потребляемая мощность вакуумного насоса, кВт.

#### **4.1.3.4. Соотношение между отношением давлений и общим энергопотреблением**

Общее энергопотребление системы складывается из потребляемого компрессором теплового насоса и вакуумного насоса, как показано в следующем уравнении:

$$N_T = N_{\text{комп.}} + N_{\text{в.на.}}, \quad (4.31)$$

где  $N_T$  – полная мощность, потребляемая системой, кВт;  $N_{\text{комп.}}$  – мощность, потребляемая компрессором теплового насоса, кВт.

В настоящей системе мощность компрессора теплового насоса составляет 150 Вт. Простое суммирование дает результат, на который, как правило, также влияет тепло, отводимое из конденсатора цикла фреона, и отношение давлений  $P_c/P_e$ . Отвод тепла от фреона через конденсатор является функцией нескольких переменных. Большинство этих переменных являются постоянными из-за того, что давление в конденсаторе постоянно 9 бар. Уникальным фактором в этом исследовании, который определяет отвод тепла, является температура хладагента на выходе из конденсатора, которой соответствует обозначение  $t_3$ . Связь между всеми приведенными выше переменными отображена на рисунке 4.19.

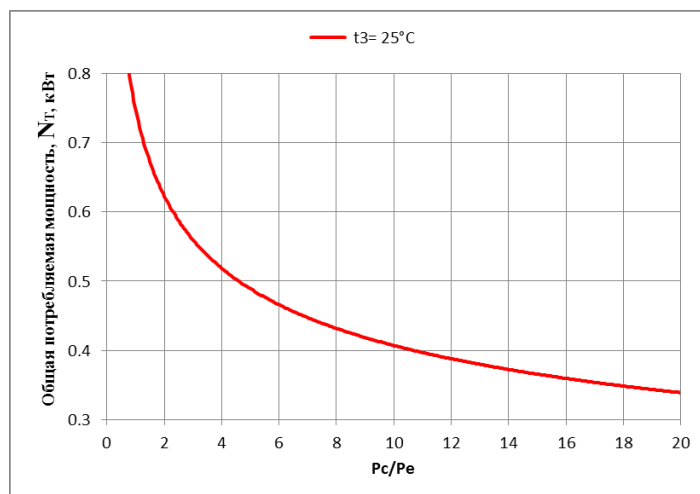


Рис. 4.19 – Соотношение отношения давлений и общего энергопотребления

Когда мощность, потребляемая компрессором теплового насоса, постоянна, это означает, что общее энергопотребление изменяется в зависимости от объемного расхода водяного пара, проходящего через вакуумный насос. Кривая на рисунке 4.19 дает достаточную информацию о потреблении системы, но этого недостаточно для оценки экономической составляющей системы, потому что это касается только потребления энергии.

Основное уравнение кривой, показанной на рисунке 4.19, представлено ниже:

$$N_T = 0.7484(P_c/P_e)^{-0.264} . \quad (4.32)$$

#### 4.1.3.5. Соотношение между отношением давлений $P_c/P_e$ и энергией дистилляции

В данной модели вода испаряется и конденсируется в одной и той же системе, поэтому потребляемая энергия включает энергию, необходимую для обоих процессов. На рисунке 4.20 проводится сравнение по соотношению отношения давлений  $P_c/P_e$  и энергии дистилляции. Давление в конденсаторе постоянно для каждой ситуации. Температура хладагента, выходящего из конденсатора, постоянна и составляет  $25^\circ\text{C}$ . Давление внутри сосудов, в которых испаряется вода и конденсируется конденсат, также постоянно и

равно 2,5 кПа. Температура воды и водяного пара постоянны и равны 21°C. Хладагент на входе в компрессор нагревается до 20°C. Три кривые на рисунке 4.20 иллюстрируют потребность установки в энергии на единицу массы при различном давлении в конденсаторе.

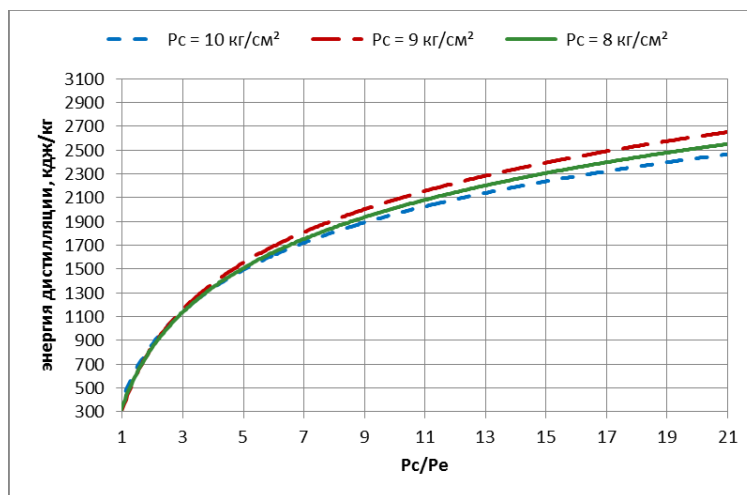


Рис 4.20 – Соотношение отношения давлений  $P_c/P_e$  и энергии дистилляции

Связь отношения давлений с энергией дистилляции прямо пропорциональная. Следующие уравнения определяют кривые на рисунке 4.20 при давлении конденсатора равном 10, 9 и 8 бар соответственно:

$$\mathcal{E}_d = 677.71 \ln(P_c/P_e) + 402.26 , \quad (4.33)$$

где  $\mathcal{E}_d$  – энергия, необходимая для дистилляции, кДж/кг;

$$\mathcal{E}_d = 766.07 \ln(P_c/P_e) + 320.1 , \quad (4.34)$$

$$\mathcal{E}_d = 725.99 \ln(P_c/P_e) + 341.11 . \quad (4.35)$$

Нормальное количество тепла, необходимое для испарения воды при стандартном атмосферном давлении, составляет 2257 кДж/кг, чтобы получить насыщенный водяной пар при 100°C, и такое же количество тепла необходимо отвести, чтобы получить дистиллированную воду. Следовательно, общая энергия дистилляции в традиционных системах была более 4514 кДж/кг, что в 4 раза больше, чем в худшем варианте системы данной модели.



#### 4.1.3.6. Влияние отношения давлений $P_c/P_e$ на количество дистиллированной воды

Главный продукт в данной системе – дистиллированная вода. Источником энергии для испарения и конденсации воды является тепловой насос. Отношение давлений оказывает значительное влияние на работу теплового насоса, так что это должно сказаться на количестве дистиллированной воды (рис.4.21). Рабочее состояние этой системы отображено в разделе 4.1.3.5.

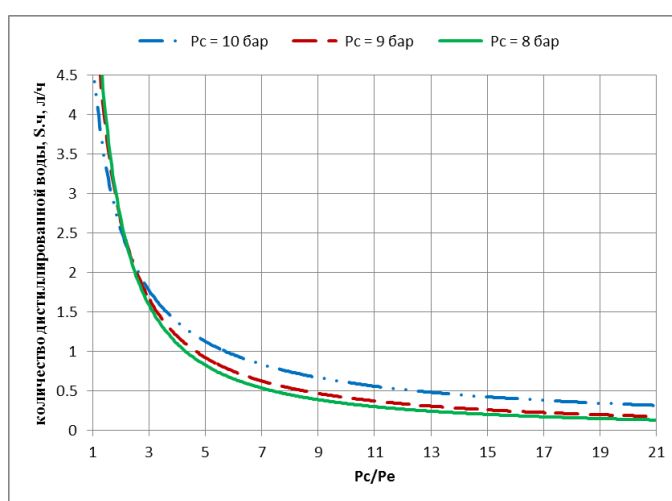


Рис. 4.21 – Соотношение отношения давлений и количества дистиллированной воды

Количество дистиллированной воды уменьшается при увеличении отношения давлений, что означает, что приращение отношения давлений отрицательно сказывается на работе системы. Значения, полученные в результате математического моделирования, приводят к кривым на рисунке 4.21, которые определяются следующими уравнениями:

кривая ( $P_c = 10$  бар)

$$S.ч = 4.7199 (P_c/P_e)^{-0.89}, \quad (4.36)$$

где  $S.ч$  – количество дистиллированной воды (л/ч),

кривая ( $P_c = 9$  бар)

$$S.ч = 5.9344 (P_c/P_e)^{-1.157}, \quad (4.37)$$

кривая ( $P_c = 8$  бар)

$$S.ч = 6.5174 (P_c/P_e)^{-1.285}. \quad (4.38)$$

#### **4.1.3.7. Влияние отношения давлений $P_c/P_e$ на потребляемую мощность на литр дистиллированной воды**

Стоимость продукта оценивается с помощью нескольких переменных, одной из которых является потребление энергии. В этой ситуации потребление энергии является наиболее важным фактором для оценки стоимости. Отношение давлений является основным параметром, влияющим на другие переменные в этой системе, поэтому его можно рассматривать как показатель энергопотребления на единицу продукта. Результаты на рисунке 4.20 можно рассматривать как показатель потребления мощности на литр дистиллированной воды. В системе, которая работает в таких же условиях как в этом исследовании, могут быть использованы результаты, представленные на рисунке 4.20, для расчета стоимости дистиллированной воды независимо от размера системы, если различия только в массовом расходе продукта.

#### **4.1.4. Допущения и результаты для водяной стороны настоящей системы, при отсутствии нагрева хладагента перед входом в компрессор**

Одним из важных аспектов этого исследования является доказательство технических преимуществ улучшенных систем, которые нагревают хладагент перед сжатием. В этой части исследования проводится сравнение *простых систем*, в которых хладагент входит в компрессор в состоянии насыщенного пара, и *улучшенных систем*, в которых хладагент перегревается перед процессом сжатия. Те же пункты, что и в разделе 4.1.3, будут повторены в этой части, чтобы проиллюстрировать результаты этого исследования.

#### 4.1.4.1. Связь между отношением давлений и массовым расходом дистиллированной воды

Массовый расход дистиллированной воды равен массовому расходу водяного пара через вакуумный насос. Состояние водяного пара зависит от его давления и температуры. Вакуумный насос снижает давление, чтобы вызвать кипение при температуре ниже, чем при атмосферном давлении (см. рис. 4.22).

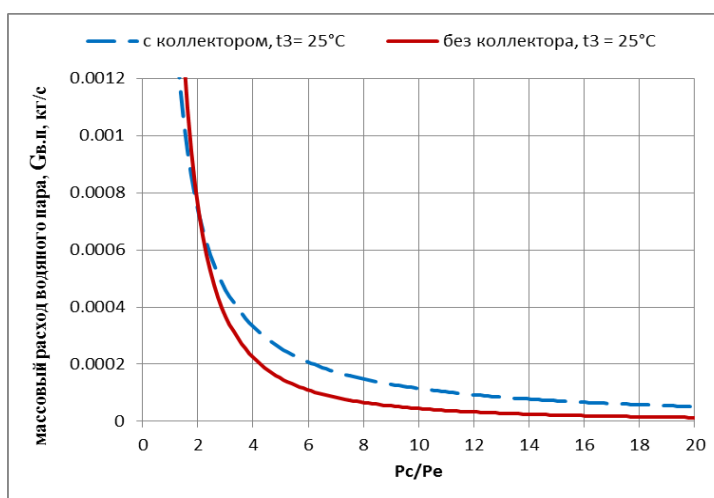


Рис. 4.22 – Соотношение между отношением давлений  $P_c/P_e$  и массового расхода дистиллированной воды в простой и улучшенной системах

Рабочие условия в системах, показанных на рисунке 4.22: давление конденсатора 9 бар, температура хладагента в конце процесса конденсации 25°C. На рисунке 4.22 показаны две кривые, одна из них (с коллектором,  $t_3 = 25^\circ\text{C}$ ) была показана ранее на рисунке 4.16. Определяет эту кривую уравнение 4.34. Вторая кривая (без коллектора,  $t_3 = 25^\circ\text{C}$ ) представляет результаты для системы с простым тепловым насосом, в которой хладагент поступает в компрессор в состоянии насыщенного пара. Эта кривая описывается уравнением:

$$G_B = 0.0025(P_c/P_e)^{-1.751} . \quad (4.39)$$

Как видно из графика, первый вариант является наиболее подходящим, в том случае, когда отношение давлений в системе высокое.

#### 4.1.4.2. Связь между отношением давлений и объемным расходом водяного пара

Целью определения объемного расхода пара дистиллированной воды является оценка потребляемой вакуумным насосом мощности. На этом этапе проводится сравнение между системой, которая нагревает хладагент, поступающий в компрессор, и системой без дополнительного нагрева (рис. 4.23).

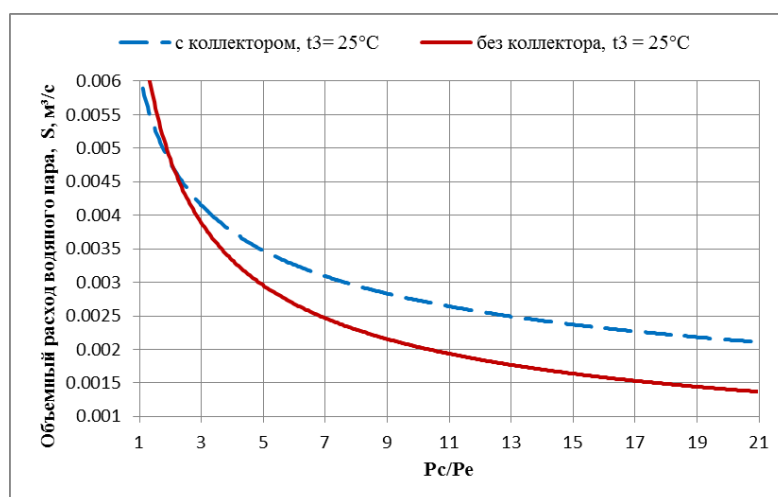


Рис 4.23 – Соотношение между отношением давлений и объемным расходом водяного пара в простых и в улучшенных системах

Условия работы в этом случае такие же, как в разделе 4.1.4.1. Объемный расход является функцией массового расхода водяного пара. Плотность водяного пара зависит от его температуры, поэтому он охлаждается испарителем теплового насоса для повышения его плотности перед входом в вакуумный насос, что позволит снизить энергопотребление вакуумного насоса. Первая кривая (с коллектором,  $t_3 = 25^\circ\text{C}$ ) уже рассматривалась в разделе 4.1.3.2, а вторая кривая (без коллектора,  $t_3 = 25^\circ\text{C}$ ) определяется следующим уравнением:

$$S = 0.007(P_c/P_e)^{-0.537} . \quad (4.40)$$

#### 4.1.4.3. Соотношение между отношением давлений и мощностью, потребляемой вакуумным насосом

Мощность, потребляемая вакуумным насосом, напрямую связана с объемным расходом водяного пара, когда разница давлений между его входом и выходом постоянна. Чтобы провести сравнение между простой системой и улучшенной системой, перепад давления в вакуумном насосе должен быть постоянным, чтобы можно было узнать влияние отношения давлений на их работу. На рисунке 4.24 показаны оба варианта.

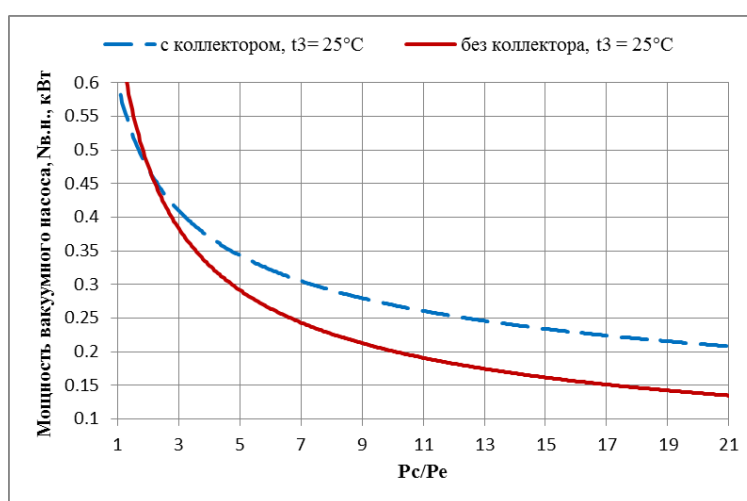


Рис 4.24 – Соотношение между отношением давлений и потребляемой вакуумным насосом мощностью в простых и улучшенных системах

Температура хладагента на выходе из конденсатора, а также давление в конденсаторе в разделе 4.1.4.1 были одинаковыми для обеих ситуаций. Первая кривая (с коллектором,  $t_3 = 25^\circ\text{C}$ ) и ее определяющая формула показаны в разделе 4.1.3.3. Вторая кривая (без коллектора,  $t_3 = 25^\circ\text{C}$ ) описывает простые системы и определяется следующим уравнением:

$$N_{\text{в.на.}} = 0.963(P_c/P_e)^{-0.537} . \quad (4.41)$$

#### 4.1.4.4. Соотношение между отношением давлений и общим потреблением энергии

Простая система потребляет больше энергии, чем усовершенствованные системы, когда отношение давлений низкое, потому что количество дистиллированной воды, получаемое простой системой, в этом состоянии больше, чем количество, произведенное улучшенной системой. Но при увеличении отношения давлений  $P_c/P_e$ , активность простой системы уменьшается так, что количество производимой дистиллированной воды, а также потребление энергии простой системой становится значительно меньше, чем улучшенной (рис. 4.25).

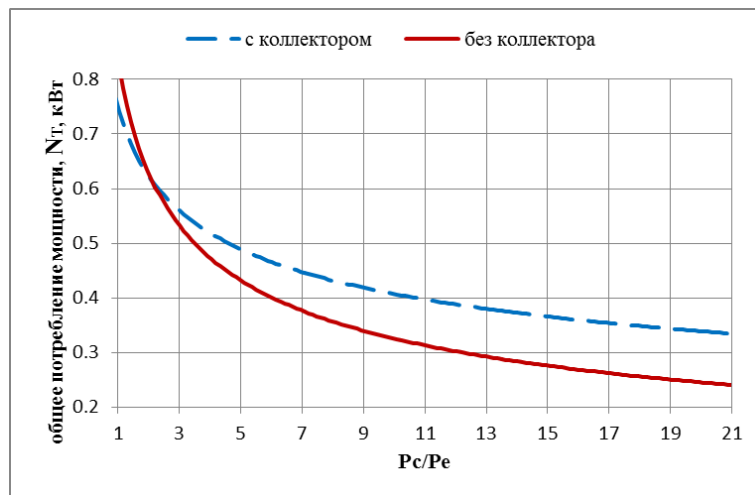


Рис. 4.25 – Взаимосвязь между отношением давлений и общим энергопотреблением в простых и в улучшенных системах

Кривая (с коллектором) показана в 4.1.3.4, а вторая кривая (без коллектора) определяется следующим уравнением:

$$N_T = 0.8338(P_c/P_e)^{-0.409} . \quad (4.42)$$

#### 4.1.4.5. Соотношение между отношением давлений и энергией дистилляции (кДж/кг)

В разделе 4.1.3.5 обсуждалась энергия дистилляции для улучшенных систем, в которых хладагент нагревается перед процессом сжатия (рис. 4.26).

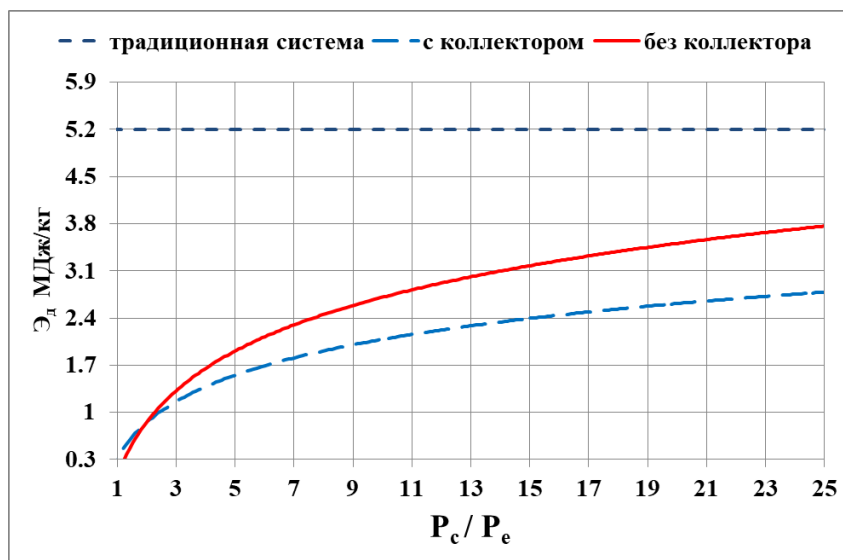


Рис 4.26 – Соотношение между отношением давлений и энергией дистилляции в простых и улучшенных системах

На рисунке 4.26 рабочие условия в простой системе аналогичны условиям улучшенной системе: температура хладагента на выходе из конденсатора  $25^{\circ}\text{C}$ , давление в конденсаторе 9 бар. В обеих системах энергия дистилляции прямо пропорциональна отношению давлений, но простая система больше подходит в случаях, когда отношение давлений низкое, потому что угол наклона кривой простой системы больше, чем улучшенной. Уравнение 4.43 определяет кривую с коллектором, как показано в разделе 4.1.3.5, а кривая без коллектора определяется уравнением:

$$\mathcal{E}_d = 1152.5 \ln(P_c/P_e) + 55.536 . \quad (4.43)$$

#### 4.1.4.6. Влияние отношения давлений на количество дистиллированной воды

Количество полученной воды зависит от количества энергии, подаваемой в систему дистилляции. Количество отводимого и поглощаемого тепла в несколько раз больше, чем расходуется на его работу, поэтому данная система является одной из самых эффективных систем в мире. В этом исследовании будет выбрано наилучшее состояние, в котором тепловой насос дает наилучший результат, так что для достижения этой цели изучаются различные случаи. В разделе 4.1.3.6 хладагент был перегрет перед процессом сжатия. Теперь ситуация из раздела 4.1.3.6 будет сравниваться с простой системой, которая работает при том же давлении конденсатора 9 бар, и разница заключается в состоянии хладагента, поступающего в компрессор (рис. 4.27).

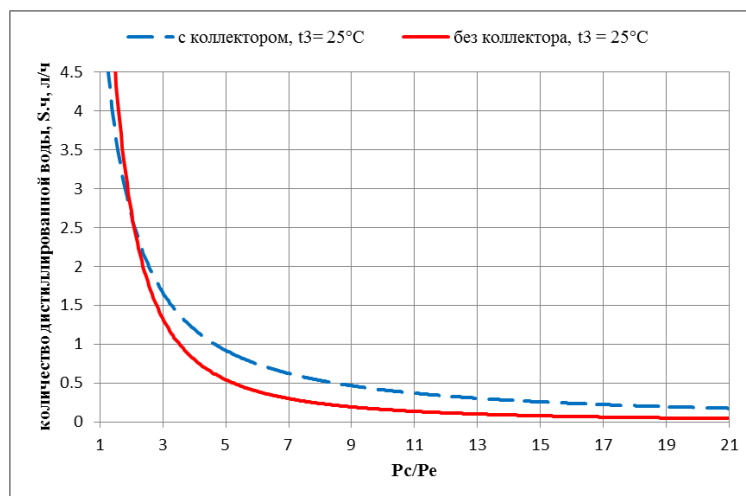


Рис. 4.27 – Соотношение между отношением давлений и количеством дистиллированной воды в час в простых и улучшенных системах

Уравнение кривой (с коллектором,  $t_3 = 25^\circ\text{C}$ ) это уравнение 4.37, а кривая (без коллектора,  $t_3 = 25^\circ\text{C}$ ) описывается следующей формулой:

$$S, \text{ ч} = 9.1141 (P_c/P_e)^{-1.751} . \quad (4.44)$$



## 4.2. Практические результаты исследования

Значения в таблице 2.1 представляют собой реальные случаи исследования системы, показанной на рисунке 4.28, которая является улучшенной системой для дистилляции воды, изготовлена в лаборатории инженерно–технического колледжа г. Мосул – Северного технического университета в Ираке (рис. 4.28).



Рис 4.28 – Прототип системы дистилляции воды, построенный в инженерно-техническом колледже Мосула– Северного технического университета в Ираке

В дальнейшем будет повторяться та же процедура, что и в разделе 4.1, чтобы получить зависимости, полученные в практической части этого исследования и провести сравнение теоретических и практических результатов.

### 4.2.1. Зависимости отношения давлений реального цикла

Как и во всех пунктах этого исследования, отношение давлений считается наиболее важным фактором, влияющим на работу теплового насоса. Тепловой насос в данном исследовании является источником

энергии, используемой для перегонки воды, так что отношение давлений  $P_c/P_e$  влияет на другие переменные в этой системе.

#### 4.2.1.1. Соотношение между отношением давлений и потреблением энергии компрессора теплового насоса в простых и улучшенных системах

Одна из частей этой модели, потребляющая энергию, – это компрессор теплового насоса. Несколько переменных, таких как перепад давления в компрессоре, плотность хладагента на входе компрессора, изоэнтропическая эффективность процесса сжатия, электрические потери и КПД электродвигателя и т. д., влияют на потребление мощности компрессора. Однако в данной работе влияние отношения давлений рассматривается как наиболее важный фактор, определяющий поведение системы (рис. 4.29).

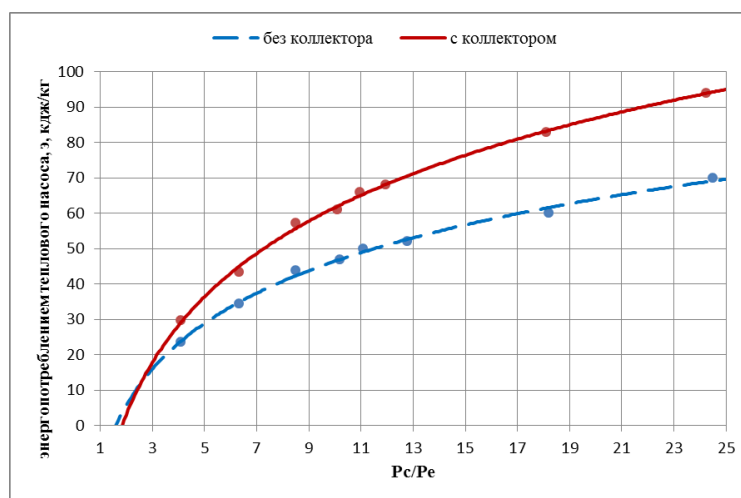


Рис 4.29 – Потребление энергии в простом и улучшенном цикле теплового насоса

Система, улучшенная за счет дополнительного теплообменника, будет потреблять энергии больше, чем простой цикл при высоком отношении давлений, поскольку плотность хладагента, поступающего в компрессор, будет уменьшаться по мере увеличения его температуры. Кривые, представленные на рис. 4.29, описываются следующими уравнениями:

установка с коллектором -

$$\varepsilon = 36.45 \ln(P_c/P_e) - 22.264 , \quad (4.45)$$

установка без коллектора -

$$\varepsilon = 25.341 \ln(P_c/P_e) - 11.878. \quad (4.46)$$

#### 4.2.1.2. Соотношение между отношением давлений и массовым расходом хладагента в простых и улучшенных системах

Сопротивление при течении хладагента будет выше при большой разнице давлений, поэтому массовый расход хладагента обратно пропорционален отношению давлений теплового насоса. Из сравнения, показанного на рисунке 4.30, можно сделать вывод, что массовый расход хладагента в простой системе относительно больше, чем в улучшенной системе, поскольку плотность хладагента, поступающего в компрессор, в случае простой системы больше, чем в улучшенной системе (рис. 4.30).

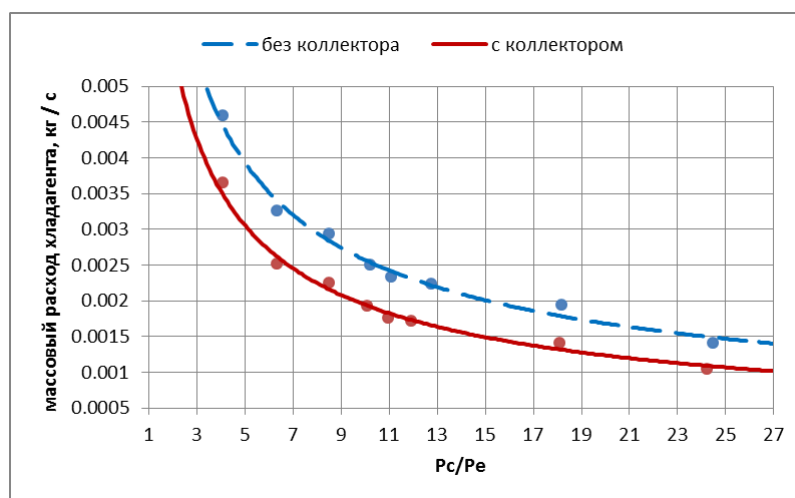


Рис 4.30 – Зависимость массового расхода хладагента от отношения давлений в простой и улучшенной системе

Разница в массовом расходе между простой и улучшенной системами уменьшается по мере того, как отношение давлений становится больше 25. Формулы 4.47 и 4.48 являются уравнениями кривых для установки:

с коллектором -

$$G_{\text{хол.}} = 0.0105(P_c/P_e)^{-0.612}, \quad (4.47)$$

без коллектора -

$$G_{\text{хол.}} = 0.0087(P_c/P_e)^{-0.652}. \quad (4.48)$$

В проведенном исследовании из рисунков 4.2 и 4.30 выясняется разница между результатами теоретических предположений и фактическими результатами, полученными в системе, показанной на рисунке 4.28.

#### 4.2.1.3. Соотношение между отношением давлений и коэффициентом производительности в режиме нагрева (*НСОР*) в простых и улучшенных системах

Тепловые насосы отличаются своей эффективностью, поскольку они отводят в несколько раз больше тепловой энергии, чем используется для их работы. Как известно, тепловой насос отводит тепло от конденсатора, так что коэффициент производительности в режиме нагрева напрямую зависит от этого фактора. В настоящую часть исследования входит сравнение простой и улучшенной системы, чтобы доказать преимущество улучшенной системы (рис. 4.31).

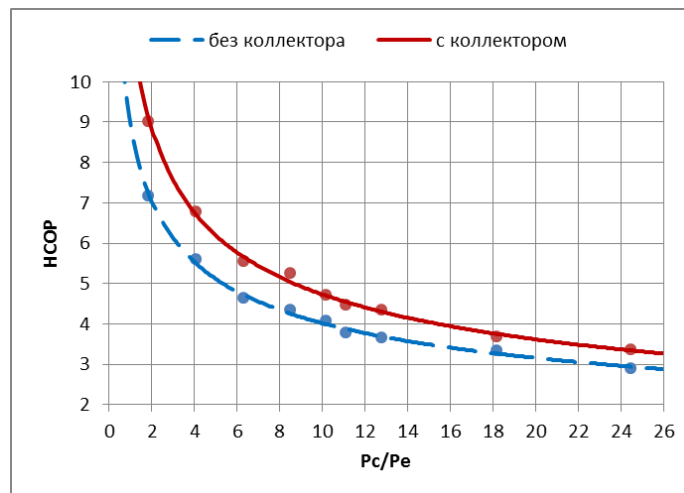


Рис 4.31 – Соотношение отношения давлений и коэффициента производительности в режиме нагрева в простой и улучшенной системе

Из рисунка 4.31 ясно, что производительность улучшенной системы за счет нагрева хладагента перед сжатием, лучше, чем у простой системы, то есть улучшенная система больше подходит для данной работы.

Уравнение 4.49 представляет собой уравнение, описывающее работу системы без коллектора -

$$HCOP = 8.9675(P_c/P_e)^{-0.348} , \quad (4.49)$$

с коллектором -

$$HCOP = 11.564(P_c/P_e)^{-0.388} . \quad (4.50)$$

#### **4.2.1.4. Соотношение между отношением давлений $P_c/P_e$ и коэффициентом производительности в режиме охлаждения ( $CCOP$ ) в простых и улучшенных системах**

Испаритель в данной установке предназначен для конденсации водяного пара при постоянном давлении путем охлаждения. Чтобы использовать преимущества обеих тепловых сторон теплового насоса, каждая тепловая сторона была включена внутри емкости, в которой она выполняет свою работу. Испаритель находится внутри колонны, задерживая водяной пар. Коэффициент производительности в режиме охлаждения зависит от количества тепла, поглощаемого испарителем. Результаты теоретического предположения показаны на рисунке 4.4, тогда как рисунок 4.32 иллюстрирует реальные результаты, полученные от реальной системы, показанной на рисунке 4.28.

Поведение кривых на рисунке 4.32 аналогично тому, что на рисунке 4.31, но единственная разница заключается в безразмерной величине производительности, поскольку отвод тепла от конденсатора больше, чем поглощается испарителем.

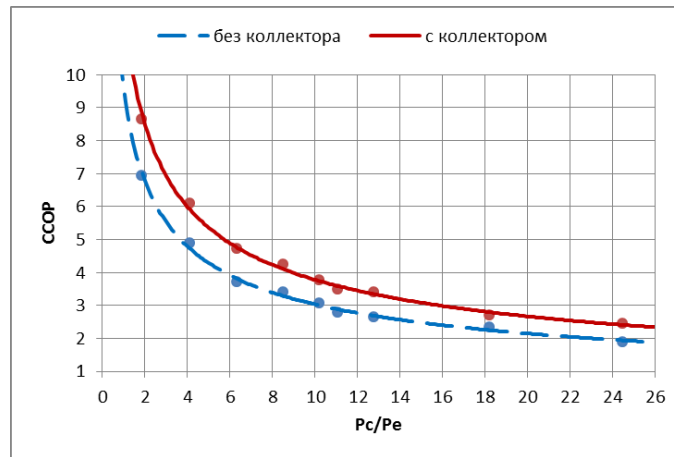


Рис 4.32 – Соотношение отношения давлений и коэффициента производительности в режиме охлаждения в простой и улучшенной системе.

Следующие формулы являются уравнениями кривых на рисунке 4.32:

установка без коллектора -

$$COP = 9.5645(P_c/P_e)^{-0.498} , \quad (4.51)$$

установка с коллектором -

$$COP = 12.037(P_c/P_e)^{-0.503} . \quad (4.52)$$

#### 4.2.2. Влияния отношения давлений на водяной цикл в простых и улучшенных системах тепловых насосов

Источником тепла для испарения поступающей воды является конденсатор классического теплового насоса. Температура источника тепла не может достичь температуры кипения воды при атмосферном давлении, поэтому давление в емкости, содержащей неочищенную воду, нужно уменьшить, чтобы вызвать ее кипение при температуре источника тепла.

##### 4.2.2.1. Соотношение между отношением давлений и массовым расходом дистиллированной воды как в простых, так и в улучшенных системах

Массовый расход дистиллированной воды такой же, как и у испарившегося водяного пара, поскольку водяной пар течет непосредственно из емкости с неочищенной водой в конденсационную колонну, содержащую испаритель теплового насоса, как показано на схематической диаграмме на

рисунке 2.7. Отношение давлений теплового насоса влияет на массовый расход дистиллированной воды, потому что он учитывается как показатель работы теплового насоса (рис. 4.33).

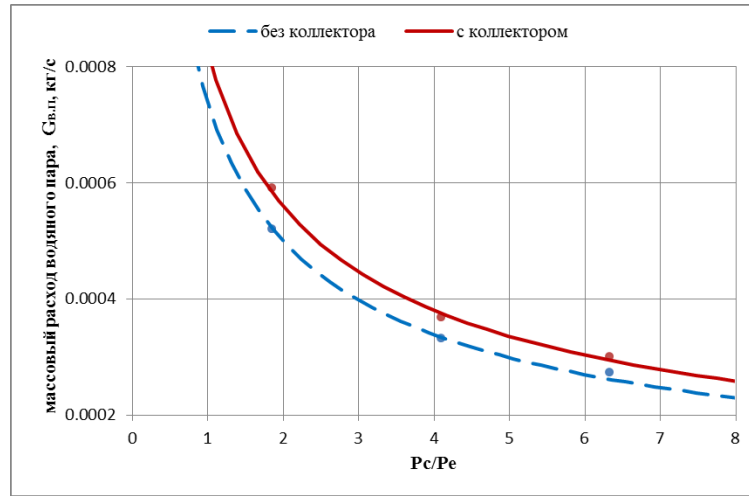


Рис. 4.33 – Соотношение отношения давлений и массового расхода дистиллированной воды в простой и улучшенной системе

В теоретическом предположении температура воды принималась постоянной 21°C, но на самом деле очень трудно сделать температуру постоянной. Каждая переменная в практической ситуации со временем изменяется. Показания приборов подтверждают это явление.

Из рисунка 4.33 ясно, что с использованием улучшенного цикла получается большее количество дистиллированной воды. Уравнения 4.53 и 4.54 определяют показанные кривые для простой (без коллектора) и улучшенной (с коллектором) системы соответственно:

без коллектора -

$$G_B = 0.0007(P_c/P_e)^{-0.562}, \quad (4.53)$$

с коллектором -

$$G_B = 0.0008(P_c/P_e)^{-0.556}. \quad (4.54)$$

#### 4.2.2.2. Соотношение между отношением давлений и объемным расходом водяного пара в простых и улучшенных системах

Необходимость расчета объемного расхода водяного пара заключается в расчете мощности вакуумного насоса. Мощность, потребляемая вакуумным насосом, зависит от объемного расхода водяного пара, а также от разницы давлений между всасывающей и нагнетательной линиями (рис. 4.34).

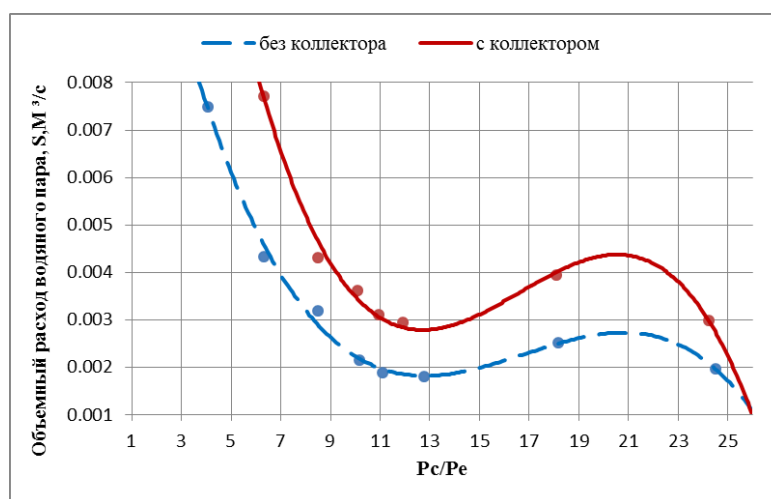


Рис. 4.34 – Соотношение отношения давлений и объемного расхода дистиллированной воды в простой и улучшенной системе

Из рисунка 4.34 ясно, что объемный расход водяного пара в случае улучшенной системы больше, что означает, что улучшенный цикл будет нуждаться в большей механической мощности для откачки водяного пара, поскольку разница давлений между всасывающей и нагнетательной линиями вакуумного насоса одинакова в обоих случаях. Уравнения, которыми описываются кривые на рисунке 4.34 показаны ниже:

без коллектора -

$$S = -4 * 10^{-6}(P_c/P_e)^3 + 0.0002(P_c/P_e)^2 - 0.0029(P_c/P_e) + 0.0163 , \quad (4.55)$$

с коллектором -

$$S = -7 * 10^{-6}(P_c/P_e)^3 + 0.0003(P_c/P_e)^2 - 0.0052(P_c/P_e) + 0.029 . \quad (4.56)$$



#### 4.2.2.3. Соотношение между отношением давлений и мощностью, потребляемой вакуумным насосом реальной системы

Энергопотребление вакуумного насоса зависит от объемного расхода водяного пара. В большинстве случаев вакуумный насос вращается за счет электродвигателя. Жидкость, протекающая через насос, влияет на его эффективность, поэтому если насос будет работать непрерывно, когда система не производит водяного пара, это приведет к снижению давления на всасывающей линии, что снизит эффективность насоса, и приведет к увеличению расхода энергии. Кривая на рисунке 4.35 представляет значения механической мощности, обеспечиваемой вакуумным насосом для всасывания водяного пара из резервуара, содержащего неочищенную воду, для обеспечения ее кипения при температуре ниже, чем при атмосферном давлении.

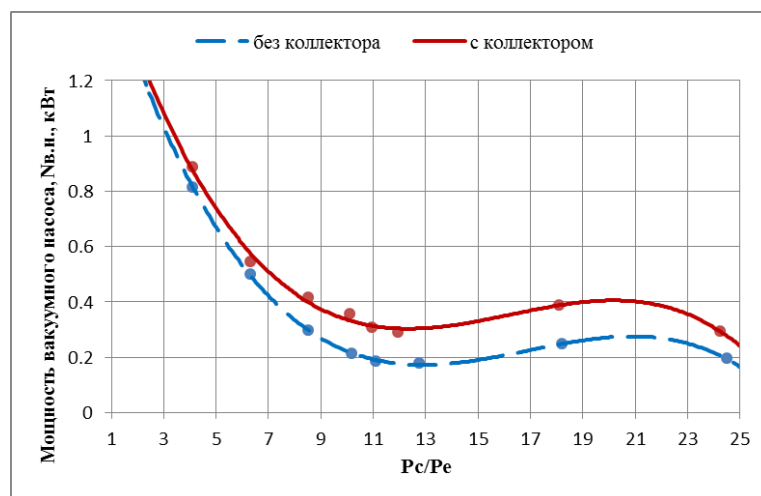


Рис. 4.35 – Соотношение отношения давлений и мощности, обеспечиваемой вакуумным насосом

Объемный расход водяного пара был рассчитан из массового расхода водяного пара, возникающего в результате испарения неочищенной воды, которая поглощает тепло из конденсатора теплового насоса. Теоретический объемный расход вакуумного насоса не был включен в этот расчет, чтобы иметь возможность использовать любой тип вакуумного насоса. Фактически,

теоретический объемный расход приблизительно равен объему, использованному в данном расчете, поскольку установка имеет небольшие размеры. Фактическая потребляемая мощность немного больше, чем включенная в это исследование, в зависимости от КПД вакуумного насоса, который находится в диапазоне 85–95%. Уравнение кривых на рисунке 4.35 имеют вид:

без коллектора -

$$N_{\text{в.на.}} = -0.0004(P_c/P_e)^3 + 0.0203(P_c/P_e)^2 - 0.3239(P_c/P_e) + 1.831, \quad (4.57)$$

с коллектором -

$$N_{\text{в.на.}} = -0.0004(P_c/P_e)^3 + 0.0207(P_c/P_e)^2 - 0.3162(P_c/P_e) + 1.8561. \quad (4.58)$$

#### 4.2.2.4. Соотношение между отношением давлений и общим потреблением энергии реальной системы

Чтобы определить стоимость дистиллированной воды по значению энергии, необходимо знать общую мощность, потребляемую системой. Два элемента данной установки потребляют внешнюю энергию для работы системы: первый – это компрессор теплового насоса, второй – вакуумный насос. Суммирование потребляемой ими мощности приводит к результату на рисунке 4.36.

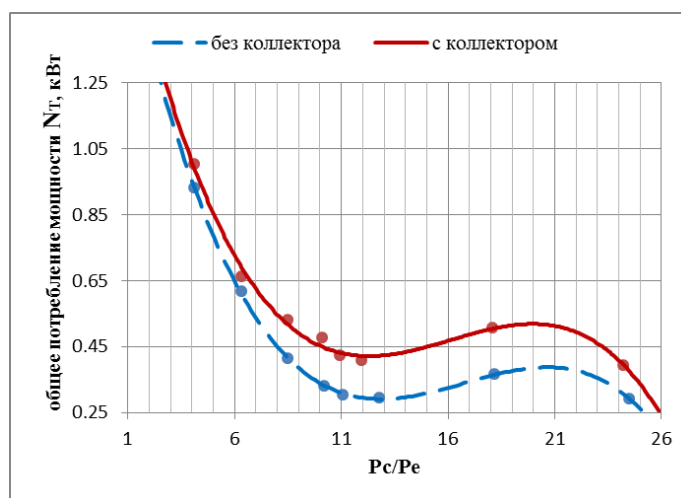


Рис. 4.36 – Соотношение между отношением давлений и общим потреблением энергии реальной системой

Общая потребляемая мощность, зависимость для которой, показана на рисунке 4.36, может быть определена по уравнениям:

с коллектором -

$$N_T = -0.0004(P_c/P_e)^3 + 0.021(P_c/P_e)^2 - 0.3191(P_c/P_e) + 1.9795, \quad (4.59)$$

без коллектора -

$$N_T = -0.0004(P_c/P_e)^3 + 0.0206(P_c/P_e)^2 - 0.3266(P_c/P_e) + 1.954. \quad (4.60)$$

#### 4.2.2.5. Соотношение между отношением давлений и энергией дистилляции реальной системы

Основное назначение данного устройства – уменьшение энергии дистилляции воды, поскольку традиционные системы потребляют много тепловой энергии для дистилляции воды. Если неочищенная вода поступает в традиционную систему при 20°C и выходит в виде дистиллированной воды при той же температуре, это означает, что потребление энергии для этого процесса равно 5184,16 кДж/кг. Рисунок 4.37 показывает это сравнение с традиционной системой.

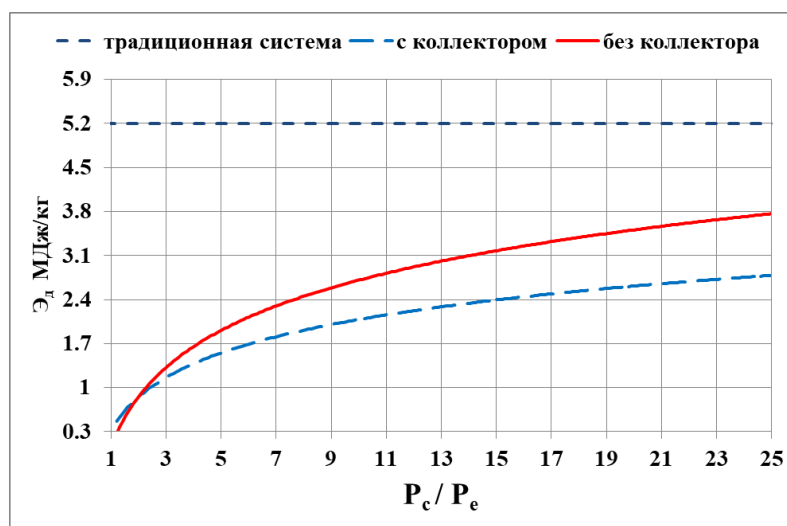


Рис. 4.37 – Соотношение отношения давлений и энергии дистилляции в традиционной и улучшенной системе

Из рисунка 4.37 видно, что существует большая разница в энергии, затраченной на дистилляцию между традиционной системой и системой,

улучшенной за счет использования теплового насоса. Верхняя линия (традиционная система) представляет величину потребления энергии традиционной системой, а нижняя кривая (с коллектором) является результатом соотношения отношения давлений и энергии дистилляции в улучшенной системе. Следующее уравнение является формулой кривой, описывающей работу системы с коллектором:

$$\dot{E}_d = 1226.9 \ln(P_c/P_e) - 885.06 . \quad (4.61)$$

Так же, как и в улучшенной системе, результаты системы без солнечного коллектора проиллюстрированы уравнением 4.62:

$$\dot{E}_d = 1071.9 \ln(P_c/P_e) - 893.35 . \quad (4.62)$$

### **4.3. Промышленная реализация системы дистилляции воды**

Предлагаемая реальная система может обеспечить большое количество дистиллированной воды, которая является безопасным источником питьевой воды, а также может использоваться для промышленных и сельскохозяйственных целей.

Принципиальная схема, показанная на следующем рисунке, представляет промышленную реализацию системы, разработанную в данной работе. Все детали проиллюстрированы на рисунке 4.38.

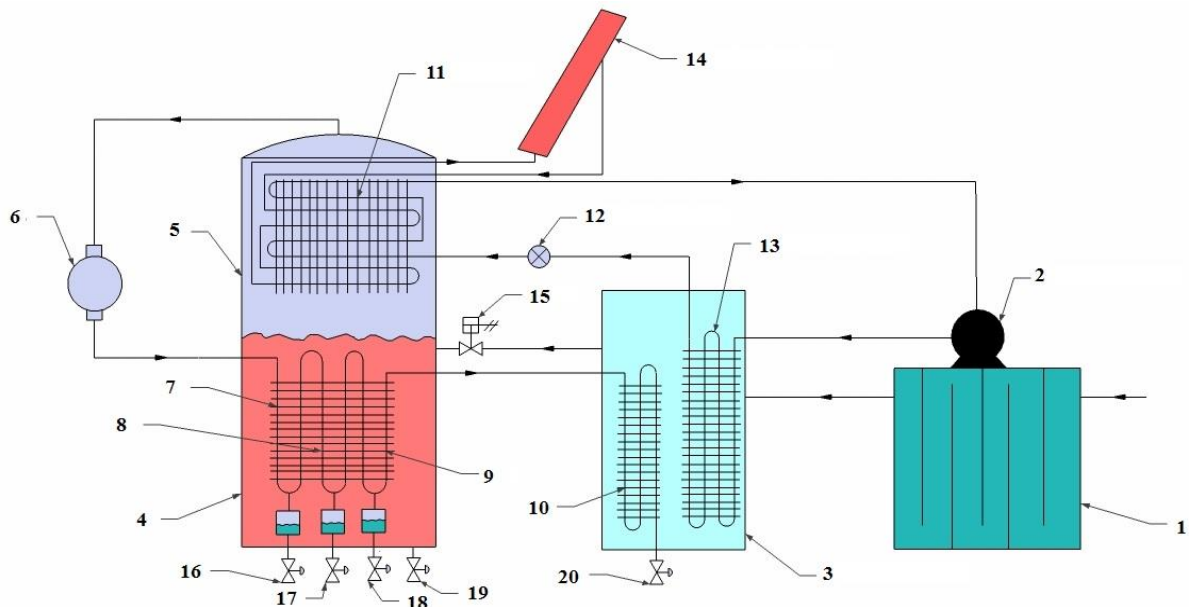


Рис. 4.38 –Принципиальная схема предлагаемой промышленной системы:

1- система предварительной обработки воды, 2- компрессор фреона, 3- колонна предварительного нагрева воды, 4- испаритель воды, 5- зона водяного пара в испарительной колонне, 6- вакуумный насос, 7- конденсатор воды первой секции, 8- конденсатор второй секции, 9- конденсатор воды третьей секции, 10- конденсатор четвертой секции, 11- комбинированный теплообменник, 12- расширительное устройство фреона, 13- Конденсатор фреона, 14- солнечный коллектор, 15- поплавковый клапан, 16- клапан водяного конденсатора первой ступени, 17- клапан водяного конденсатора второй ступени, 18- клапан водяного конденсатора третьей ступени, 19- клапан отвода соленой воды, 20- клапан водяного конденсатора четвертой ступени.

Компьютерная модель усовершенствованной системы дистилляции воды представлена на рисунке 4.39. Система в этом проекте будет обеспечивать дистиллированную воду с массовым расходом до 17,6 т / ч.

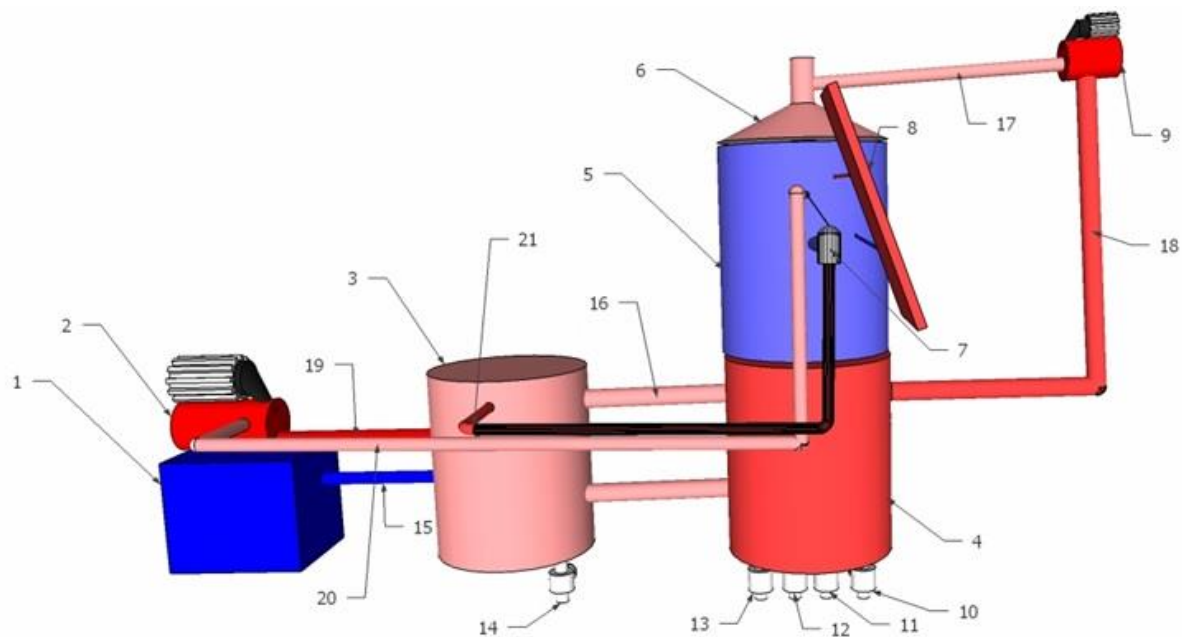


Рис. 4.39 –Виртуальная система, созданная компьютерной программой:

1- система предварительной обработки воды, 2- компрессор фреона, 3- колонна предварительного нагрева воды, 4- испаритель воды, 5- охладитель водяного пара, 6- конус сбора водяного пара, 7- расширительное устройство фреона, 8 - солнечный коллектор, 9 - вакуумный насос, 10 - клапан водяного конденсатора первой ступени, 11 - клапан водяного конденсатора второй ступени, 12 - клапан водяного конденсатора третьей ступени, 13 - клапан отвода соленой воды, 14 - клапан водяного конденсатора четвертой ступени, 15 - впускная труба сырой воды, 16 - передающая труба предварительно нагретой сырой воды, 17 - всасывающая труба водяного пара, 18 - труба отвода водяного пара, 19 - фреон трубка для выпуска газа, 20 - трубка для всасывания фреона, 21 - трубка для выпуска жидкого фреона.

#### 4.3.1. Математическая модель для термодинамической оптимизации

Для построения математической модели крупногабаритной системы дистилляции воды в данной работе, во-первых, необходимо смоделировать теплообменники для испарителя, конденсатора и дополнительного теплообменника.

Различные типы теплообменников используются для различных промышленных применений, и одним из важных типов является компактный теплообменник. Компактный теплообменник может быть пластинчато-ребристого или трубчато-ребристого типа. Пластинчато-ребристый теплообменник имеет высокую тепловую эффективность (поскольку ребра используются с обеих сторон для прерывания роста пограничного слоя),

большую площадь поверхности теплообмена на единицу объема и высокую теплопроводность из-за небольшой толщины пластины. Это приводит к уменьшению занимаемой площади, веса, потребности в энергии и стоимости. Термодинамическая оптимизация любой реальной системы всегда включает второй закон термодинамики. Метод «минимизации генерации энтропии (МГЭ)», основанный на втором законе, используется в качестве меры при оценке тепловых характеристик любой реальной системы, несовершенство которой обусловлено теплопередачей, массопереносом, потоком жидкости и другими процессами переноса. Генерация энтропии как количественная мера необратимости связана с теплопередачей и трением жидкости во время работы теплообменника и служит мерой потеряннного потенциала для работы или утраченной способности передавать тепло в случае теплообменника. Количество единиц генерации энтропии (Кэ) указывает на эту необратимость, связанную с потерянной работой или потерянным теплом. Таким образом, минимизация количества единиц генерации энтропии означает минимизацию необратимости системы, которая увеличивает доступную часть работы или теплопередачи. Наиболее подходящим типом теплообменников в данном исследовании является пластинчатый.

Согласно методологии Беджана [59], скорость генерации энтропии ( $\dot{S}$ ) для двух потоков жидкости может быть выражена через температуру и давление следующим образом:

$$\dot{S} = G_a \left[ c_{д,a} \ln \left( \frac{T_{a,2}}{T_{a,1}} \right) - R_a \ln \left( \frac{P_{a,2}}{P_{a,1}} \right) \right] + G_b \left[ c_{д,b} \ln \left( \frac{T_{b,2}}{T_{b,1}} \right) - R_b \ln \left( \frac{P_{b,2}}{P_{b,1}} \right) \right], \quad (4.63)$$

где  $c$  - коэффициент теплоемкости, Вт/К;  $G$  - массовый расход, кг/с;  $T_{a,2}$ ,  $T_{b,2}$ ,  $P_{a,2}$  и  $P_{b,2}$  - температура и давление на выходе жидкости а и жидкости b, соответственно, которые находятся при рассмотрении эффективности теплообменника как:

$$\varepsilon = \frac{c_a(T_{a,1}-T_{a,2})}{c_{min}(T_{a,1}-T_{b,2})} = \frac{c_a(T_{b,2}-T_{b,1})}{c_{min}(T_{a,1}-T_{b,2})}, \quad (4.64)$$

Выразим  $T_{a,2}$  и  $T_{b,2}$  из уравнения 4.64:

$$T_{a,2} = T_{a,1} - \left[ \varepsilon \frac{c_{min}}{c_a} (T_{a,1} - T_{b,1}) \right], \quad (4.65)$$

$$T_{b,2} = T_{b,1} - \left[ \varepsilon \frac{c_{min}}{c_a} (T_{a,1} - T_{b,1}) \right]. \quad (4.66)$$

Аналогично, учитывая падение давления обоих потоков жидкости, давление на выходе обоих потоков определяется выражением (см. на рис. 4.40):

$$P_{a,2} = P_{a,1} - \Delta P_a, \quad (4.67)$$

$$P_{b,2} = P_{b,1} - \Delta P_b, \quad (4.68)$$

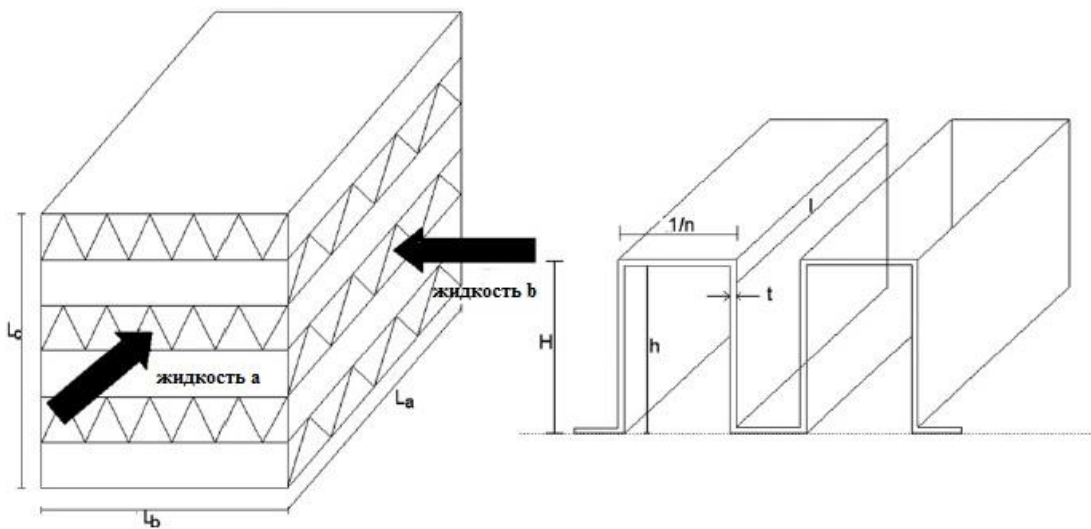


Рис. 4.40 – Пластинчатый теплообменник

Для теплообменника с перекрестным потоком, в котором обе жидкости не смешаны, эффективность определяется Incropera и DeWitt [89] как:

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[ \left( \frac{1}{c_r} \right) NTU^{0.23} [\exp(-c_r NTU^{0.78}) - 1] \right], \quad (4.69)$$

где  $\varepsilon$  - эффективность; NTU - количество единиц переноса. В формуле (4.69)

$$c_r = c_{min} / c_{max}. \quad (4.70)$$

Количество единиц переноса (NTU) рассчитывается как

$$\frac{1}{NTU} = \frac{c_{min}}{\alpha F} = c_{min} \left[ \frac{1}{(kF)_a} + \frac{1}{(kF)_b} \right], \quad (4.71)$$



где  $F$  - площадь поверхности теплообменника,  $\text{м}^2$ ;  $k$  - коэффициент конвективной теплоотдачи,  $\text{Вт} / \text{м}^2 \text{К}$ ;  $\alpha$ - общий коэффициент теплопередачи,  $\text{Вт}/\text{м}^2 \text{К}$ .

С учетом выражения для коэффициентов теплопередачи уравнение NTU упрощается как:

$$\frac{1}{NTU} = c_{min} \left[ \frac{1}{j_a c_{d,a} Pr_a^{-0.667} G_a} \frac{F_{ff,a}}{F_a} + \frac{1}{j_b c_{d,b} Pr_b^{-0.667} G_b} \frac{F_{ff,b}}{F_b} \right], \quad (4.72)$$

где  $j$  - фактор Колберна;  $c_d$  - удельная теплоемкость ( $\text{Дж}/\text{кг}\cdot\text{К}$ );  $Pr$  - число Прандтля;  $F_{ff}$ - площадь свободного сечения, для геометрии пластинчато-ребристого теплообменника, рассматриваемой в настоящей работе (показанной на рис. 4.38), она равна:

$$F_{ff,a} = (H_a - \delta_a)(1 - n_a \delta_a) L_b U_a, \quad (4.73)$$

$$F_{ff,b} = (H_b - \delta_b)(1 - n_b \delta_b) L_a U_b, \quad (4.74)$$

Аналогичным образом площади поверхности теплообмена для двух сторон получаются следующим образом:

$$F_a = L_a L_b U_a [1 + \{2n_a(H_a - \delta_a)\}], \quad (4.75)$$

$$F_b = L_a L_b U_b [1 + \{2n_b(H_b - \delta_b)\}], \quad (4.76)$$

где  $L$  - длина теплообменника,  $\text{м}$ ;  $U_a$  - количество слоев ребер для жидкости-а;  $U_b$  - количество слоев ребер для жидкости-б;  $H$ - высота ребра,  $\text{м}$ ;  $\delta$  - толщина ребра,  $\text{м}$ ;  $n$ - частота ребер.

Итак, общая площадь поверхности теплообмена рассматриваемого теплообменника определяется как

$$A = A_a + A_b = L_a L_b [U_a (1 + \{2n_a(H_a - \delta_a)\}) + U_b (1 + \{2n_b(H_b - \delta_b)\})], \quad (4.77)$$

Коэффициент Колберна ( $j$ ), необходимый для расчета коэффициента теплопередачи, дан Джоши [95] как:

если  $Re > 1500$ , то

$$j = 0.53(Re)^{-0.5} \left(\frac{l}{d_h}\right)^{-0.15} \left(\frac{s}{H-\delta}\right)^{-0.14}, \quad (4.78)$$

если  $Re \leq 1500$ , то

$$j = 0.21(Re)^{-0.4} \left(\frac{l}{d_h}\right)^{-0.24} \left(\frac{s}{H-\delta}\right)^{-0.02}, \quad (4.79)$$

где  $Re$  - число Рейнольдса;  $L$  - длина ребра, м;  $d_h$  - гидравлический диаметр, м;  $s$  - расстояние между ребрами, м. В формулах (4.78) и (4.79):

$$Re = \frac{Vd_h}{\mu} = \frac{G}{F_{ff}\mu}, \quad (4.80)$$

где  $V$  – удельный массовый расход – скорость потока массы, кг/м<sup>2</sup> с;  $\mu$  – вязкость, Н/м<sup>2</sup> с.

Для данной геометрии ребра гидравлический диаметр ( $d_h$ ) рассчитывается по формуле:

$$d_h = \frac{2(s-\delta)(H-\delta)}{s+(H-\delta)+\left(\frac{(H-\delta)\delta}{L}\right)}. \quad (4.81)$$

Кроме того, падение давления на трение для двух потоков жидкости дано Шахом и Секуличем [131] как

$$\Delta P_a = \frac{4f_a L_a V_a^2}{2\rho_b d_{h,a}} = \frac{2f_a G_a^2}{\rho_a} \frac{L_a}{d_{h,a} L_b^2 U_a^2 (H_a - \delta_a)^2 (1 - n_a \delta_a)^2}, \quad (4.82)$$

$$\Delta P_b = \frac{4f_b L_b V_b^2}{2\rho_b d_{h,b}} = \frac{2f_b G_b^2}{\rho_b} \frac{L_b}{d_{h,b} L_a^2 U_b^2 (H_b - \delta_b)^2 (1 - n_b \delta_b)^2}, \quad (4.83)$$

где  $f$  - коэффициент трения, определяемый по [95],

если  $Re \leq 1500$ , то

$$f = 8.12(Re)^{-0.74} \left(\frac{l}{d_h}\right)^{-0.41} \left(\frac{s}{H-\delta}\right)^{-0.02}, \quad (4.84)$$

если  $Re > 1500$ , то

$$f = 1.12(Re)^{-0.36} \left(\frac{l}{d_h}\right)^{-0.65} \left(\frac{s}{H-\delta}\right)^{-0.17}. \quad (4.85)$$

Кроме того, скорость теплопередачи рассматриваемой геометрии рассчитывается по формуле,

$$Q_h = \varepsilon c_{min}(T_{a,1} - T_{b,1}), \quad (4.86)$$

Наконец, количество единиц генерации энтропии определяется как [59]:

$$N_s = \frac{\dot{S}}{c_{max}}, \quad (4.87)$$

где  $\dot{S}$  - скорость производства энтропии (Вт/К).

Подставив все соответствующие значения, приведенное выше уравнение можно упростить и выразить как

$$N_s = \frac{c_a}{c_{max}} \left[ \ln \left( 1 - \varepsilon \frac{c_{min}}{c_a} \left( 1 - \frac{T_{b,1}}{T_{a,1}} \right) \right) - \frac{R_a}{c_{д,a}} \ln \left( 1 - \frac{\Delta P_a}{P_{a,1}} \right) \right] + \frac{c_b}{c_{max}} \left[ \ln \left( 1 - \varepsilon \frac{c_{min}}{c_b} \left( \frac{T_{a,1}}{T_{b,1}} - 1 \right) \right) - \frac{R_a}{c_{д,b}} \ln \left( 1 - \frac{\Delta P_b}{P_{b,1}} \right) \right]. \quad (4.88)$$

### 4.3.2. Теория конденсации Нуссельта на вертикальной поверхности

Этот метод будет использоваться для определения коэффициента конвективного теплообмена водяного пара вне труб, поскольку происходит изменение фазы жидкости во время потока вдоль трубы теплообменника:

$$\alpha = \frac{2\sqrt{2}}{3} \left( \frac{\rho_L g (\rho_L - \rho_g) h_{fg} k_L^3}{\mu_L \Delta T_{sat} L} \right)^{\frac{1}{4}}. \quad (4.89)$$

где  $\rho_L$  - плотность конденсатной жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $\rho_g$  - плотность паров жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $k_L$  - теплопроводность конденсатной жидкости, Вт/м·°С;  $\mu_L$  - динамическая вязкость конденсатной жидкости, Па·с;  $\Delta T_{sat}$ : разница между температурой насыщения и температурой стенок, °С.

## 4.4. Солнечная энергия в республике Ирак

Ирак - одна из стран с высокой интенсивностью солнечной радиации. Солнечное излучение эффективно в течение дня круглый год. Количество косвенного излучения выше, чем прямого излучения. Большая часть дня ясна, так что рассеяние солнечного излучения невелико. В [51] показана интенсивность солнечного излучения в любое время года. В результате исследования, проведенного в [51], найдено среднегодовое значение солнечной радиации, как показано на рисунке 4.41.

### Прямое нормальное облучение Ирак

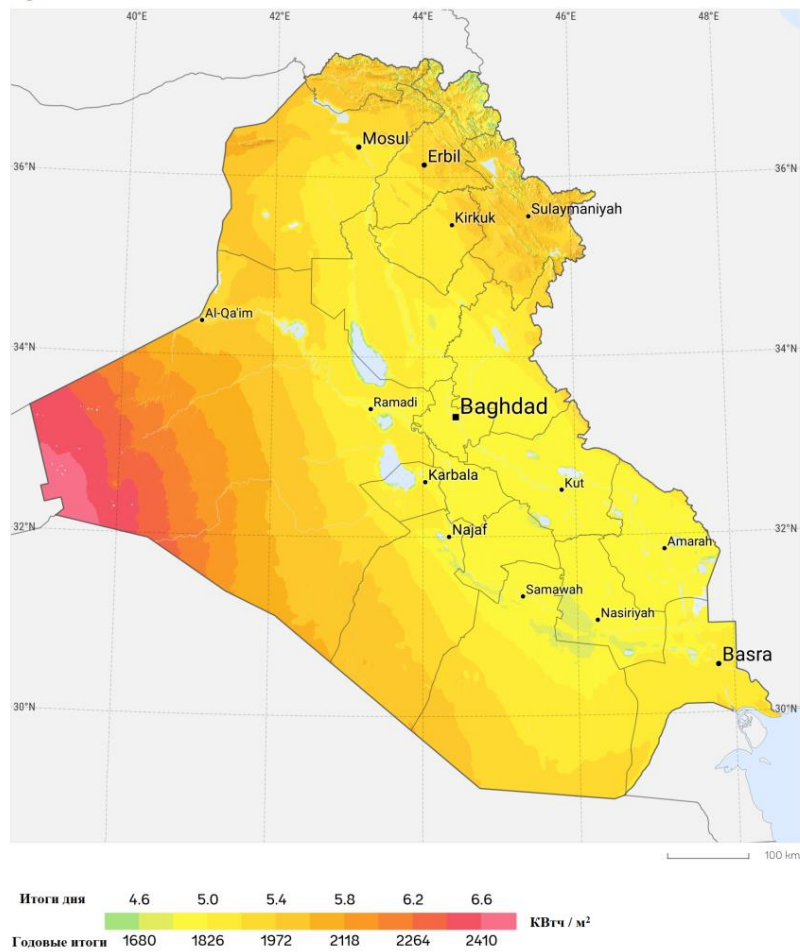


Рис. 4.41 – Среднегодовое значение солнечной радиации в республике Ирак

В том же исследовании [51] среднемесячное солнечное излучение проиллюстрировано рис. 4.42. В этой работе минимальная величина интенсивности солнечного излучения ( $120 \text{ кВт}\cdot\text{ч}/\text{м}^2$ ) используется в расчетах площади поверхности солнечного коллектора с помощью уравнения (3.49), чтобы обеспечить достаточное количество тепла, подводимого к хладагенту, входящему в компрессор теплового насоса.

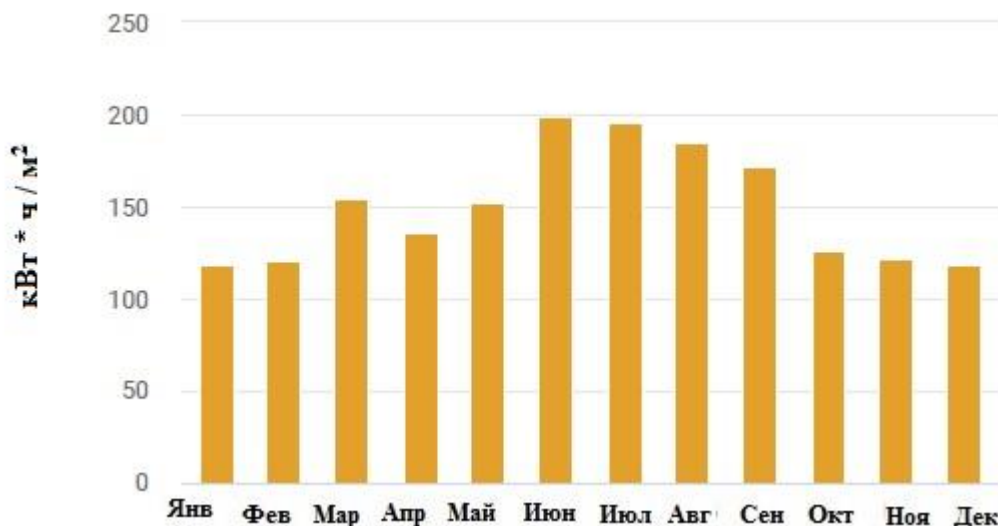


Рис. 4.42 – Среднемесячные значения солнечной радиации в Ираке

#### 4.5. Результаты расчета для промышленной системы дистилляции воды

В таблице 4.1 показаны исходные данные, аналогичные тем, которые показаны на принципиальной схеме системы (см. рис. 2.3). Температуры в разных точках системы соответствуют теоретической конструкции, что означает, что они одинаковы в системах разного размера. В рассматриваемой системе температура хладагента на выходе из компрессора будет изменяться в соответствии с увеличением давления в испарителе, поскольку увеличение давления в испарителе изменит температуру насыщения паров хладагента на выходе из испарителя. Результаты численных исследований по математической модели для системы промышленных масштабов при давлении в конденсаторе теплового насоса 10 бар представлены табл. 4.1, а результаты расчета всех рассматриваемых параметров в Приложении 2.

Таблица 4.1 – Значения переменных при давлении конденсатора теплового насоса 10 бар для системы, показанной на рисунке 2.3

Номер измерения	T <sub>1</sub>	T <sub>2</sub>	T <sub>3</sub>	T <sub>4</sub>	T <sub>5</sub>	T <sub>6</sub>	T <sub>7</sub>	T <sub>8</sub>
1	20	45	40	19	19	21	f(h <sub>B</sub> )	40
2	20	47	40	16	16	21	f(h <sub>B</sub> )	40

3	20	50	40	13	13	21	f(h <sub>B</sub> )	40
4	20	54	40	10	10	21	f(h <sub>B</sub> )	40
5	20	59	40	5	5	21	f(h <sub>B</sub> )	40
6	20	45	35	19	19	21	f(h <sub>B</sub> )	35
7	20	47	35	16	16	21	f(h <sub>B</sub> )	35
8	20	50	35	13	13	21	f(h <sub>B</sub> )	35
9	20	54	35	10	10	21	f(h <sub>B</sub> )	35
10	20	59	35	5	5	21	f(h <sub>B</sub> )	35
11	20	45	30	19	19	21	f(h <sub>B</sub> )	30
12	20	47	30	16	16	21	f(h <sub>B</sub> )	30
13	20	50	30	13	13	21	f(h <sub>B</sub> )	30
14	20	54	30	10	10	21	f(h <sub>B</sub> )	30
15	20	59	30	5	5	21	f(h <sub>B</sub> )	30
16	20	45	25	19	19	21	f(h <sub>B</sub> )	25
17	20	47	25	16	16	21	f(h <sub>B</sub> )	25
18	20	50	25	13	13	21	f(h <sub>B</sub> )	25
19	20	54	25	10	10	21	f(h <sub>B</sub> )	25
20	20	59	25	5	5	21	f(h <sub>B</sub> )	25
P <sub>1</sub>	P <sub>2</sub>	P <sub>3</sub>	P <sub>4</sub>	P <sub>5</sub>	P <sub>6</sub>	P <sub>7</sub>	P <sub>8</sub>	
бар	бар	бар	бар	бар	бар	бар	бар	
$P_5 - f_D \frac{\bar{\rho}Lv_2^2}{2D}$	10	$10 - f_D \frac{\bar{\rho}Lv_3^2}{2D}$	5.5	$5.5 - f_D \frac{\bar{\rho}Lv_1^2}{2D}$	0.025	10,132	10,132	
$P_5 - f_D \frac{\bar{\rho}Lv_2^2}{2D}$	10	$10 - f_D \frac{\bar{\rho}Lv_3^2}{2D}$	5	$5 - f_D \frac{\bar{\rho}Lv_1^2}{2D}$	0.025	10,132	10,132	
$P_5 - f_D \frac{\bar{\rho}Lv_2^2}{2D}$	10	$10 - f_D \frac{\bar{\rho}Lv_3^2}{2D}$	4.5	$4.5 - f_D \frac{\bar{\rho}Lv_1^2}{2D}$	0.025	10,132	10,132	
$P_5 - f_D \frac{\bar{\rho}Lv_2^2}{2D}$	10	$10 - f_D \frac{\bar{\rho}Lv_3^2}{2D}$	4	$4 - f_D \frac{\bar{\rho}Lv_1^2}{2D}$	0.025	10,132	10,132	
$P_5 - f_D \frac{\bar{\rho}Lv_2^2}{2D}$	10	$10 - f_D \frac{\bar{\rho}Lv_3^2}{2D}$	3.5	$3.5 - f_D \frac{\bar{\rho}Lv_1^2}{2D}$	0.025	10,132	10,132	

Давление на входе в каждый теплообменник (P<sub>2</sub>, P<sub>4</sub>) предлагается теоретически, в то время как давление на выходе (P<sub>3</sub>, P<sub>5</sub>) зависит от нескольких переменных, одна из которых - трение о стенки теплообменника.

Чтобы провести реальное сравнение между теоретическим предположением и практическими результатами при работе системы,

температура каждой точки системы должна быть одинаковой для системы любого размера. Практические величины температуры и давления отражены в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Практическая величина температуры и давления в различных точках дистилляционной системы

Номер измерений	T <sub>1</sub>	T <sub>2</sub>	T <sub>3</sub>	T <sub>4</sub>	T <sub>5</sub>	T <sub>6</sub>	T <sub>7</sub>	T <sub>8</sub>	
1	25.8	110	21	3.8	0.3	24	f(h <sub>B</sub> )	34	
2	26	120	21.2	4.1	0.3	25	f(h <sub>B</sub> )	35	
3	29.6	100	23.6	2.9	0.3	28	f(h <sub>B</sub> )	41	
4	32.1	115	24.7	3.4	1.1	30	f(h <sub>B</sub> )	47	
5	31.6	113	25.5	3.8	-0.1	31	f(h <sub>B</sub> )	45	
P <sub>1</sub> , бар		P <sub>2</sub> , бар		P <sub>3</sub> , бар		P <sub>4</sub> , бар		P <sub>5</sub> , бар	
0.413		6.274		6.205		0.344		0.344	
0.344		6.756		6.618		0.275		0.275	
0.620		7.032		6.894		0.689		0.689	
0.689		7.653		7.446		0.689		0.689	
0.689		7.928		7.722		0.620		0.689	
P <sub>6</sub> , бар		P <sub>7</sub> , бар		P <sub>8</sub> , бар					
0.413		1,013		1,013					
0.344		1,013		1,013					
0.620		1,013		1,013					
0.689		1,013		1,013					
0.689		1,013		1,013					

Давление на входе в конденсатор и испаритель не будет постоянным, как в теоретическом предположении, потому что поддерживать постоянное давление в реальной системе очень сложно, следовательно, давление будет меняться при каждом измерении по причине, указанной выше (см. таблицу 4.2).

#### 4.5.1. Связь между отношением давлений и массовым расходом дистиллированной воды

Массовый расход водяного пара представляет собой результат работы системы. Когда размер системы увеличился до промышленного, массовый расход воды также увеличивается, как показано на рис. 4.43.

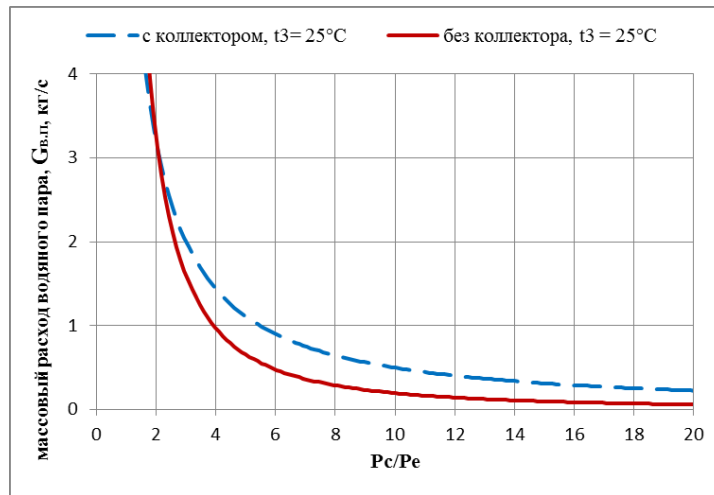


Рис. 4.43 – Соотношение между отношением давлений и массового расхода дистиллированной воды для системы с солнечным коллектором и без него для промышленной установки

Для промышленной установки с солнечным коллектором, при  $t_3 = 25$  °C, расход дистиллированной воды равен:

$$G_B = 7.1433 \left( \frac{P_c}{P_e} \right)^{-1.157}, \quad (4.90)$$

без коллектора (также при  $t_3 = 25$  °C) -

$$G_B = 10.971 \left( \frac{P_c}{P_e} \right)^{-1.751}. \quad (4.91)$$

#### 4.5.2. Соотношение между отношением давлений и общим энергопотреблением

Общая потребляемая мощность системы складывается из мощности, потребляемой компрессором теплового насоса и мощности, потребляемой вакуумным насосом. Кривые на рисунке, показанном ниже, относятся к системе, улучшенной за счет использования дополнительного теплообменника, который нагревает хладагент солнечной энергией (рис. 4.44).



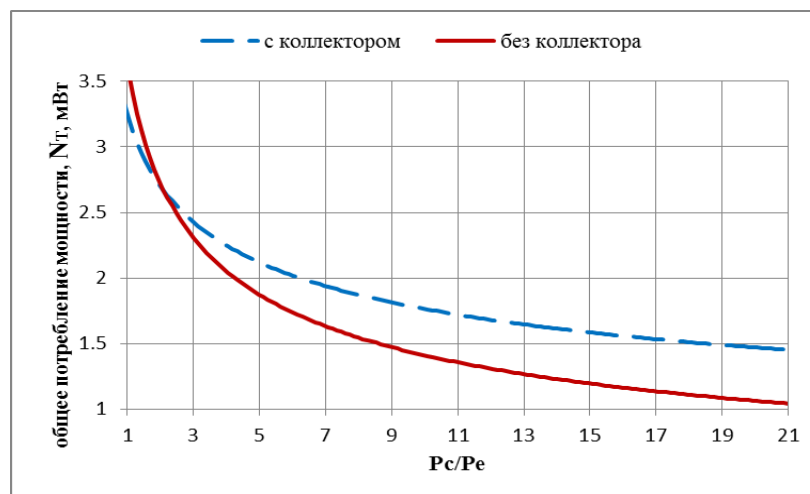


Рис. 4.44 – Взаимосвязь между отношением давлений и общим энергопотреблением системы дистилляции воды с солнечным коллектором и без него для промышленной установки

При сравнении зависимостей для установки промышленных размеров и лабораторных, можно сделать вывод, что различия заключаются только в количестве энергопотребления, а кривые энергопотребления имеют такую же форму, как показано на рисунке 4.42.

### 4.5.3. Соотношение между отношением давлений и энергией дистилляции

Отношение общей потребляемой мощности водного дистиллятора к массовому расходу дистиллированной воды дает количество энергии, необходимое для получения 1 кг дистиллированной воды. На следующем графике представлена энергия, необходимая для дистилляции с использованием улучшенной установки, предлагаемой в настоящей работе и установки традиционного типа.

Из рисунка 4.45 видно, что использование солнечного коллектора для нагрева хладагента перед сжатием снизит энергию дистилляции воды примерно на 29 %.

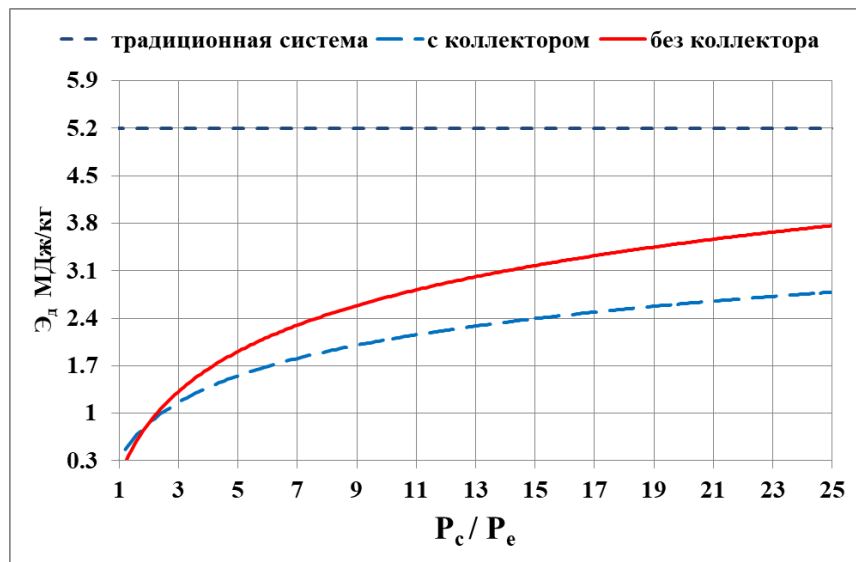


Рис 4.45 – Соотношение между отношением давлений и энергией дистиляции

#### 4.6. Безразмерный анализ системы

Для того, чтобы провести расчет опреснительной установки любой производительности необходимо составить безразмерные соотношения для основных параметров. Следующие шаги показывают, как выбрать переменные, которые будут представлять безразмерные параметры. Массовый расход дистиллированной воды прямо пропорционален массовому расходу хладагента, а также теплу, отводимому от конденсатора теплового насоса, мощности, потребляемой вакуумным насосом, разности давлений на входе и выходе вакуумного насоса и плотности водяного пара, поступающего в вакуумный насос, как показано ниже:

$$G_B \propto G_{\text{ХОЛ}}, Q_C, N_{\text{В.НА.}}, \Delta p_{\text{В.Н.}}, \rho_{\text{В.П.}},$$

где  $\rho_{\text{В.П.}}$  - плотность водяного пара на входе в вакуумный насос,  $\text{кг/м}^3$ ,  $\Delta p_{\text{В.Н.}}$  - разность давлений между входом и выходом вакуумного насоса, Па.

$$Q_C \propto N_{\text{КОМП}}, G_{\text{ХОЛ}}, \text{НСОР},$$

$$Q_C = \text{НСОР} * N_{\text{КОМП.}},$$

Когда температура водяного пара постоянна на входе в вакуумный насос и разность давлений между всасывающей и нагнетательной линиями также постоянна, так что:

$$\frac{G_{\text{хол.}}}{G_{\text{в}}} = \frac{HCOP * N_{\text{комп.}}}{N_{\text{в.на.}}}, \quad (4.90)$$

это уравнение безразмерно, что представляет собой общую формулу всех размеров дистилляционной системы в данном исследовании.

В настоящем проекте используются два типа системы, одна из которых модифицирована за счет использования солнечного коллектора для повышения энергоэффективности, а другая для сравнения с исходной конструкцией. Полученная формула из безразмерной диаграммы представляет собой общие уравнения для системы любого размера. Рис. 4.46 является результатом расчетов простой системы, в конструкции которой не использовался солнечный коллектор, а рис. 4.47 – системы с солнечным коллектором.

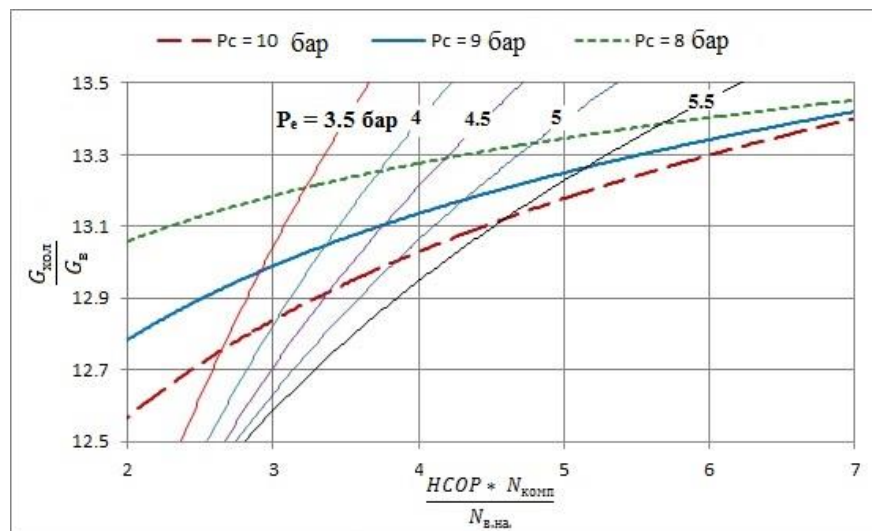


Рис.4.46. - Безразмерное соотношение переменных в системе дистилляции воды, не имеющей дополнительного солнечного коллектора

Из рисунка 4.46 получаются следующие общие уравнения для системы дистилляции воды, не имеющей коллектора:

при  $P_c = 10$  бар,  $5.5 > P_e > 3.5$  бар

$$\frac{G_{\text{хол.}}}{G_{\text{в}}} = 0.6639 \ln \left( \frac{N_{\text{комп.}} * HCOP}{N_{\text{в.на.}}} \right) + 12.11, \quad (4.91)$$

при  $P_c = 9$  бар,  $5.5 > P_e > 3.5$  бар

$$\frac{G_{\text{хол}}}{G_{\text{в}}} = 0.5078 \ln \left( \frac{N_{\text{комп}} * HCOP}{N_{\text{в.на.}}} \right) + 12.432, \quad (4.92)$$

при  $P_c = 8$  бар,  $5.5 > P_e > 3.5$  бар

$$\frac{G_{\text{хол}}}{G_{\text{в}}} = 0.3143 \ln \left( \frac{N_{\text{комп}} * HCOP}{N_{\text{в.на.}}} \right) + 12.84. \quad (4.93)$$

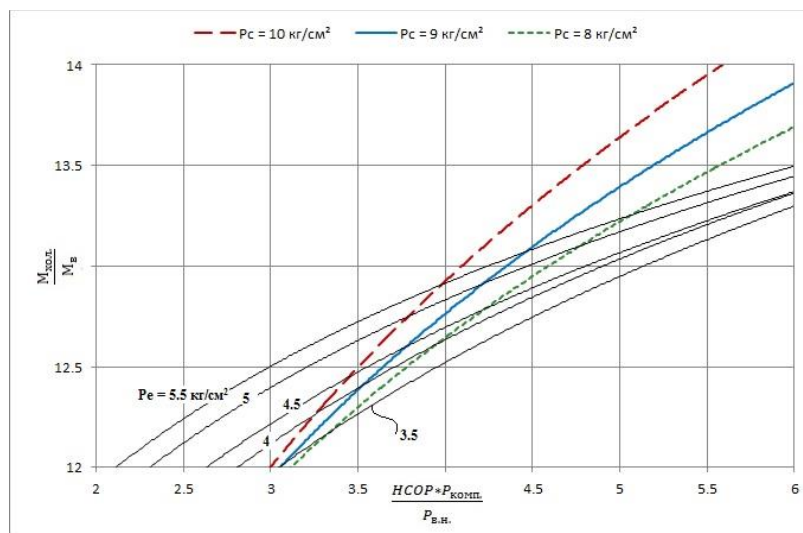


Рис. 4.47. - Безразмерное соотношение переменных в системе дистилляции воды с дополнительным солнечным коллектором

На рисунке 4.47 представлены безразмерные зависимости для системы дистилляции воды с солнечным коллектором, которые описываются следующими уравнениями:

при  $P_c = 10$  бар,  $5.5 > P_e > 3.5$  бар

$$\frac{G_{\text{хол}}}{G_{\text{в}}} = 3.2111 \ln \left( \frac{N_{\text{комп}} * HCOP}{N_{\text{в.на.}}} \right) + 8.4745, \quad (4.94)$$

при  $P_c = 9$  бар,  $5.5 > P_e > 3.5$  бар

$$\frac{G_{\text{хол}}}{G_{\text{в}}} = 2.8272 \ln \left( \frac{N_{\text{комп}} * HCOP}{N_{\text{в.на.}}} \right) + 8.8443, \quad (4.95)$$

при  $P_c = 8$  бар,  $5.5 > P_e > 3.5$  бар

$$\frac{G_{\text{хол}}}{G_{\text{в}}} = 2.5805 \ln \left( \frac{N_{\text{комп}} * HCOP}{N_{\text{в.на.}}} \right) + 9.0682. \quad (4.96)$$

#### **4.7. Экономическое сравнение традиционных и усовершенствованной технологии дистилляции воды**

Разница в стоимости производства дистиллированной воды при использовании традиционных систем дистилляции воды и усовершенствованной, которая представлена в настоящей работе, приводит к экономической разнице между ними. Как известно, каждая система имеет начальную стоимость и стоимость эксплуатации. Стоимость эксплуатации зависит от нескольких факторов, таких как потребление энергии, техническое обслуживание и т.д. Эта часть исследования включает сравнение срока окупаемости традиционных и усовершенствованных систем дистилляции воды. Международная цена на воду зависит от количества продукта, что означает, что промышленное количество продукта имеет меньшую цену, чем цена, произведенная для индивидуального использования. Минимальная цена фасованной воды в России составляет 12 руб. за 1 литр, а в промышленном количестве - 584 руб. за 1 м<sup>3</sup>. Себестоимость воды зависит от производительности установки. В технико-экономическом обосновании берутся два основных типа традиционных дистилляторов воды. Первая – это система дистилляции воды среднего размера (240000 л/день), показанная на рисунке 4.48а, в которой используются методы многоступенчатой флэш-дистилляции (MSF). Вторая система большого размера (480000 л/день), показанная на рисунке 4.48б, в которой используются методы многократной дистилляции - термическое сжатие пара (MED-TVC).



а

б

Рис.4.48– Традиционные системы дистилляции воды

Капитальные затраты, затраты на эксплуатацию, техническое обслуживание и производство воды коммерческой системы в этом исследовании показаны в таблице 4.3, а срок окупаемости – на рис. 4.49.

Таблица 4.3. Стоимость коммерческой системы опреснения морской воды [145]

Система	Капитальные затраты, млн. \$ США / М Л в день		Стоимость эксплуатации и обслуживания \$ США / м <sup>3</sup>		Стоимость производства воды \$США / м <sup>3</sup>	
	диапазон	среднее значение	диапазон	среднее значение	диапазон	среднее значение
MSF	1.7-3.1	2.1	0.22-0.3	0.26	1.02-1.74	1.44
MED-TVC	1.2-2.3	1.4	0.11-0.25	0.14	1.12-1.5	1.39

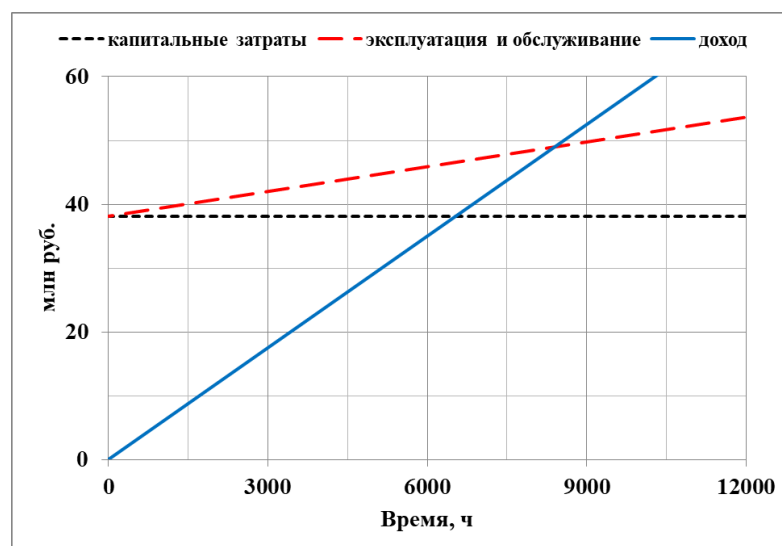


Рис.4.49– Срок окупаемости первой традиционной дистилляционной установки, показанной на рис. 4.48, а

Стоимость воды для данных установок составляет 7,78 \$ США/м<sup>3</sup>. Производство каждой из традиционных систем зависит от ее размера и энергопотребления. Срок окупаемости каждой из них показан на рисунках 4.49, 4.50 и 4.51.

Из рисунка 4.49 ясно, что дистиллятор воды должен проработать около 8500 часов, чтобы достичь точки окупаемости, в то время как вторая система должна проработать около 6000 часов, чтобы достичь этой точки, как показано на рисунке 4.50.

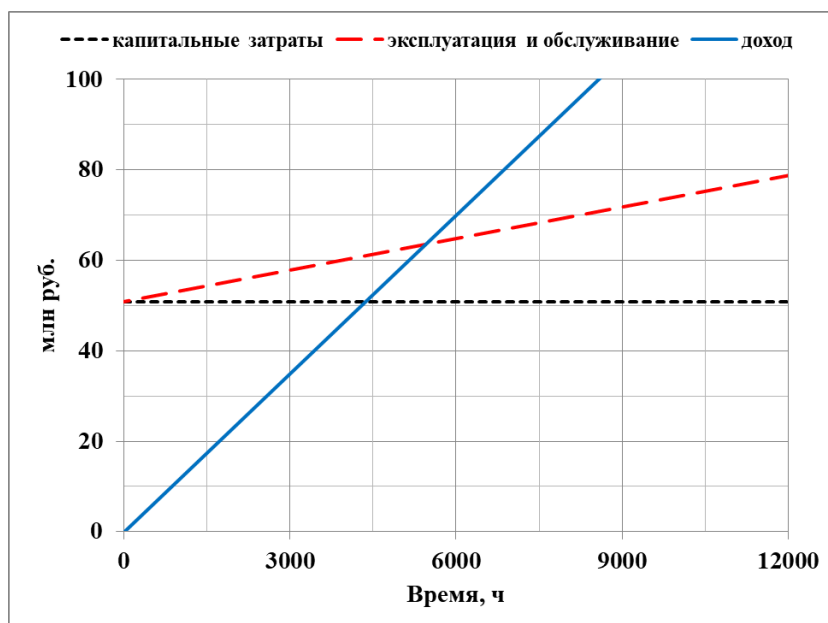


Рис.4.50– Срок окупаемости второй традиционной дистилляционной установки, показанной на рис. 4.48, б.

Усовершенствованная система включает тепловой насос, который используется для снижения потребления энергии. Другое дополнение – теплообменник, который повышает производительность самого теплового насоса.

Капитальные затраты на усовершенствованную систему дистилляции воды в данном исследовании указаны в соответствии с рыночной ценой на отдельные элементы в Ираке. Система промышленного размера в настоящем исследовании рассчитана на производство 17,6 м<sup>3</sup> / ч. Цена на воду тоже 7,78 \$ США/м<sup>3</sup>. В следующей таблице (4.4) показаны капитальные затраты на

каждый элемент, который показан на рисунке 4.38 усовершенствованной системы дистилляции воды.

Таблица 4.4. Капитальные затраты на элементы улучшенной системой дистилляции воды

Часть	количество	Стоимость в долларах США.	Общая стоимость в долларах США
Резервуар для фильтрации (1)	1	1553	1553
Резервуар предварительного подогрева (3)	1	3375	3375
Главная вакуумированная башня (4 и 5)	1	4780	4780
Компрессор хладагента, 325 кВт (2)	2	25830	51660
Вакуумный насос, 287,5 кВт (6)	8	17500	140000
Конденсатор хладагента (13)	1	10560	10560
Испаритель хладагента (11)	1	12750	12750
Конденсатор водяного пара (7,8,9 и 10)	4	6320	25280
Солнечный коллектор (плоская пластина) с дополнительным теплообменником (14)	1	3345	3345
Расширительное устройство хладагента с контролем (12)	1	1250	1250
Поплавковый клапан (15)	1	100	100
Автоматический клапан конденсатной воды (16,17,18 и 20)	4	200	800
Клапан сброса концентрированной соленой воды с датчиком солености (19)	1	1350	1350
Система трубопроводов	1	1400	1400
Панель управления	1	1650	1650
Общая стоимость в долларах США			259853

В таблице 4.5 проиллюстрированы капитальные затраты, затраты на эксплуатацию, техническое обслуживание и производство дистиллированной воды.

Таблица 4.5. Стоимость улучшенной системы опреснения морской воды

Система	Капитальные затраты \$ США / м <sup>3</sup>	Стоимость эксплуатации и обслуживания \$ США / м <sup>3</sup>	Стоимость производства воды \$ США / м <sup>3</sup>
Система дистилляции воды с тепловым насосом	14764.375	1.5	1.721



Чтобы увеличить количество воды, очищаемой предлагаемой системой, необходимо учесть результаты этого исследования для создания оптимальной разработки. В соответствии с этим отношение давлений должно быть минимизировано, насколько это возможно для увеличения массового расхода дистиллированной воды и повышения эффективности теплового насоса. При наилучшем варианте соотношение давлений для разработанной установки составляет в конденсаторе - 8 бар, в испарителе - 5,5 бар. На следующем рисунке показаны капитальные затраты, эксплуатационные расходы и доход, получаемый при работе системы.

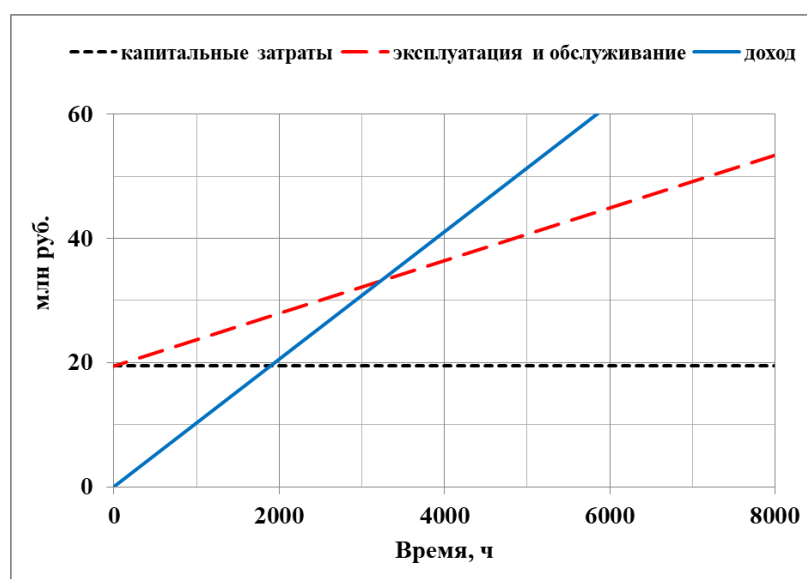


Рис.4.51 – Срок окупаемости усовершенствованной дистилляционной установки с массовым расходом дистиллированной воды 17,6 м<sup>3</sup>/ч

Капитальные затраты на установку в этом исследовании меньше, чем у традиционных систем, а также срок окупаемости меньше, чем у лучшей на сегодняшний день традиционной системы дистилляции воды.

#### 4.8. Выводы по главе 4

1. Количество энергии, потребляемое традиционной дистилляционной системой, в 2,2-3,2 раза больше, чем потребляемое улучшенной системой с тепловым насосом.

2. Тепловой насос можно улучшить за счет дополнительного теплообменника, использующего солнечную энергию для нагрева хладагента, поступающего в компрессор.

3. Выявлено, что все переменные зависят от отношения давлений теплового насоса.

4. Отношение между отношением давлений и коэффициентом производительности теплового насоса является обратно пропорциональным, поскольку приращение отношения давлений увеличивает сопротивление потоку, что увеличивает энергию, необходимую для перекачки хладагента из испарителя в конденсатор.

5. В системе, имеющей отношение давлений менее 2, не нужно нагревать хладагент перед процессом сжатия, поскольку это отрицательно скажется на ее производительности.

6. Рациональные условия работы дистилляционной установки при отношении давлений в диапазоне 6 – 14.

7. Количество тепла, необходимое для испарения воды при стандартном атмосферном давлении, составляет 2257 кДж/кг для получения насыщенного водяного пара при 100°C, и такое же количество тепла необходимо отвести, чтобы получить дистиллированную воду такой же температуры. Следовательно, общая энергия дистилляции в традиционных системах более 4514 кДж/кг, что в 4 раза больше, чем в наихудшей ситуации, рассмотренной в настоящем исследовании.

8. Для системы, которая работает в таких же условиях (температуры и давление) как в этом исследовании, могут использоваться результаты, представленные на рисунке 4.20, для расчета стоимости дистиллированной воды независимо от размеров системы, если различия с экспериментальной установкой только в массовом расходе продукта.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Дистилляция воды обеспечивает высокий уровень чистоты воды, способствуя удалению практически всех солей и примесей. Единственный недостаток очистки воды дистилляционным методом – высокие энергозатраты. В этой работе усовершенствование заключается в снижении потребления энергии за счет использования эффективного цикла теплового насоса в качестве источника тепловой энергии. Теоретический расчет приводит к выводу о том, что потребление энергии усовершенствованной системой дистилляции, по крайней мере, в 4 раза меньше, чем традиционными системами.

Математическое моделирование создает новые возможности по исследованию теплообменных процессов в системе дистилляции воды, которые в большинстве случаев не доступны при традиционном физическом моделировании. Моделирование теоретической системы приводит к разработке виртуальной системы, которая не только сравнивается с реальной, но и действительно построена для изучения особенностей системы дистилляции в этой работе. Практическое исследование дает результаты, аналогичные полученным теоретически. Математическое моделирование помогает детально изучить влияние характеристик водяного пара во время процесса дистилляции, а также потребление энергии для этого, чтобы определить наилучшие условия для дистилляции, с целью получения экономического эффекта. Новой дополнительной деталью стал теплообменник, в котором нагревается хладагент перед входом в компрессор. Положительное влияние нагрева хладагента перед процессом сжатия будет сказываться как на производительности теплового насоса, так и на системе дистилляции воды.

Фактически, потребление энергии процесса дистилляции воды в этом исследовании в несколько раз меньше, чем у традиционной системы дистилляции воды. Отношение давлений обратно пропорционально

коэффициенту производительности теплового насоса, поскольку увеличение отношения давлений означает увеличение механического сопротивления теплового насоса, что приводит к увеличению энергии, потребляемой системой. Приемлемым диапазоном отношения давлений считается 6-14, так как эффект нагрева хладагента перед процессом сжатия будет отрицательным, если отношение давлений меньше, чем 2,25. Также коэффициент производительности теплового насоса сильно уменьшится, когда отношение давлений превышает 14. Влияние нагрева хладагента перед процессом сжатия на коэффициент производительности дистилляционной системы будет небольшим в диапазоне отношения давлений от 2,25 до 6.

## Список сокращений и условных обозначений

Символ	Описание	Единица
$N_{\text{комп.}}$	мощность компрессора теплового насоса	кВт
$N_{\text{в.на.}}$	мощность, потребляемая вакуумным насосом	кВт
$N_T$	общая мощность, потребляемая системой	кВт
$Q_c$	количество тепла, выделяемое конденсатором теплового насоса	кВт
$Q_e$	количество тепла, поглощаемое испарителем теплового насоса	кВт
$Q_d$	тепло, отдаваемое дополнительным теплообменником хладагенту	кВт
$Q_v$	тепло, поглощаемое водой для испарения	кВт
$\dot{Q}_п$	величина потерь тепла	кВт
$Q_{\text{ч}}$	количество тепла для повышения температуры воды	кВт
$Q_r$	количество тепла для перехода из жидкой в парообразную фазу при постоянном давлении	кВт
$Q_a$	теплоотвод от поглощающей поверхности солнечного коллектора	кВт
$Q_u$	фактически передаваемое тепло, получаемое от поверхности поглощения солнечного коллектора	кВт
$Q_t$	поглощенное тепло	кВт
$HCOP$	коэффициент производительности теплового насоса в режиме нагрева	
$HCOP_{\text{м.т.}}$	максимальный коэффициент производительности теплового насоса в режиме нагрева	
$CCOP$	коэффициент производительности теплового насоса в режиме охлаждения	
$CCOP_{\text{м.т.}}$	максимальный коэффициент производительности	

	теплового насоса в режиме охлаждения	
$G_{\text{хол.}}$	массовый расход хладагента теплового насоса	кг / с
$G_{\text{в.п.}}$	массовый расход водяного пара	кг / с
$G_{\text{в}}$	массовый расход воды	кг / с
$i_1$	энтальпия хладагента перед сжатием	кДж / кг
$i_2$	энтальпия хладагента на входе в конденсатор	кДж / кг
$i_3$	энтальпия хладагента перед входом в дроссель	кДж / кг
$i_4$	энтальпия хладагента на входе в испаритель	кДж / кг
$i_5$	энтальпия хладагента на входе в компрессор	кДж / кг
$i_{\text{в.п}}$	энтальпия водяного пара	кДж / кг
$i_{\text{ж}}$	энтальпия насыщенной воды при определенной температуре	кДж / кг
$i_{\text{г}}$	энтальпия насыщенного водяного пара при определенной температуре	кДж / кг
$c_{\text{д}}$	теплоемкость воды	кДж/кг °К
$c_{\text{к}}$	теплоемкость концентрированной соленой воды	кДж/кг °К
$M_{\text{в}}$	масса воды в испарителе	кг
$M_{\text{к}}$	масса концентрированной соленой воды	кг
$N_{\text{в.н}}$	мощность, потребляемая вакуумным насосом	кВт
$S$	производительность на всасывании (скорость откачки)	м <sup>3</sup> /с
$S_{\text{хол.}}$	объемный расход хладагента	м <sup>3</sup> /с
$S_{\text{ч}}$	количество дистиллированной воды	л/ч
$\rho$	плотность материала	кг / м <sup>3</sup>
$\rho_{\text{в.п}}$	плотность водяного пара	кг / м <sup>3</sup>
$k$	общий коэффициент теплопередачи теплообменника	Вт / м <sup>2</sup> °С
$\alpha_{\text{с.к}}$	коэффициент поглощения солнечного коллектора	
$F_{\text{к}}$	площадь внешней поверхности конденсатора	м <sup>2</sup>
$F_{\text{и}}$	площадь внешней поверхности испарителя	м <sup>2</sup>

$F_d$	площадь внешней поверхности дополнительного теплообменника	$m^2$
$F_{с.к}$	площадь поверхности солнечного коллектора	$m^2$
$\Delta T_{лк}$	средняя логарифмическая разность температур конденсатора	$^{\circ}C$
$\Delta T_{ли}$	средняя логарифмическая разность температур испарителя	$^{\circ}C$
$\Delta t_{и}$	разность температур в теплообменнике испарителя	$^{\circ}C$
$\Delta T_{лд}$	средняя логарифмическая разность температур дополнительного теплообменника	$^{\circ}C$
$t_{в}$	температура воды	$^{\circ}C$
$t_{в.п.}$	температура водяного пара	$^{\circ}C$
$t_{хол.}$	температура хладагента	$^{\circ}C$
$t_{и.в}$	температура теплоносителя на входе в теплообменник	$^{\circ}C$
$t_{у.в}$	температура теплоносителя на выходе из теплообменника	$^{\circ}C$
$T_i$	температура теплоносителя на входе солнечного коллектора	$^{\circ}C$
$T_e$	температура теплоносителя на выходе из солнечного коллектора	$^{\circ}C$
$T_{г}$	абсолютная температура конденсатора в процессе конденсации	$^{\circ}K$
$T_{х}$	абсолютная температура испарителя в процессе испарения	$^{\circ}K$
$T_m$	средняя температура поглощающей поверхности	$^{\circ}C$
$T_a$	средняя температура окружающей среды	$^{\circ}C$
$\lambda$	теплопроводность материала трубки	$Вт/м \cdot ^{\circ}C$
$\alpha_o$	коэффициент конвективного теплообмена внешней жидкости	$Вт/м^2 \cdot ^{\circ}C$

$\alpha_i$	коэффициент конвективного теплообмена внутренней жидкости	Вт/м <sup>2</sup> ·°С
$K_R$	коэффициент теплоотвода от солнечного коллектора	
$D_o$	наружный диаметр трубки	м
$d_i$	внутренний диаметр трубки	м
$L$	длина трубки	м
$I$	сила тока, потребляемого компрессором	А
$V$	напряжение электрического источника	В
$\cos\varphi$	коэффициент мощности	
$\eta_{\text{комп.}}$	общий КПД компрессора	
$\eta_{\text{в.н.}}$	КПД вакуумного насоса	
$\eta_{\text{э}}$	КПД электродвигателя	
$\eta_{\text{об.}}$	объемный КПД	
$\eta_{\text{isent.}}$	Изоэнтропический КПД компрессора	
$P_{\text{в.п}}$	давление насыщения водяного пара	кПа
$P_1$	давление на линии всасывания вакуумного насоса	кПа
$P_2$	атмосферное давление	кПа
$P_{\text{отн.}}$	отношение давлений	
$P_c$	давление в конденсаторе теплового насоса	бар
$P_e$	давление в испарителе теплового насоса	бар
$v_{\text{в.п}}$	удельный объем водяного пара	м <sup>3</sup> /кг
$v_{\text{г}}$	удельный объем насыщенного водяного пара	м <sup>3</sup> /кг
$v_{\text{ж}}$	удельный объем насыщенной воды	м <sup>3</sup> /кг
$X$	влажность водяного пара	
$\text{Э}_д$	энергия, необходимая для дистилляции	кДж/кг
$\text{э}$	потребление энергии компрессором теплового насоса	кДж/кг
$\sigma_x$	осевое напряжение	Па
$\sigma_h$	кольцевое напряжение	Па



$\delta$	толщина стенок	м
$\tau_{с.к}$	коэффициент передачи солнечного коллектора	
$E$	доля солнечного излучения, которое преобразуется в тепло	%
$E_o$	общая солнечная радиация за пределами атмосферы	Вт.д / м <sup>2</sup>
$n$	измеренное количество часов яркости	ч
$N$	теоретическое количество часов яркости	ч
$RH$	относительная влажность	%

## ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Абрамов, Н. Н. Водоснабжение: Учебник для вузов / Н. Н. Абрамов. - М. : Стройиздат, -1974. – 480 с.
2. Бирюк, В. В. Исследование влияния степени вакуумирования внутренней полости испарителя-конденсатора на энергоэффективность вакуумно-дистилляционной установки / В. В. Бирюк, Е. В. Благин, Ю. С. Елисеев // Вестник Брестского государственного университета. — 2016. — № 4(100). — С. 14–18.
3. Бояркина, О. А. Обзор международного рынка воды / О. А. Бояркина // Доклады участников Проекта ФУР на круглом столе «Рациональное управление водными ресурсами в условиях перехода к устойчивому развитию». — М. : МГУ, 2011, С 1-13.
4. Бурмисторов, А. В. Бесконтактные вакуумные насосы : А. В. Бурмисторов, С. И. Саликеев ; Федеральное агентство по образованию, Гос. образовательное учреждение высш. проф. образования Казанский гос. технологический ун-т. — Казань : КГТУ, 2010. — 101 с.
5. Бухарицин, П. И. Оценка современного состояния водных ресурсов континентальных регионов земного шара / П. И. Бухарицин, М. Куасси // Геология, география и глобальная энергия. – 2011. – № 1. - С. 121–132.
6. Быков, А. В. Холодильные машины и тепловые насосы (повышение эффективности) / А. В. Быков, И. М. Калнинь, А. С. Крузе. — М. : Агропромиздат, 1988. — 287 с.
7. Вакуумная опреснительная энергоустановка с генерацией электроэнергии: пат. 2648057 Рос. Федерация : № МПК51 С02F 1/14, В01D 1/00 / Малафеев И. И., Маринюк Б. Т., Ильин Г .А. [и др.] ; заявитель и патентообладатель Малафеев И. И ; 2017106873; опубл. 22.03.2018, Бюл. №9.
8. Вода как хладагент для нового высокотемпературного теплового насоса // Холодильная техника. — 2012. — № 12. — С. 30–35.

9. Всемирная организация здравоохранения. Вода [Электронный ресурс]. - Режим доступа: <http://www.who.int/mediacentre/factsheets/fs391/ru/>, (дата обращения 12.03.2021).
10. Горынин В.И., Кондратьев С.Ю., Рогожкин В.В., Мишин Е.Б., Коленов Е.В. Конденсация атмосферной влаги акватории моря для поточного производства природной пресной воды // *Материаловедение. Энергетика.* – 2020 - Т. 26 - № 4 – С. 23–35.
11. Государственный доклад «О состоянии и использовании водных ресурсов Российской Федерации в 2014 году». — М.: НИА-Природа, 2015. — 270 с.
12. Государственный доклад «О состоянии и об охране окружающей среды Российской Федерации в 2015 году». — М.: Минприроды России; НИА-Природа. — 2016. — 639 с.
13. Государственный доклад «О состоянии и использовании водных ресурсов Российской Федерации в 2017 году». – М.: НИА-Природа, 2018. – 298 с. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://fcpvhk.ru/wp-content/uploads/2019/03/Gosdoklad-po-vode-2017.pdf>, (дата обращения 17.05.2020).
14. Грачева, Л. И. Использование энергии солнца для опреснения воды / Л. И. Грачева, С. А. Карпова, О. С. Литвищенко. — Симферополь: Таврида, 2004. — 129 с.
15. Дзино А.А. Системы прямых и обратных термодинамических циклов для получения тепла и холода / А.А. Дзино, О.С. Малинина // VII Международная научно-техническая конференция «Низкотемпературные и пищевые технологии в XXI веке» – 2015 – С. 141–144.
16. Дзино А.А. Тепловые насосы / А.А. Дзино, О.С. Малинина // Учеб.-метод. пособие. Санкт-Петербург – 2016 – 43 с.
17. Донилян М. Как заработать на жажде. 04.09.2016 // [Электронный ресурс] Режим доступа: [mark.donikyau@qbfin.ru](mailto:mark.donikyau@qbfin.ru), (дата обращения 25.05.2020).

18. Стюшин Н.Г. Исследование интенсивности теплопередачи к кипящим жидкостям при атмосферном и пониженных давлениях в условиях естественной конвекции / Н. Г. Стюшин, Л. М. Элинзон [и др.] // ИФЖ. – 1969. – Т.16. – №1. – С. 54–58.
19. Каганов, М. А. Термоэлектрические тепловые насосы / М. А. Каганов, М.Р. Привин. – Л. Энергия, 1970. – 175 с.
20. Калнинь, И. М. Физическая модель теплонасосных опреснителей соленой воды / И. М. Калнинь, С. Б. Пустовалов, А. С. Жернаков // Вестник МАХ. – 2010. – № 2. – С. 12–21.
21. Калнинь, И. М. Техника низких температур в энергетике / И. М. Калнинь // Холодильная техника. – 2012. – № 1. – С. 42–49.
22. Калнинь, И. М. Проблема выбора рабочего вещества для применения в высокотемпературных тепловых насосах / И. М. Калнинь, И. И. Малафеев // Холодильная техника. – 2014. – № 12. – С. 21–24.
23. Калугин, О. А. Вода как важнейший фактор глобальной экономики / О. А. Калугин // Вестник Российского государственного гуманитарного университета. – 2010. – № 6. – С. 92–94.
24. Карелин, Ф. Н. Обессоливание воды обратным осмосом / Ф. Н. Карелин. – М.: Стройиздат, 1988. – 208 с.
25. Кирпичникова, И.М. Использование паровой турбины в составе солнечной опреснительной установки / И. М. Кирпичникова, И. Р. Рахматулин // Вестник ЮУрГУ. Серия «Энергетика». — 2016. — Т. 16. — № 3. — С. 57–61.
26. Кирпичникова, И.М. Опреснение воды с использованием энергий ветра и солнца / И. М. Кирпичникова // Вестник ЮУрГУ. Серия «Энергетика». — 2012. — № 16 (275). — С. 22–25.
27. Кожитов, Л.В. Технологическое вакуумное оборудование / Л.В. Кожитов, А.Ю. Зарапин, Н.А. Чиченев. — М. : МГИУ, 2010. — 444 с.
28. Корнилов И. Докопаться до воды // Машины и механизмы. - 2015. - № 10 (121). – С. 97–102.

29. Кофман В.Я. Родники и атмосферные осадки как источник питьевой воды // Энергия: экономика, техника, экология– 2014 - № 7 - С. 48–53.
30. Кучеров, А.В. Опреснение воды: современное состояние и перспективы развития / А.В. Кучеров, О. В. Шибилева // Молодой ученый. — 2014. — №3. — С. 236–239.
31. Лихачева, А.Б. Проблема пресной воды как структурный фактор мировой экономики / А.Б. Лихачева // Экономический журнал ВШЭ. — 2013. — Т. 17. — № 3. — С. 497–524.
32. Лукин, Г.Я. Опреснительные установки промышленного флота/ Г.Я. Лукин, Н. Н. Колесник. – Москва : Пищевая промышленность, 1970. – 368 с.
33. Мазурин Е.А. Современные методики опреснения воды как решение мировой проблемы нехватки водных ресурсов / Е.А. Мазурин, Н.А. Зайцева // XII Всероссийская научно-практическая конференция молодых ученых «Россия молодая» – 2020–№ 3.– С. 105–112.
34. Малафеев, И.И. Энергоэффективность теплонасосного дистиллятора / И. И. Малафеев // Инновационные разработки в области техники низких температур. III Международная конференция с элементами научной школы для молодежи: сборник научных трудов. — М.: Университет машиностроения, 2013. — С. 71–73.
35. Малафеев, И.И. Рабочие тела высокотемпературных тепловых насосов. Современное состояние вопроса и направления развития / И.И. Малафеев, Г.А. Ильин, К.С. Крысанов // Известия МГТУ «МАМИ». – 2014 г. – Т.3. – №3 (21). – С. 53–58.
36. Малафеев, И.И. Экспериментальное исследование вакуумного теплонасосного дистиллятора с механической компрессией пара / И.И. Малафеев, Б.Т. Маринюк, Г.А. Ильин, Н.В. Шарапов // Холодильная техника. — 2017. — № 3. — С. 38–43.
37. Малафеев, И.И. Разработка и исследование вакуумного теплонасосного дистиллятора / И.И. Малафеев, Б.Т. Маринюк, Г.А. Ильин // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2018. – № 9. – С. 24–27.

38. Маринюк, Б. Т. Расчеты теплообмена в аппаратах и системах низкотемпературной техники / Б.Т. Маринюк. — М.: Машиностроение, 2015. — 271 с.
39. Мезенцева Н. Н. Исследование теплофизических процессов в парокомпрессионных тепловых насосах, работающих на неазеотропных хладагентах. Диссертация канд. тех. наук: 01.04.14: защ. 22.03.16: утв. 15.07.16 / Елистратов С. Л., 2016. — 137 с.
40. Мереуца Е. В. Анализ энергетической эффективности включения теплонасосной установки и солнечных коллекторов в состав абсорбционных холодильных машин в системах централизованного кондиционирования / Е. В. Мереуца, А. А. Сухих // Вестник МАХ. — 2017. — № 2. — С. 43–50.
41. Мулдер, М. Введение в мембранную технологию / М. Мулдер. — М.: Мир, 1999. — 513 с.
42. О стратегии научно-технологического развития Российской Федерации: указ президента РФ от 1 декабря 2016 № 642.// [Электронный ресурс] Режим доступа: <http://kremlin.ru/acts/bank/41449>. (дата обращения 20.07.2019)
43. Слесаренко, В. Н. Опреснение морской воды / В.Н. Слесаренко. — М.: Энергоатомиздат, 1991. — 278 с.
44. Теплотехника: учебник для вузов / под общ. ред. А. М. Архарова, В.Н. Афанасьева. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017. — 2017. — 880 с.
45. Таубман, Е.И. Выпаривание / Е.И. Таубман. — М. : Химия, 1982. — 328 с.
46. Токарев, С. М. Математическое моделирование термической дистилляции воды при пленочном течении в вакууме / С. М. Токарев // Компьютерные исследования и моделирование. — 2013. — Т.5. — №2. — С. 205– 211.
47. Adam Shull, The Design and Creation of a Portable Water Purification System, graduate program in Engineering & Computer Science at Andrews University — 2012, Pp: 5-18.

48. Agostinho LCL. Water Hardness Removal for Industrial Use / LCL. Agostinho, L. Nascimento, BF. Cavalcanti // Application of the Electrolysis Process — 2012 — Vol. 1 — Issue 9, Pp: 35-47.
49. Alawi J. M. Modern electronic techniques in microwave thermal processing / J. M. Alawi // J. Eng. & Arch. — 2010. — Vol.2 — №1 — Pp: 28-49.
50. Ali Sakhaei S. Thermal performance analysis of a flat plate solar collector by utilizing helically corrugated risers: An experimental study / Seyed Ali Sakhaei, Mohammad Sadegh Valipour // Solar Energy. — 2020. — Vol. 207 — Pp: 235-246.
51. Alrajabo W. A. J. Study of the spatial variation of total solar radiation falling on the horizontal surface in Iraq / Alrajabo W. A. J., Darweesh Sh.H. // Al-Rafidain Science Journal— 2011. — № 4. — Pp: 119–134.
52. Ambarita Himsar, Study on the performance of natural vacuum desalination system using low grade heat source / Himsar Ambarita // Case Studies in Thermal Engineering — 2016 — Pp: 346-358.
53. Ambrose D. The vapor pressure of water / D. Ambrose, I.J. Lawrenson // The Journal of Chemical Thermodynamics. — 1972. — № 4.— Vol.5.— Pp: 755–761.
54. Ankita S. G., Heat pumps and our low-carbon future: A comprehensive review / Ankita Singh Gaur, Desta Z. Fitiwi, John Curtis // Energy Research & Social Science — 2021 — Vol. 71 — Pp: 97-107.
55. An overview of different distillation methods for small scale applications / R. Saidur, E. T. Elcevvadi, S. Mekhilef [и др.] // Renewable and Sustainable Energy Reviews. — 2011. — № 15. — Pp: 4756–4764.
56. Araghi A.H. A novel vacuum discharge thermal energy combined desalination and power generation system utilizing R290/R600a / A.H. Araghi, M. Khiadani, K. Hooman // Energy— 2016 — №98 — Pp: 215–224.
57. Ayhan T. Feasibility study of renewable energy powered seawater desalination technology using natural vacuum technique / T. Ayhan, H. Al-Madani // Renew. Energy — 2010 № 35 — Pp: 506–514.

58. Bali M. Effects of magnetic treatment on scaling power of hard waters / M. Bali, Y. Mabrouk, N. Abdelli // Separat Puri Tech— 2016— №171—Pp: 88-92.
59. Bellanco I. A review of the fault behavior of heat pumps and measurements, detection and diagnosis methods including virtual sensors / I. Bellanco, E. Fuentes, M. Vallès, J. Salom // Journal of Building Engineering — 2020 — Vol. 39 — Pp:102-154
60. Bejan A. The concept of irreversibility in heat exchanger design: counter flow heat exchangers for gas-to-gas applications // ASME Journal of Heat Transfer —1977—Pp: 374-380.
61. Bijan K. M. Energy-Efficient Refrigeration Systems / K. M. Bijan, S. E. Madhu, R. Ranendra // Cooling India—2018— vol. 13—№ 6.
62. Billal M. M. Supporting Tools for Transition towards Industry 4.0: A Pressurized Cylinder Manufacturing Case Study / M. M. Billal, M. Baritto, S. M. Muntasir Nasim, R. A. Sultana, M. Arani and A. J. Qureshi // International Conference on Decision Aid Sciences and Application (DASA) — 2020—Pp: 310-314.
63. Bruce I. Drinking Water Treatment: Sediment Filtration / I. Bruce, Dvorak, O. Sharon // Neb Guide — 2013, Pp: 1- 4.
64. Bruce I. Drinking Water Treatment: distillation / Bruce I. Dvorak and Sharon O. Skipton // Neb Guide — 2013// [Электронный ресурс] Режим доступа: <https://digitalcommons.unl.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=3798&context=extensionhist>. (дата обращения 25.07.2019)
65. Bruce I. Dvorak and Sharon O. Skipton. Drinking Water Treatment: Activated carbon filtration. Neb Guide. — 2013// [Электронный ресурс] Режим доступа: <https://extensionpublications.unl.edu/assets/pdf/g1489.pdf>. (дата обращения 17.06.2019).
66. Bruce I. Drinking Water Treatment: Reverse Osmosis / I. Bruce, Dvorak, O. Sharon // Neb Guide — 2014// [Электронный ресурс] Режим доступа:



- <https://digitalcommons.unl.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=5348&context=extensionhist>. (дата обращения 17.06.2019).
67. Chabot A. Numerical analysis of heat pumps: Selection of the best fluids for maximizing the coefficient of performance / Alexandre Chabot, François Mathieu-Potvin // *International Journal of Refrigeration*/ — 2020 — Vol. 112 — Pp: 281-302.
  68. Cheng Z. Vapor injected heat pump using non-azeotropic mixture R32/R1234ze(E) for low temperature ambient / Z. Cheng, W. Shi, B. Wang // 12th IEA heat pump conference. —2017—Pp:152–158.
  69. Christ A. Boosted multi-effect distillation for sensible low-grade heat sources: a comparison with feed pre-heating multi-effect distillation / A. Christ, K. R-Lieb, H.T. Chua // *Desalination* — 2015 — № 366— Pp:32–46.
  70. Chua K.J. Advances in heat pump systems: A review / K.J.Chua, S.K.Chou W.M.Yang // *Applied Energy*.— 2010. — Vol. 87 — Pp:3611–3624.
  71. Compact Heat Pumps, 12th International Heat Pump Conference 2017, Rotterdam, The Netherlands.
  72. Daniele T., Stochastic optimal integration of decentralized heat pumps in a smart thermal and electric micro-grid / Daniele Testi, Luca Urbanucci, Chiara Giola, Eva Schito, Paolo Conti // *Energy Conversion and Management*. — 2020. — Vol. 210 — 112734// [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://en.x-mol.com/paper/article/1241031917567414272>. (дата обращения 10.02.2019).
  73. David A. Large-Scale Electric Heat Pumps in District Heating Systems / A. David et al. // *Energies*. —2017.— Т.10— №4— Pp: 578-590.
  74. Dayong Gao McGoodwin / Dayong Gao, Michael C. // *Engineering Thermodynamics* — 2016— Pp: 26-32.
  75. Deethayat T. Performance analysis of low temperature organic Rankine cycle with zeotropic refrigerant by Figure of Merit (FOM) / T. Deethayat, A. Asanakham, T. Kiatsiriroat // *Energy*—2016. — Vol. 96— №1. — Pp: 96-102.

76. Design of externally pressurized ellipsoidal heads with variable wall thicknesses / Linfeng Yang, Yongmei Zhu, Jiafu Yu, Baoji Yin, Jian Zhang // International Journal of Pressure Vessels and Piping. — 2021. — Vol. 191 — Pp: 100-123.
77. Dey D., Herzog A., Srinivasan V. Chemical precipitation: water softening. ENE 806, — 2007— Project Report 3.
78. Dow N. Pilot trial of membrane distillation driven by low grade waste heat: membrane fouling and energy assessment / N. Dow, S. Gray, Jd Li, J. Zhang, E. Ostarcevic, A. Liubinas, P. Atherton, G. Roeszler, A. Gibbs, M. Duke // Desalination. — 2016. — № 391— Pp: 30–42.
79. El Hafidi M.Y. M. El Hafidi. Existing Scale Deposits Removal by Magnetic Water Treatment / El Hafidi M.Y. M. El Hafidi // Theoretical Study and Experiment. Int J Water. —2017.— Pp: 54-62.
80. Emerging Trends in Desalination: A Review National Water Commission [Электронный ресурс]. — 2008. — Режим доступа: <https://pdfs.semanticscholar.org/0510/f9e0055baba37b06b4fa85db0be5de2c3bba.pdf>, (дата обращения 15.07.2019).
81. Engineering ToolBox, 2004. Water Vapor and Saturation Pressure in Humid Air. 2004 [Электронный ресурс]. — Режим доступа: [https://www.engineeringtoolbox.com/water-vapor-saturation-pressure-air-d\\_689.html](https://www.engineeringtoolbox.com/water-vapor-saturation-pressure-air-d_689.html) [Accessed Day Mo. Year], (дата обращения 20.09.2019).
82. Ferreux M. Role d'un traitement magnétique sur la cristallogénése du carbonate de calcium dans les eaux entartrantes. Ph.D. Thesis, — 1992.
83. Ferreux M. Influence d'aimants permanents sur la cristallogénése de CaCO<sub>3</sub> dans les eaux entartrantes / M. Ferreux, F. Remy, A. Vidonne // Traitements antitartre des eaux par des procédés physiques et électrochimiques — 1993 —Pp: 57–65.
84. Gabrielli C. Magnetic water treatment for scale prevention / C. Gabrielli, R. Jaouhariy, G. Maurin and M. Keddam // Pergamon. — 2001.— Vol. 35 —Pp: 3249- 3259.

85. Gao W. Experimental study on water separation process in a novel sprayflash vacuum evaporator with heat-pipe / W. Gao, C. Li, C. Xu, D. Wang // *Desalination*. — 2016. — №386 — Pp: 39–47.
86. Gao D. Experimental and numerical analysis of an efficiently optimized evacuated flat plate solar collector under medium temperature / Datong Gao, Guangtao Gao, Jingyu Cao, et. al. // *Applied Energy*. — 2020. — Vol. 269 — Pp: 115-129.
87. Giraud F. Experimental evidence of a new regime for boiling of water at subatmospheric pressure / F. Giraud, R. Rullière, C. Toublanc [идр.] // *Exp. Therm. Fluid Sci.* — 2015. — № 60. — Pp: 45–53.
88. Glasstone S. *Thermodynamics for Chemists*, Princeton N.J. Van Nostrand Co., 1947 [Электронный ресурс]. — Режим доступа: [https://link.springer.com/referenceworkentry/10.1007%2F978-3-540-68832-7\\_9](https://link.springer.com/referenceworkentry/10.1007%2F978-3-540-68832-7_9). (дата обращения 06.09.2019).
89. Hamawand I. Desalination of salty water using vacuum spray dryer driven by solar energy / I. Hamawand, L. Lewis, N. Ghaffour, J. Bundschuh // *Desalination* 404. — 2017. — Pp: 182–191.
90. Incropera F.P., DeWitt D.P. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. /text book// John Wiley, New York, 1998, 1070 p.
91. International Association for the Properties of Water and Steam, Release on the IAPWS Formulation 1995 for the thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use, 1996 // [Электронный ресурс]. Режим доступа: [http://thermophysics.ru/pdf\\_doc/IAPWS\\_1995.pdf](http://thermophysics.ru/pdf_doc/IAPWS_1995.pdf). (дата обращения 08.05.2019).
92. International Association for the Properties of Water and Steam, Release on the IAPWS formulation for the thermodynamic properties of seawater, 2008/1996 // [Электронный ресурс] Режим доступа: <http://www.iapws.org/relguide/seawater.pdf>. (дата обращения 08.05.2019).
93. International Renewable Energy Agency (IRENA). «Water desalination using renewable energy» [Электронный ресурс]. — IEA-ETSAP and IRENA,

2012. — Режим доступа: <https://www.irena.org/-/media/Files/IRENA/Agency/Publication/2012/IRENA-ETSAP-Tech-Brief-I12-Water-Desalination.pdf>, (дата обращения 03.08.2019).
94. Ishaque S. Effect of heat exchanger design on seasonal performance of heat pump systems / Shehryar Ishaque, Md Irfanul Haque Siddiqui, Man-Hoe Kim // International Journal of Heat and Mass Transfer.— 2020. — Vol. 151 — Pp:119-134.
95. Jims G. Investigation on Solar Desalination based on Vacuum Evaporation For Small Scale Applications / G. Jims John Wesley. P. Koshy Mathews // International Conference on Modeling Optimisation and Computing. — 2012, Pp: 45-67.
96. Joshi H.M. Heat transfer and friction in the offset strip-fin heat exchanger / H.M. Joshi, R.L. Webb, // International Journal of Heat and Mass Transfer. — 1987. — Vol. 30 — Pp: 69-84.
97. Khalifa A., Analysis of integrated membrane distillation-heat pump system for water desalination / A. Khalifa, A. Mezghani, H. Alawami // Desalination. — 2021. — Vol. 510 — 115087
98. Khawaji, A. D. Advances in seawater desalination technologies / A. D. Khawaji, I. K. Kutubkhanax, J. Wie // Desalination. — 2008. — № 221. — Pp: 47–69.
99. Kim B., Performance comparison of heat pumps using low global warming potential refrigerants with optimized heat exchanger designs / Byeongsu Kim, Sang Hun Lee, DongChan Lee, Yongchan Kim // Applied Thermal Engineering.— 2020. — Vol. 171 — article number 114990
100. Kudish A. I. Simulation study on a solar desalination system utilizing an evaporator/condenser chamber / A. I. Kudish, E. G. Evseev, G. Walter, T. Priebe // Energy Conv. Manage. —2003. — № 44 — Pp: 1653-1670.
101. Lawson, K. W. Membrane distillation / K. W. Lawson, D. R. Lloyd // Journal of Membrane Science. — 1995. — № 124 — Pp: 1–25.

102. Li, N. N. *Advanced Membrane Technology and Applications* / N. N. Li, A. G. Fane, W. S. Winston Ho, T. Matsuura. — Wiley–Interscience, 2008. — 1016 p.
103. Li W. Effects of evaporating temperature and internal heat exchanger on organic Rankine cycle / W. Li, X. Feng, L.J. Yu, J. Xu // *Applied Thermal Engineering*. — 2011. — № 31 — Pp: 4014-4023.
104. Low S. C. Vacuum desalination using waste heat from a steam turbine / S. C. Low, J. H. Tay // *Desalination*. — 1991. — №106 — Pp: 121-131.
105. Lund R. Mapping of potential heat sources for heat pumps for district heating in Denmark / R. Lund, U. Persson // *Energy*. — 2015.— № 110— Pp: 129–138.
106. Lund R. Socioeconomic potential for introducing large-scale heat pumps in district heating in Denmark / R. Lund, D. D. Ilic, L. Trygg // *Journal of Clean Prod.* — 2016. — №139 — Pp: 219–229.
107. Lund R. Comparison of Low-temperature District Heating Concepts in a Long-Term Energy System Perspective / R. Lund, et al. // *Int. J. Sustain. Energy Plan Manag.* — 2017.— №12 — Pp: 5–18.
108. Lykins, R W, Jr., Clark, R. M, Goodrich, j A., 38, *Point-of-use/Point-of-entry for Drinking Water Treatment*, Lewis Publishers, an imprint of CRC Press, Boca Raton, Florida — 1992, 358p.
109. Mani A. *Studies on single sloped solar still*, National Solar Energy Convention, I.I.T., New Delhi —1982— 17.4-17.7// [Электронный ресурс] Режим доступа: <file:///C:/Users/LENOVO/Downloads/inventions-06-00077-v2.pdf>. (дата обращения 09.06.2020).
110. Mani A. *Experimental studies on single sloped solar still*, M.Teeh Thesis, IIT, Madras —1982.
111. Mani A. S. Kumaraswamy and R. Senthil Kumar, *Utilisation of ocean thermal energy for desalination of brackish water*, Technical Report, National Institute of Technology, Chennai —2002.

112. Maroo S.C. Theoretical analysis of a single-stage and two-stage solar driven flash desalination system based on passive vacuum generation, / S.C. Maroo, D.Y. Goswami // Desalination. — 2009. — №249 — Pp: 635-646.
113. Measurement of Solar Transmittance through Plate Glass // [Электронный ресурс] Режим доступа: <https://www.shimadzu.com/an/industries/electronics-electronic/solar-transmittance/index.html>, (дата обращения 15.05.2019).
114. Mengying W., Exergoeconomic performance comparison, selection and integration of industrial heat pumps for low grade waste heat recovery / Mengying Wang, Chun Deng, Yufei Wang, Xiao Feng // Energy Conversion and Management.— 2020. — Vol. 207 — article number 112532.
115. Merlin J. Thattil, Chitaranjan Pany. Design and Analysis of Pressure Vessel with different end domes. International Journal of Science, Engineering and Technology Research. — 2017. — Vol. 6.
116. Miller, J. E. Review of water resources and desalination technologies / J. E. Miller. — Albuquerque : Sandia National Laboratories, 2003. — 54 с.
117. Mohamad T. Rammaha. Characterization of calcium hardness removal from water using microwave energy. Ph.D. Thesis— 2013, 310p.
118. Mostafa H. Sharqawy, John H. Lienhard V, Syed M. Zubair. Thermophysical properties of seawater: a review of existing correlations and data. Desalination and Water Treatment. 2010.
119. Nein T. Environmental perspectives of microwave applications as remedial alternatives: Review. Practice periodical of hazardous, toxic and radioactive waste management / T. Nein // ASCE. — 2008.— №115.
120. Null H.R. Heat pump in distillation / H.R. Null // Chemical Engineering Progress. — 1976. — Vol. 72 — Pp: 58-64.
121. Ommen T. Generalized COP estimation of heat pump processes for operation off the design point of equipment / T. Ommen, et al. // Proc 25th IIR Int Congr Refrig. — 2019. — 648p.

122. Palacio M. Experimental comparative analysis of a flat plate solar collector with and without PCM / Mario Palacio, Anggie Rincón, Mauricio Carmona // Solar Energy. — 2020. — Vol. 206 — Pp: 708-721.
123. Parsons S. A. Magnetically augmented water treatment / Parsons S. A., Judd S. J., Stephenson T., Udol S. and Wang B. L. // Trans. Inst. Chem. Eng. — 1997.—№75B—Pp: 98–104.
124. Pieper H. Allocation of investment costs for large-scale heat pumps supplying district heating / H. Pieper, et al. // Energy Procedia. — 2018. —№147 — Pp: 358–367.
125. Pieper H. Comparison of COP estimation methods for large-scale heat pumps used in energy planning / H. Pieper, et al. // Energy. — 2020.—№205—С.117. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://ideas.repec.org/a/eee/energy/v205y2020ics0360544220311014.html>. (дата обращения 15.05.2019).
126. Pieper H. Optimal design and dispatch of electrically driven heat pumps and chillers for a new development area / H. Pieper, T. Ommen, B. Elmegaard, A. Volkova, W. Brix markussen // Environmental and Climate Technologies.— 2020.— Vol. 24—№ 3—Pp: 470–482.
127. Pieper H. Optimal Integration of District Heating, District Cooling, Heat Sources and Heat Sinks / H. Pieper // Lyngby — 2019.
128. Pieper H. Modelling framework for integration of large-scale heat pumps in district heating using low-temperature heat sources / H. Pieper // Energy Plan. Manag. — 2019 — №20 — Pp: 67–86.
129. Rahman H. An experiment with single effect submerged vertical tube evaporator in multieffect desalination / H. Rahman, M. N. A. Hawlader and M. Malek // Desalination. —2003. — № 156 — Pp: 91-100.
130. Senthil Kumar R. Experimental studies on desalination system for ocean thermal energy utilization / R. Senthil Kumar, A. Mani and S. Kumaraswamy // Desalination.— 2007. — № 207 — Pp: 1–8.

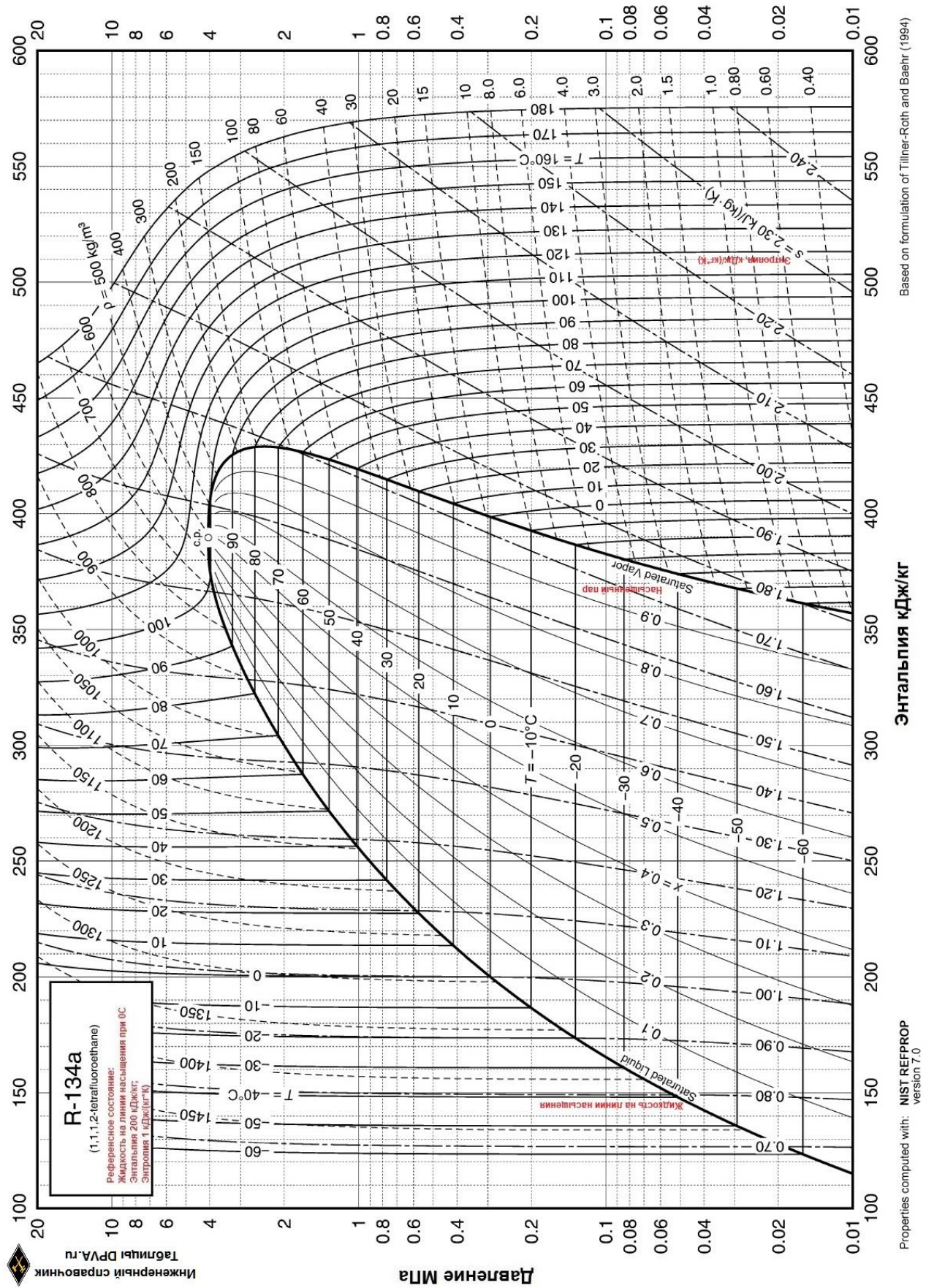
131. Semiat, R. Desalination: present and future / R. Semiat // International water resources association. Water international. — 2000. — T. 25. — № 1. — Pp: 54–65.
132. Semiat, R. Water desalination / R. Semiat, D. Hasson // Rev. Chem. Eng. — 2012. — № 28. — Pp: 43–60.
133. Shah R.K., Seculic D.P. Heat exchangers, in: Rosenhow, Hartnett, Young (Eds.), Handbook of Heat Transfer, McGraw Hill, New York, — 1998. — Pp: 17-65.
134. Sharon H. A review of solar energy driven desalination technologies / H. Sharon, K.S. Reddy // Renew, Sustain, Energy Rev. — 2015.— № 41 — Pp: 1080–1118.
135. Sharon O. Skipton and Bruce I. Dvorak. Drinking Water Treatment: ion exchange. Neb Guide — 2014.
136. Shrestha P. R. Water hardness removal for potable water "The ion exchange method" / Shrestha P. R. , Engle O. , Karlsson M. // VVAN01—2009. — Pp: 01-29.
137. Sohaili J. Removal of scale deposition on pipe walls by using magnetic field treatment / Sohaili J, Shi HS, Lavania-Baloo, Zardari NH // J Cleaner Produc. — 2016. — 139 — Pp: 1393-1399.
138. Sperber E., Reduced-order models for assessing demand response with heat pumps – Insights from the German energy system / Evelyn Sperber, Ulrich Frey, Valentin Bertsch // Energy and Buildings. — 2020. — Vol. 223 — article number 110144
139. Tay J. H. Vacuum desalination for water purification using waste heat / J. H. Tay, S. C. Low, S. Jeyaseelan // Desalination. — 1996. — №106. — Pp: 131-135.
140. Timerbaev N. F., Almohammed O. A. M., Ali A. K. Longitudinal Fin Effect on Effectiveness of Double Pipe Heat Exchanger. Proceedings of the 4th International Conference on Industrial Engineering. 2018. Pp.



141. Timerbaev N. F., Almohammed O. A. M., Ahmad B. I., Heat Pump Application for Water Distillation, 2019 International Multi-Conference on Industrial Engineering and Modern Technologies (FarEastCon), Vladivostok, Russia, 2019, pp. 1-5.
142. Timerbaev N. F., Almohammed O. A. M., Philippova F. M., Alhadj Hassan F. I., Fomin A. A. Practical study on heat pump enhancement by the solar energy. E3S Web Conf. Vol. 288, 2021, International Symposium “Sustainable Energy and Power Engineering 2021” (SUSE-2021).
143. Wang, Shan K. Handbook of air conditioning and refrigeration / Shan K. Wang—2nd ed. —2000.— Pp: 424–440.
144. Wang X. Synergetic process of condensing heat exchanger and absorption heat pump for waste heat and water recovery from flue gas / Xiang Wang, Jiankun Zhuo, Jianmin Liu, Shuiqing Li // Applied Energy. — 2020. — Vol. 261 — article number 114401
145. Water global practice. The role of desalination in an increasingly water-scarce world, 2019, pp: 43.
146. Wenjie He. Novel Technology for Drinking Water Safety / He Wenjie, Li Weiguang, Zhang Xiaojian, Huang Tingling, Han Hongda // China Architecture & Building Press. — 2006.
147. Wong T.-W. Effects of microwave on water and its influence on drug dissolution / Wong T.-W., Iskhandar A., Kamal M., Jumi S. J., Kamarudin -H., N.-Z. Zin Mohamad, and Salleh N.-H. Mohd // Progress In Electromagnetics Research C. — 2009. — Vol. 11 — Pp: 121-136.
148. World health organization. Progress on drinking water, sanitation and hygiene, - 2017 // [Электронный ресурс] Режим доступа: [https://www.un.org/africarenewal/sites/www.un.org.africarenewal/files/JMP-2017-report-launch-version\\_0.pdf](https://www.un.org/africarenewal/sites/www.un.org.africarenewal/files/JMP-2017-report-launch-version_0.pdf). (дата обращения 13.05.2018).
149. Yoon J. Performance analysis of OTEC power cycle with a liquid–vapor ejector using R32/R152a / J. Yoon, et al. // Heat and Mass Transfer. – 2015. – Vol. 51, №11. – Pp: 1597-1065.

150. Zahid U. Analysis of the performance optimisation parameters of shell and tube heat exchanger using CFD / Umer Zahid, Ahmad Hanan, Tariq Feroze, Sohaib Khan, // Australian Journal of Mechanical Engineering — 2021// [Электронный ресурс] Режим доступа: <https://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/14484846.2021.1914890>, (дата обращения 17.05.2019)
151. Zheng N. A review on single-phase convective heat transfer enhancement based on multi-longitudinal vortices in heat exchanger tubes / Nianben Zheng, Fang Yan, Kang Zhang, Tian Zhou, Zhiqiang Sun // Applied Thermal Engineering.— 2020. — Vol. 164 — article number 114475
152. Zoltan P. Determination of cop maximum of cold water loop of heat pump heating system by means of numerical-graphical optimization procedure / Pek Zoltan, Nyers Arpad, Nyers Jozsef // Thermal Science. — 2020. — Vol. 39 — Pp: 104-104.
153. Čož T. D. Exergoeconomic optimization of a district cooling network / T. D. Čož, A. Kitanovski, A. Poredoš // Energy.— 2017.— № 135—Pp: 342–351
154. Østergaard P. A. Booster heat pumps and central heat pumps in district heating / P. A. Østergaard, A. N. Andersen // Applied Energy. — 2016. — №184 — Pp: 1374–1388.

# Приложение 1. Свойства хладагента R – 134a.





**Хладагент, фреон, хладон (Холодильный агент, Refrigerant) Refrigerant 134a (1,1,1,2-Tetrafluoroethane) = Тетрафторэтан, Фреон-134a, R-134a = C2H2F4 = C2F4H2** Диаграмма Давление/Энтальпия/Температура, термодинамические свойства жидкого на линии насыщения и насыщенного пара. Давление, Плотность, Удельный объем, Энтальпия, Энтропия, Теплоемкость, Показатель адиабаты, Скорость звука, Вязкость, Теплопроводность, Поверхностное натяжение. -103,3/+101,06°С

Инженерный справочник  
Таблицы DPVA.ru

Т°С	Давление, МПа	Плотность, кг/м <sup>3</sup>		Удельный объем, м <sup>3</sup> /кг		Энтальпия, кДж/кг		Энтропия, кДж/(кг·К)		Теплоемкость Ср, кДж/(кг·К)		Показатель адиабаты = Ср /Cv	Скорость звука, м/с		Вязкость абс., мПа·с=Пуаз		Теплопроводность мВт/(м·К)		Поверхностное натяжение, мН/м	Т°С
		Жидкость	Пар	Жидкость	Пар	Жидкость	Пар	Жидкость	Пар	Жидкость	Пар		Жидкость	Пар	Жидкость	Пар	Жидкость	Пар		
-103.30a	0,00039	1591,1	35,4960	71,46	334,94	0,4126	1,9639	1,184	0,585	1,164	1,164	1120	126,8	2175,0	6,46	145,2	3,08	28,07	-103,30	
-100	0,00056	1582,4	25,1930	75,36	336,85	0,4354	1,9456	1,184	0,593	1,162	1,162	1103	127,9	1893,0	6,60	143,2	3,34	27,50	-100	
-90	0,00152	1555,8	9,7698	87,23	342,76	0,5020	1,8972	1,189	0,617	1,156	1,156	1052	131,0	1339,0	7,03	137,3	4,15	25,79	-90	
-80	0,00367	1529,0	4,2682	99,16	348,83	0,5654	1,8580	1,198	0,642	1,151	1,151	1002	134,0	1018,0	7,46	131,5	4,95	24,10	-80	
-70	0,00798	1501,9	2,0590	111,20	355,02	0,6262	1,8264	1,210	0,667	1,148	1,148	952	136,8	809,2	7,89	126,0	5,75	22,44	-70	
-60	0,01591	1474,3	1,0790	123,36	361,31	0,6846	1,8010	1,223	0,692	1,146	1,146	903	139,4	663,1	8,30	120,7	6,56	20,80	-60	
-50	0,02945	1446,3	0,60620	135,67	367,65	0,7410	1,7806	1,238	0,720	1,146	1,146	855	141,7	555,1	8,72	115,6	7,36	19,18	-50	
-40	0,05121	1417,7	0,36108	148,14	374,00	0,7956	1,7643	1,255	0,749	1,148	1,148	807	143,6	472,2	9,12	110,6	8,17	17,60	-40	
-30	0,08438	1388,4	0,22594	160,79	380,32	0,8486	1,7515	1,273	0,781	1,152	1,152	760	145,2	406,4	9,52	105,8	8,99	16,04	-30	
-28	0,09270	1382,4	0,20680	163,34	381,57	0,8591	1,7492	1,277	0,788	1,153	1,153	751	145,4	394,9	9,60	104,8	9,15	15,73	-28	
-26.07b	0,10133	1376,7	0,19018	165,81	382,78	0,8690	1,7472	1,281	0,794	1,154	1,154	742	145,7	384,2	9,68	103,9	9,31	15,44	-26,07	
-26	0,10167	1376,5	0,18958	165,90	382,82	0,8694	1,7471	1,281	0,794	1,154	1,154	742	145,7	383,8	9,68	103,9	9,32	15,43	-26	
-24	0,11130	1370,4	0,17407	168,47	384,07	0,8798	1,7451	1,285	0,801	1,155	1,155	732	145,9	373,1	9,77	102,9	9,48	15,12	-24	
-22	0,12165	1364,4	0,16006	171,05	385,32	0,8900	1,7432	1,289	0,809	1,156	1,156	723	146,1	362,9	9,85	102,0	9,65	14,82	-22	
-20	0,13273	1358,3	0,14739	173,64	386,55	0,9002	1,7413	1,293	0,816	1,158	1,158	714	146,3	353,0	9,92	101,1	9,82	14,51	-20	
-18	0,14460	1352,1	0,13592	176,23	387,79	0,9104	1,7396	1,297	0,823	1,159	1,159	705	146,4	343,5	10,01	100,1	9,98	14,21	-18	
-16	0,15728	1345,9	0,12551	178,83	389,02	0,9205	1,7379	1,302	0,831	1,161	1,161	695	146,6	334,3	10,09	99,2	10,15	13,91	-16	
-14	0,17082	1339,7	0,11605	181,44	390,24	0,9306	1,7363	1,306	0,838	1,163	1,163	686	146,7	325,4	10,17	98,3	10,32	13,61	-14	
-12	0,18524	1333,4	0,10744	184,07	391,46	0,9407	1,7348	1,311	0,846	1,165	1,165	677	146,8	316,9	10,25	97,4	10,49	13,32	-12	
-10	0,20060	1327,1	0,09959	186,70	392,66	0,9506	1,7334	1,316	0,854	1,167	1,167	668	146,9	308,6	10,33	96,5	10,66	13,02	-10	
-8	0,21693	1320,8	0,09242	189,34	393,87	0,9606	1,7320	1,320	0,863	1,169	1,169	658	146,9	300,6	10,41	95,6	10,83	12,72	-8	
-6	0,23428	1314,3	0,08587	191,99	395,06	0,9705	1,7307	1,325	0,871	1,171	1,171	649	147,0	292,9	10,49	94,7	11,00	12,43	-6	
-4	0,25268	1307,9	0,07987	194,65	396,25	0,9804	1,7294	1,330	0,880	1,174	1,174	640	147,0	285,4	10,57	93,8	11,17	12,14	-4	
-2	0,27217	1301,4	0,07436	197,32	397,43	0,9902	1,7282	1,336	0,888	1,176	1,176	631	147,0	278,1	10,65	92,9	11,34	11,85	-2	
0	0,29280	1294,8	0,06931	200,00	398,60	1,0000	1,7271	1,341	0,897	1,179	1,179	622	146,9	271,1	10,73	92,0	11,51	11,56	0	
2	0,31462	1288,1	0,06466	202,69	399,77	1,0098	1,7260	1,347	0,906	1,182	1,182	612	146,9	264,3	10,81	91,1	11,69	11,27	2	
4	0,33766	1281,4	0,06039	205,40	400,92	1,0195	1,7250	1,352	0,916	1,185	1,185	603	146,8	257,6	10,90	90,2	11,86	10,99	4	
6	0,36198	1274,7	0,05644	208,11	402,06	1,0292	1,7240	1,358	0,925	1,189	1,189	594	146,7	251,2	10,98	89,4	12,04	10,70	6	
8	0,38761	1267,9	0,05280	210,84	403,20	1,0388	1,7230	1,364	0,935	1,192	1,192	585	146,5	244,9	11,06	88,5	12,22	10,42	8	
10	0,41461	1261,0	0,04944	213,58	404,32	1,0485	1,7221	1,370	0,945	1,196	1,196	576	146,4	238,8	11,15	87,6	12,40	10,14	10	
12	0,44301	1254,0	0,04633	216,33	405,43	1,0581	1,7212	1,377	0,956	1,200	1,200	566	146,2	232,9	11,23	86,7	12,58	9,86	12	
14	0,47288	1246,9	0,04345	219,09	406,53	1,0677	1,7204	1,383	0,967	1,204	1,204	557	146,0	227,1	11,32	85,9	12,77	9,58	14	
16	0,50425	1239,8	0,04078	221,87	407,61	1,0772	1,7196	1,390	0,978	1,209	1,209	548	145,7	221,5	11,40	85,0	12,95	9,30	16	
18	0,53718	1232,6	0,03830	224,66	408,69	1,0867	1,7188	1,397	0,989	1,214	1,214	539	145,5	216,0	11,49	84,1	13,14	9,03	18	
20	0,57171	1225,3	0,03600	227,47	409,75	1,0962	1,7180	1,405	1,001	1,219	1,219	530	145,1	210,7	11,58	83,3	13,33	8,76	20	
22	0,60789	1218,0	0,03385	230,29	410,79	1,1057	1,7173	1,413	1,013	1,224	1,224	520	144,8	205,5	11,67	82,4	13,53	8,48	22	
24	0,64578	1210,5	0,03186	233,12	411,82	1,1152	1,7166	1,421	1,025	1,230	1,230	511	144,5	200,4	11,76	81,6	13,72	8,21	24	
26	0,68543	1202,9	0,03000	235,97	412,84	1,1246	1,7159	1,429	1,038	1,236	1,236	502	144,1	195,4	11,85	80,7	13,92	7,95	26	
28	0,72688	1195,2	0,02826	238,84	413,84	1,1341	1,7152	1,437	1,052	1,243	1,243	493	143,6	190,5	11,95	79,8	14,13	7,68	28	
30	0,77020	1187,5	0,02664	241,72	414,82	1,1435	1,7145	1,446	1,065	1,249	1,249	483	143,2	185,8	12,04	79,0	14,33	7,42	30	
32	0,81543	1179,6	0,02513	244,62	415,78	1,1529	1,7138	1,456	1,080	1,257	1,257	474	142,7	181,1	12,14	78,1	14,54	7,15	32	
34	0,86263	1171,6	0,02371	247,54	416,72	1,1623	1,7131	1,466	1,095	1,265	1,265	465	142,1	176,6	12,24	77,3	14,76	6,89	34	
36	0,91185	1163,4	0,02238	250,48	417,65	1,1717	1,7124	1,476	1,111	1,273	1,273	455	141,6	172,1	12,34	76,4	14,98	6,64	36	
38	0,96315	1155,1	0,02113	253,43	418,55	1,1811	1,7118	1,487	1,127	1,282	1,282	446	141,0	167,7	12,44	75,6	15,21	6,38	38	
40	1,01666	1146,7	0,01997	256,41	419,43	1,1905	1,7111	1,498	1,145	1,292	1,292	436	140,3	163,4	12,55	74,7	15,44	6,13	40	
42	1,07222	1138,2	0,01887	259,41	420,28	1,1999	1,7103	1,510	1,163	1,303	1,303	427	139,7	159,2	12,65	73,9	15,68	5,88	42	
44	1,13011	1129,5	0,01784	262,43	421,11	1,2092	1,7096	1,523	1,182	1,314	1,314	418	138,9	155,1	12,76	73,0	15,93	5,63	44	
46	1,1903	1120,6	0,01687	265,47	421,92	1,2186	1,7089	1,537	1,202	1,326	1,326	408	138,2	151,0	12,88	72,1	16,18	5,38	46	
48	1,2529	1111,5	0,01595	268,53	422,69	1,2280	1,7081	1,551	1,223	1,339	1,339	399	137,4	147,0	13,00	71,3	16,45	5,13	48	
50	1,3179	1102,3	0,01509	271,62	423,44	1,2375	1,7072	1,566	1,246	1,354	1,354	389	136,6	143,1	13,12	70,4	16,72	4,89	50	
52	1,3854	1092,9	0,01428	274,74	424,15	1,2469	1,7064	1,582	1,270	1,369	1,369	379	135,7	139,2	13,24	69,6	17,01	4,65	52	
54	1,4555	1083,2	0,01351	277,89	424,83	1,2563	1,7055	1,600	1,296	1,386	1,386	370	134,7	135,4	13,37	68,7	17,31	4,41	54	
56	1,5282	1073,4	0,01278	281,06	425,47	1,2658	1,7045	1,618	1,324	1,405	1,405	360	133,8	131,6	13,51	67,8	17,63	4,18	56	
58	1,6036	1063,2	0,01209	284,27	426,07	1,2753	1,7035	1,638	1,354	1,425	1,425	350	132,7	127,9	13,65	67,0	17,96	3,95	58	
60	1,6818	1052,9	0,01144	287,50	426,63	1,2848	1,7024	1,660	1,387	1,448	1,448	340	131,7	124,2	13,79	66,1	18,31	3,72	60	
62	1,7628	1042,2	0,01083	290,78	427,14	1,2944	1,7013	1,684	1,422	1,473	1,473	331	130,5	120,6	13,95	65,2	18,68	3,49	62	
64	1,8467	1031,2	0,01024	294,09	427,61	1,3040	1,7000	1,710	1,461	1,501	1,501	321	129,4	117,0	14,11	64,3	19,07	3,27	64	
66	1,9337	10																		

## Приложение 2. Пример расчета системы дистилляции воды

На следующих рисунках представлено рабочее окно компьютерной программы Excel, которая используется для применения математических формул для получения результатов настоящего исследования. Каждый столбец этого приложения представляет входные данные или результат определенной формулы в этом исследовании.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R
1	P (cond.)	tP (evap.)	t1	t2	t3	t4	t5	t, water	t, water	vaj	h1	h2	h3	h4	h5	Q(cond.)	Q(evap)	power of c. ref. mass f
2	10	5	20	47	40	16	16	21	21	411	428	257	257	408	171	151	650	38.23529

	S	T	U	V	W	X	Y	Z	AA	AB	AC	AD	AE	AF	AG	AH	AI	AJ
1	Hcop	Ccop	cond. Vess	evap. Vess	saturation	hg	hl	hfg	distilled wa	enthalpy of dryness	fr vl	vg	vfg	vfg	specific vo	volumetric	vacuum pt	total power
2	10.05882	8.882353	2.5	2.5	21	2540	88.47	2451.53	2.667002	375.1987	1.530467	0.001002	54.254	54.253	8.303244	22.14477	2188.457	2838.457

	AK	AL	AM	AN	AO	AP	AQ	AR	AS	AT	AU	AV	AW	AX	AY	AZ	BA	BB	BC	BD
	amount of distillation	heat loss	LMTD con	Δte	LMTD H.X	Pc/Pe	U cond.	(w Q cond.	VA cond.	M' Q	evap.	WU evap.	(w Aevap.	M' QH.X.	UH.X.	AH.X.	Qa	qt	Qu	AH.X
	9601.21	1064.29	764.706	22.3173	5	32.0386	2	1392.76	6538235	210.35	5773529	2025.11	570.194	114706	1441.75	2.48326	0.38	0.0825	2.975	38.55

A – давление конденсатора теплового насоса, (10) бар, (предполагаемое);

B – давление испарителя теплового насоса, (5) бар, (предполагаемое);

C – температура хладагента (134a) на входе в компрессор, 20°C в соответствии с выходом из теплообменника (предполагается);

D – температура хладагента (134a) на входе в конденсатор, 47°C получить из диаграммы давление-энтальпия через процесс изэнтропического сжатия в компрессоре;

E – температура хладагента (134a) на входе в расширительное устройство, 40°C (предполагаемая);

F – температура хладагента (134a) на входе в испаритель, 16°C полученный из диаграммы давление-энтальпия через адиабатическое расширение через расширительное устройство;

G – температура хладагента, выходящего из испарителя и поступающего в дополнительном теплообменнике, 16°C;

H – температура неочищенной воды вокруг конденсатора, 21°C (предполагаемая);

I – температура водяного пара вокруг испарителя, 21°C (предполагаемая);

J – энтальпия хладагента (134а) на входе в компрессор, 411 кДж / кг, (получена из диаграммы давление-энтальпия);

K – энтальпия хладагента (134а) на входе в конденсатор, 428 кДж / кг, (получена из диаграммы давление-энтальпия);

L – энтальпия хладагента (134а) на входе в расширительное устройство, 257 кДж / кг, (получено из диаграммы давление-энтальпия);

M – энтальпия хладагента (134а) на входе в испаритель, 257 кДж / кг, (получена из диаграммы давление-энтальпия);

N – энтальпия хладагента (134а) на входе в дополнительном теплообменнике, 408 кДж / кг, (получена из диаграммы давление-энтальпия);

O – тепло, отбрасываемое конденсатором теплового насоса, которое может быть получено с помощью:  $(i_2 - i_3 = 171)$ , кДж / кг;

P – тепло, поглощаемое испарителем теплового насоса, которое может быть получено с помощью:  $(i_1 - i_4 = 151)$ , кДж / кг;

Q – потребляемая мощность компрессора теплового насоса, 650 кВт (предполагаемая);

R – массовый расход хладагента (134а), рассчитываемый по уравнению (2.1);

$$N_{\text{комп.}} = G_{\text{хол.}} (i_2 - i_1)$$
$$G_{\text{хол.}} = \frac{650}{(428 - 411)} = 38.235 \text{ кг / с}$$

S – коэффициент производительности теплового насоса в режиме нагрева, который можно получить из уравнения (2.5);

$$HCOP = \frac{i_2 - i_3}{i_2 - i_1}$$
$$HCOP = \frac{428 - 257}{428 - 411} = 10.0588$$

T – коэффициент производительности теплового насоса в режиме охлаждения, который можно получить из уравнения (2.4);

$$CCOP = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1}$$

$$CCOP = \frac{411 - 257}{428 - 411} = 9.0588$$

U – давление (предполагаемая) внутри сосуда, в котором находится конденсатор, который используется для испарения сырой воды, 2.5 кПа;

V – давление (предполагаемая) внутри сосуда, в котором находится испаритель, внутри которого осуществляется конденсация водяного пара, 2.5 кПа;

W – температура насыщения воды внутри системы, 21 °С (предполагаемая);

X – энтальпия насыщенного водяного пара при 21 °С, 2540 кДж / кг, (получена из таблицы свойств воды);

Y – энтальпия насыщенной воды при 21 °С, 88.47 кДж / кг, (полученная из таблицы свойств воды);

Z – энергия, необходимая для испарения воды при 21 °С, 2451.53 кДж / кг (получено из таблицы свойств воды или из следующих);

$$i_r = i_\Gamma - i_{\text{ж}}$$

где

$i_r$  – энергия, необходимая для испарения, °С

$i_\Gamma$  – энтальпия насыщенного водяного пара, °С,

$i_{\text{ж}}$  – энтальпия насыщенной воды, °С.

AA – массовый расход испарившейся воды, который получается из уравнения (2.12);

$$\begin{aligned} G_{\text{хол.}}(i_2 - i_3) &= G_{6'}(i_{\Gamma 6'} - i_{\text{ж}6}) \\ 38.235(428 - 257) &= \dot{m}_{6'}(2540 - 88.47) \\ G_{6'} &= 2.666 \text{ кг / с} \end{aligned}$$

AB – энтальпия водяного пара, поступающего в вакуумный насос, кДж / кг, которую можно получить по уравнению (2.16);

$$\begin{aligned} i_{6''} &= i_{\Gamma 6'} - \frac{G_{\text{хол.}}}{G_{6'}}(i_5 - i_4) \\ i_{6''} &= 2540 - \frac{38.235}{2.666}(408 - 257) \end{aligned}$$

$$i_{6''} = 374.4 \text{ кДж / кг}$$

АС – доля влаги водяного пара, поступающего в вакуумный насос, умноженная на 10, что можно получить по уравнению (3.30);

$$X = \frac{i_{\text{в.п}}}{\frac{(i_{\text{г}} - i_{\text{ж}})}{10}}$$

$$X = \frac{374.4}{\frac{2451.53}{10}} = 1.527$$

AD – удельный объем насыщенной воды при 21 °С, 0.001002 м<sup>3</sup> / кг (получен из таблицы свойств воды);

AE – удельный объем насыщенного водяного пара при 21 °С, 54.254 м<sup>3</sup> / кг (получен из таблицы свойств воды);

AF – удельный объем воды при испарении при 21 °С, м<sup>3</sup> / кг (получено из таблицы свойств воды или из следующих);

$$v_{\text{г}} = v_{\text{г}} - v_{\text{ж}}$$

где

$v_{\text{г}}$  – удельный объем в процессе испарения, м<sup>3</sup> / кг

$v_{\text{г}}$  – удельный объем насыщенного водяного пара, м<sup>3</sup> / кг,

$v_{\text{ж}}$  – удельный объем насыщенной воды, м<sup>3</sup> / кг.

AG – удельный объем водяного пара, поступающего в вакуумный насос, рассчитываемый по формуле (3.32), м<sup>3</sup> / кг;

$$v_{\text{в.п}} = X \left( \frac{(v_{\text{г}} - v_{\text{ж}})}{10} \right)$$

$$v_{\text{в.п}} = 1.527 \left( \frac{(54.254 - 0.001002)}{10} \right) = 8.28 \text{ м}^3 / \text{кг}$$

АН – объемный расход водяного пара, поступающего в вакуумный насос, рассчитанный по формуле (3.31), м<sup>3</sup> / с;

$$S = G_{\text{в.п.}} * v_{\text{в.п}}$$

$$S = 2.666 * 8.27 = 22.047 \text{ м}^3 / \text{с}$$

AI – мощность вакуумного насоса, рассчитанная по формуле (3.33), кВт;



$$N_{\text{в.на.}} = [V * (p_2 - p_1)] / \eta_{\text{в.на.}}$$

$$N_{\text{в.на.}} = \frac{[22.047 * (101.325 - 2.5)]}{1} = 2178.794 \text{ кВт}$$

АJ – общая мощность, потребляемая системой, рассчитанная по формуле (3.34), кВт;

$$N_T = N_{\text{комп.}} + N_{\text{в.на.}}$$

$$N_T = 650 + 1811.46 = 2828.79 \text{ кВт}$$

АК – количество дистиллированной воды в час, которое можно рассчитать по уравнению (3.36) л / час;

$$S. \text{ ч} = \frac{G_{\text{в.п.}}}{\rho_{\text{в}}} * 3.6 * 10^6$$

$$S. \text{ ч} = \frac{2.666}{1000} * 3.6 * 10^6 = 9597.6 \text{ л / час}$$

АL – энергия перегонки по этому методу, которую можно рассчитать по уравнению (3.38), кДж / кг;

$$\mathcal{E}_d = \frac{N_T}{G_{\text{в.п.}}}$$

$$\mathcal{E}_d = \frac{2828.79}{2.666} = 1061.06 \text{ кДж / кг}$$

АМ – величина тепловых потерь с дистиллированной водой, которую можно рассчитать по формуле (3.39), кВт;

$$\dot{Q}_{\text{п}} = G_{\text{в.п.}} * (i_{\text{в.п.}} - i_{\text{ж}})$$

$$\dot{Q}_{\text{п}} = 2.666 * (374.4 - 88.47) = 762.289 \text{ кВт}$$

АН – средняя логарифмическая разность температур теплообменника конденсатора, рассчитываемая по уравнению (3.5), °С;

$$\Delta T_{\text{лк}} = \frac{(t_{\text{и}} - t_{\text{в}}) - (t_{\text{у}} - t_{\text{в}})}{\ln[(t_{\text{и}} - t_{\text{в}}) / (t_{\text{у}} - t_{\text{в}})]}$$

$$\Delta T_{\text{лк}} = \frac{(47 - 21) - (40 - 21)}{\ln[(47 - 21) / (40 - 21)]} = 22.317 \text{ °С}$$

АО – средняя разность температур теплообменника испарителя, которую можно рассчитать по уравнению (3.10), °С;

$$\Delta t_{\text{и}} = t_{\text{в.п.}} - t_{\text{хол.}}$$

$$\Delta t_{и} = 21 - 16 = 5^{\circ} \text{C}$$

AR – средняя логарифмическая разность температур дополнительного теплообменника, которую можно рассчитать по уравнению (3.12), °C;

$$\Delta T_{лд} = \frac{(t_{и.в} - t_{ду}) - (t_{у.в} - t_{ди})}{\ln[(t_{и.в} - t_{ду}) / (t_{у.в} - t_{ди})]}$$

$$\Delta T_{лд} = \frac{(75 - 20) - (35 - 16)}{\ln\left[\frac{75 - 20}{35 - 16}\right]} = 32.038^{\circ} \text{C}$$

AQ – отношение давление теплового насоса, вычисленное по формуле (3.42);

$$P_{отн.} = \frac{P_c}{P_e}$$

$$P_{отн.} = \frac{10}{5} = 2$$

AR – общий коэффициент теплопередачи стороны теплообменника конденсатора, который можно получить из формулы (3.6);

$$k = \frac{D_o^{-1}}{\frac{1}{\alpha_o D_o} + \frac{\ln(D_o * d_i^{-1})}{2\lambda} + \frac{1}{\alpha_i d_i}}$$

Для расчета общего коэффициента теплопередачи на стороне конденсатора теплового насоса используются следующие условия:

1. Внешний диаметр трубок 20 мм.
2. Внутренний диаметр 16 мм.
3. Коэффициент теплопроводности материала трубки составлял 400 Вт/м.°C.
4. Минимальный коэффициент конвективной теплопередачи с водяной стороны составил 2500 Вт / м<sup>2</sup>. °C. [34-37, \*]
5. Минимальный коэффициент конвективной теплопередачи на стороне хладагента составлял 4000 Вт / м<sup>2</sup>. °C. [\*\*]

$$k = \frac{\frac{1}{0.02}}{\frac{1}{2500 * 0.02} + \frac{\ln(0.02 / 0.016)}{2 * 400} + \frac{1}{4000 * 0.016}} = 1392.757 \text{ Вт / м}^2 \cdot ^{\circ} \text{C}$$

AS – количество тепловой энергии, отбрасываемой конденсатором теплового насоса, которое можно рассчитать по формуле (2.2), Вт;

$$Q_c = G_{\text{хол.}} (i_2 - i_3)$$

$$Q_c = 38,235 (428 - 257) = 6538.185 \text{ кВт} = 6538185 \text{ Вт}$$

AT – площадь поверхности теплообменника конденсатора, которую можно рассчитать по уравнению (3.4), м<sup>2</sup>;

$$Q_c = k F_k \Delta T_{\text{лк}}$$

$$6538185 = 1392,757 * F_k * 22.317$$

$$F_k = 210.35 \text{ м}^2$$

AU – количество тепловой энергии, поглощаемой испарителем теплового насоса, которое можно рассчитать по формуле (2.3), Вт;

$$Q_e = G_{\text{хол.}} (i_1 - i_4)$$

$$Q_e = 38,235 (408 - 257) = 5773,485 \text{ кВт} = 5773485 \text{ Вт}$$

AV – общий коэффициент теплопередачи на стороне теплообменника испарителя, который можно получить из формулы (3.6);

$$k = \frac{D_o^{-1}}{\frac{1}{\alpha_o D_o} + \frac{\ln(D_o * d_i^{-1})}{2\lambda} + \frac{1}{\alpha_i d_i}}$$

Для расчета общего коэффициента теплопередачи на стороне испарителя теплового насоса используются следующие условия:

1. Внешний диаметр трубок 30 мм.
2. Внутренний диаметр 26 мм.
3. Коэффициент теплопроводности материала трубки составлял 400 Вт/м.° С.
4. Минимальный коэффициент конвективной теплопередачи с водяной стороны составил 5000 Вт / м<sup>2</sup>. ° С. [34-37, \*]
5. Минимальный коэффициент конвективной теплопередачи на стороне хладагента составлял 4000 Вт / м<sup>2</sup>. ° С. [\*\*]

$$k = \frac{1}{\frac{1}{5000 * 0.03} + \frac{\ln(0.03/0.026)}{2 * 400} + \frac{1}{4000 * 0.026}} = 2025,111 \text{ Вт / м}^2 \cdot \text{° С}$$

$AW$  – площадь поверхности теплообменника испарителя, которую можно рассчитать по уравнению (3.8),  $m^2$ ;

$$Q_e = kF_{и} \Delta T_{ли}$$

$$5773485 = 2025.111 * F_{и} * 5$$

$$F_{и} = 570.19 m^2$$

$AX$  – количество тепловой энергии, передается дополнительным теплообменником, которое можно рассчитать по формуле (3.13), Вт;

$$Q_d = G_{хол.}(i_1 - i_5)$$

$$Q_d = 38.235(411 - 408) = 114,705 \text{ кВт} = 114705 \text{ Вт}$$

$AУ$  – общий коэффициент теплопередачи дополнительного теплообменника, который можно получить тем же методом, который использовался для стороны конденсатора;

$$k = \frac{D_o^{-1}}{\frac{1}{\alpha_o D_o} + \frac{\ln(D_o * d_i^{-1})}{2\lambda} + \frac{1}{\alpha_i d_i}}$$

Для расчета общего коэффициента теплопередачи на стороне конденсатора теплового насоса используются следующие условия:

1. Внешний диаметр трубок 30 мм.
2. Внутренний диаметр 26 мм.
3. Коэффициент теплопроводности материала трубки составлял 400 Вт/м.<sup>°</sup> С.
4. коэффициент конвективной теплопередачи с водной стороны составил 2500 Вт / м<sup>2</sup>. ° С. при 75 °С [\*\*\*]
5. Минимальный коэффициент конвективной теплопередачи на стороне хладагента составлял 4000 Вт / м<sup>2</sup>. ° С. [\*\*]

$$k = \frac{\frac{1}{0.03}}{\frac{1}{2500*0.03} + \frac{\ln(0.03/0.026)}{2*400} + \frac{1}{4000*0.026}} = 1441,75 \text{ Вт / м}^2. \text{ ° С}$$

$AZ$  – площадь поверхности дополнительного теплообменника, которую можно рассчитать по формуле (3.11):

$$Q_d = kF_d \Delta T_{лд}$$

$$114705 = 1441.75 F_d 32.038$$

$$F_d = 2,483 \text{ м}^2$$

ВА – теплоотвод от поглощающей поверхности солнечного коллектора, который можно рассчитать по формуле (3.43), Вт;

$$Q_a = (\alpha_{с.к} * \tau_{с.к}) * E F_{с.к}$$

Согласно [\*\*\*\*], величина  $\alpha_{с.к} = 0,95$  для окрашенной в черный цвет стальной пластины, из которой сделан солнечный коллектор, а  $\tau_{с.к} = 0,8$  для обычного стекла, закрывающего лицевую сторону солнечного коллектора.

Согласно [\*\*\*\*\*], средняя солнечная энергия, приходящаяся на единицу площади, равна  $500 \text{ Вт} / \text{м}^2$ .

$$\frac{Q_a}{F_{с.к}} = (0,95 * 0,8) * 0,5 = 0,38 \text{ кВт} / \text{м}^2$$

ВВ – потери тепла от солнечного коллектора, которые можно рассчитать по формуле (3.45), Вт;

$$q_t = \alpha * F_{с.к} (T_m - T_a)$$

$$T_m = \frac{T_i + T_e}{2}$$

$$T_m = \frac{75+30}{2} = 52,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Согласно [\*\*\*\*] коэффициент общих потерь для этого типа солнечных коллекторов равна  $3 \text{ Вт} / \text{м}^2 * ^\circ\text{C}$ . Средняя температура окружающей среды около  $25 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

$$\frac{q_t}{F_{с.к}} = 3 * (52,5 - 25) = 82,5 \text{ Вт} / \text{м}^2 = 0,0825 \text{ кВт} / \text{м}^2$$

ВС – фактически передаваемое тепло, получаемое от поверхности поглощения за вычетом тепловых потерь от коллектора, которые можно рассчитать по формуле (3.51), Вт;

$$Q_u = K_R F_{с.к} [(\alpha_{с.к} * \tau_{с.к} * E) - \alpha * (T_m - T_a)]$$

$$\frac{Q_u}{F_{с.к}} = K_R [Q_a - q_t]$$

Коэффициент теплоотвода от солнечного коллектора эффективных солнечных коллекторов не должен быть меньше 0,85, потому что это будет неэкономично;

$$\frac{Q_u}{F_{C.K}} = 0,85[0,38 - 0,0825] = 0.2975 \text{ кВт/ м}^2$$

Среднее время работы солнечных коллекторов в городе Мосул в Ираке составляет около 10 часов, так что;

$$\frac{Q_u}{F_{C.K}} = 2.975 \text{ кВт. д/ м}^2$$

VD – площадь поверхности солнечного коллектора, которую можно получить из уравнения (3.53):

$$F_{C.K} = \frac{Q_t}{Q_u}$$

Таким образом, общее количество тепла, которое требуется от солнечного коллектора, равно количеству тепла, необходимому для дополнительного теплообменника;

$$Q_t = Q_d = 114,705 \text{ кВт}$$

$$F_{C.K} = \frac{114,705 \text{ кВт}}{2.975} = 38.5566 \text{ м}^2$$

#### **Литература, используемая для примера метода решения**

\* [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/convection-heat-transfer-coefficient>

\*\* Qingpu Li. Experimental Investigation of the Condensation Heat Transfer Coefficient of R134a inside Horizontal Smooth and Micro-Fin Tubes / Qingpu Li, Leren Tao, Lei Li, Yongpan Hu and Shengli Wu // energies – 2017.

\*\*\*[Электронный ресурс]. — Режим доступа: [\[https://www.researchgate.net/publication/255787211\\_Sensitivity\\_studies\\_of\\_heat\\_transfer\\_forced\\_convection\\_across\\_a\\_cylindrical\\_pipe\\_and\\_duct\\_flow/figures?lo=1\]](https://www.researchgate.net/publication/255787211_Sensitivity_studies_of_heat_transfer_forced_convection_across_a_cylindrical_pipe_and_duct_flow/figures?lo=1)

\*\*\*\* Andrei Ş. J. The simplified calculus of the flat plate solar collector / Andrei Ştefan Jercan // Annals of the University of Craiova, Electrical Engineering Series – № 30 – 2006.

\*\*\*\*\* [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <https://globalsolaratlas.info/map?c=36.343694,43.099716,11&s=36.343694,43.099716&m=site>