Министерство образования и науки
Донецкой Народной Республики
Государственная организация высшего профессионального образования
«Донецкий национальный университет экономики и торговли
имени Михаила Туган-Барановского»

*На правах рукописи*



**Карнаух Виктория Викторовна**

# РАЗВИТИЕ НАУЧНЫХ ОСНОВ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ОХЛАЖДЕНИЯ ОБОРОТНОЙ ВОДЫ И ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЕЕ ТЕПЛОТЫ НА ПРЕДПРИЯТИЯХ ПИЩЕВЫХ ПРОИЗВОДСТВ

05.14.04 – Промышленная теплоэнергетика

Диссертация на соискание ученой степени
доктора технических наук

Научный консультант:
доктор технических наук, профессор
Бирюков Алексей Борисович

Донецк – 2022

# ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ…….. 7

РАЗДЕЛ 1. СОСТОЯНИЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ ПРОБЛЕМЫ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ТЕПЛОМАССООБМЕННЫХ ПРОЦЕССОВ И ПОВЫШЕНИЯ УРОВНЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ В СИСТЕМАХ ОБОРОТНОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЙ..…… 19

1.1. Классификация и характеристика энергоресурсов предприятий пищевых производств…… …….. 19

1.2. Анализ современного состояния водопользования на предприятиях пищевых производств ……..... 29

1.2.1. Общая характеристика систем водоснабжения предприятий пищевых производств……. 29

1.2.2. Химико-технологические требования к качеству оборотной воды систем охлаждения ……..…….. 34

1.3. Влияние температуры охлаждающей воды на эффективность работы оборудования пищевых производств…….. 37

1.4 . Оценка ресурсного потенциала водоохлаждающих устройств и проблем их практического использования..... 40

1.4.1. Классификация систем охлаждения оборотной воды…….. 40

1.4.2. Общая характеристика и критерии подбора современных градирен предприятий пищевых производств…… 43

1.4.3. Виды насадок оросительных градирен и их основные характеристики…… 57

1.4.4. Характеристика систем искусственного охлаждения оборотной воды……... 64

1.5. Критерии выбора рабочего тела и его параметров для систем искусственного охлаждения оборотной воды ……..... 67

1.6 Направления эффективного использования теплоты оборотной воды. Пути утилизации теплоты оборотной воды…… 83
Выводы по разделу 1…….. 85

РАЗДЕЛ 2. ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ВОДЫ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОТЫ ТЕПЛОТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ В УСЛОВИЯХ ПИЩЕВЫХ ПРОИЗВОДСТВ…… 88
Выводы по разделу 2. ……. 100

РАЗДЕЛ 3. ОБОСНОВАНИЕ ТЕОРИИ ТЕПЛОМАССООБМЕННЫХ ПРОЦЕССОВ В ВОДООХЛАЖДАЮЩИХ УСТРОЙСТВАХ С ПОДВИЖНЫМИ НАСАДКАМИ ……. 102
3.1. Исследование структуры контактирующих потоков и характер движения жидкости в аппаратах с подвижной насадкой ……..... 102
3.2. Экспериментальное исследование особенностей гидродинамики в аппаратах с подвижной насадкой …… 112
Выводы по разделу 3……... 124

РАЗДЕЛ 4. СИНТЕЗ СИСТЕМ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОТЫ ОБОРОТНОЙ ВОДЫ БЕЗ ПОВЫШЕНИЯ ЕЕ ТЕМПЕРАТУРНОГО УРОВНЯ …….. 126
4.1. Схемные решения использования теплоты оборотной воды без повышения температурного уровня для теплоснабжения..... 126
4.2. Схемные решения использования теплоты оборотной воды без повышения температурного уровня для ступени предварительного подогрева воды в системах горячего водоснабжения..... 132
4.3. Схемные решения использования теплоты оборотной воды без повышения температурного уровня для систем вентиляции воздуха..... 136
4.4. Базовые показатели экономии вторичных энергоресурсов…….. 139
Выводы по разделу 4. ……. 140

РАЗДЕЛ 5. МОДЕЛИРОВАНИЕ СИСТЕМ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОТЫ ОБОРОТНОЙ ВОДЫ НА БАЗЕ ПАРОКОМПРЕССИОННЫХ ТЕПЛОНАСОСНЫХ УСТАНОВОК …… 141

5.1. Особенности расчета и прогнозирования работы парокомпрессионных теплонасосных установок, работающих на хладагентах четвертого поколения……..... 141

5.1.1. Анализ метрических оценок работы теплоутилизационных установок: поиск компромисса между энергетикой, экономикой и экологией…… 141

5.1.2. Метод многокритериальной оптимизации…… 151

5.2. Исследование эффективности циклов парокомпрессионных теплонасосных установок, работающих на хладагентах четвертого поколения…… 153

5.2.1. Исходные данные……. 153

5.2.2. Термодинамический расчет циклов парокомпрессионных теплонасосных установок на хладагентах четвертого и пятого поколений для обеспечения горячего водоснабжения…… 157

5.2.3. Эксергетический анализ режимов работы теплонасосных установок на хладагентах четвертого поколения……. 161

5.2.4. Прогнозирование эффективности работы среднетемпературных теплонасосных установок, работающих на диоксиде углерода… 165

5.3. Сравнительная оценка экологических показателей работы парокомпрессионных теплонасосных установок на разных хладагентах 173

5.4. Выбор хладагента методом многокритериальной оптимизации……. 176

5.5. Прогнозирование эффективности работы парокомпрессионных теплонасосных установок для теплоснабжения..... 177

Выводы по разделу 5…….. 182

РАЗДЕЛ 6. ОБОСНОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ И ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОТЫ ОБОРОТНОЙ ВОДЫ ДЛЯ ЭЛЕКТРОГЕНЕРАЦИИ ……... 184

6.1. Анализ возможности производства электроэнергии за счёт использования теплоты оборотной воды …….. 184
6.2. Методология подбора рабочего тела для парокомпрессионных установок, работающих по органическому циклу Ренкина..... 195
Выводы по разделу 6…….. 202

РАЗДЕЛ 7. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ПРЕДЛОЖЕННЫХ РЕШЕНИЙ ПО ИСПОЛЬЗОВАНИЮ ТЕПЛОТЫ ОБОРОТНОЙ ВОДЫ НА ПРЕДПРИЯТИЯХ ПИЩЕВЫХ ПРОИЗВОДСТВ.. 204
7.1. Разработка критериев для анализа эффективности использования теплоты охлаждающей воды в циклах оборотного водоснабжения..... 205
7.2. Оценка эффективности инвестиционных проектов по внедрению теплоутилизационных установок, использующих теплоту оборотной воды…… 209
7.2.1. Методика оценки эффективности инвестиционных проектов по внедрению теплоутилизационных установок, использующих теплоту оборотной воды…….. 209
7.2.2. Оценка эффективности инвестиционного проекта по внедрению парокомпрессионной теплонасосной установки, работающей на хладагентах четвертого поколения и использующей теплоту оборотной воды, для горячего водоснабжения предприятия……. 216
7.2.3. Оценка эффективности инвестиционных проектов по внедрению теплоутилизационных установок, использующих теплоту оборотной воды, для теплоснабжения административного корпуса предприятия…….. 220
7.2.4. Оценка эффективности инвестиционного проекта по внедрению теплоутилизационной установки на базе водяных калориферов, использующих теплоту оборотной воды, в системах приточно-вытяжной вентиляции производственных помещений……... 230

7.2.5. Оценка эффективности инвестиционного проекта по внедрению теплоутилизационной установки на фанкойлах, использующих теплоту оборотной воды, в системе теплоснабжения производственных помещений……. 234
7.3. Эколого-экономический анализ энергогенерирующего комплекса, использующего вторичную теплоту предприятий пищевых производств для электрогенерации…….. 237
Выводы по разделу 7…….. 245

ВЫВОДЫ…….. 247
СПИСОК УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ ……... 250
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ…….. 252
ПРИЛОЖЕНИЕ А. Основные области применения воды, включая оборотную, по видам предприятий пищевой промышленности…… 311
ПРИЛОЖЕНИЕ Б. Циклы работы парокомпрессионной теплонасосной установки, работающей на R600a, R744, R1234ze, R1336mzz (E), R152a, в диаграмме состояния lg *p*-*h*……. 322
ПРИЛОЖЕНИЕ В. Методика расчета и прогнозирования работы парокомпрессионной теплонасосной установки, работающей на R600a, R744.. 328
ПРИЛОЖЕНИЕ Г. Расчеты по выбору хладагента методом многокритериальной оптимизации . …… 334
ПРИЛОЖЕНИЕ Д. Акты внедрения результатов диссертационной работы 335

# ВВЕДЕНИЕ

**Актуальность темы исследования.** В настоящее время почти половина всей тепловой энергии, расходуемой в промышленности, включая и пищевую, выбрасывается в атмосферу и водный бассейн в виде отводимой теплоты. По некоторым оценкам, выбросы низкопотенциальной теплоты промышленностью составляет около 5 млрд ГДж в год. При этом промышленные предприятия потребляют огромное количество воды для охлаждения машин и рабочих тел в различных технологических процессах.

В связи с этим активизировались разработки научно-прикладных проектов как российских, так и зарубежных авторов по рациональному использованию такого энергетического ресурса как вторичная теплота (температура ресурса 25…300 $^{o}$C). Следует отметить, что использование низкопотенциальной теплоты как фактора энергосбережения – одна из народно-хозяйственных задач. Работы в этом направлении подчеркивают экологизационную трансформацию промышленности, что в полной мере соответствует энергетической стратегии развития Российской Федерации и Донецкой Народной Республики.

Теплота оборотной воды предприятий пищевых производств (ППП) отводится естественным (испарительным) или искусственным охлаждением. Комплексный подход к использованию теплового потенциала оборотной воды, учитывающий ее температуру и расход, позволит обеспечить экономию воды, снижение себестоимости выпускаемой продукции и охрану близлежащих территорий за счет уменьшения или полного исключения капельного уноса воды, предотвращения теплового загрязнения окружающей среды.

Однако вопрос поиска рациональных параметров существующих и проектируемых систем оборотного водоснабжения ППП с учетом обеспечения возможности полезного использования теплоты оборотной воды изучен недостаточно. Поэтому тема исследования, посвященная развитию научных основ совершенствования процессов охлаждения оборотной воды и использования ее теплоты на ППП является актуальной.

**Степень разработанности темы.** Теоретические и прикладные аспекты усовершенствования водоохлаждающих систем испарительного типа представлены в работах зарубежных и отечественных ученых, таких как: Bakar Abu, R.E. Foster, N. J. Stoitchkov, G.J. Dimirov, В.С. Галустов, А.В. Дорошенко, В.С. Пономаренко, В.П. Кравченко, С.К. Сосновский, А.М. Каган, А.А. Городилов.

Значительный вклад в создание и совершенствование методологии поиска организационно-технических решений утилизации техногенной вторичной теплоты на промышленных объектах и повышения эффективности промышленных систем оборотного водоснабжения внесли следующие авторы: С.И. Ноздрин, В.Н. Стабников, А.В. Овсянников, П.А. Трубаев, М.Н. Шит, Д.Г. Закиров, А.Б. Бирюков, С.А. Горожанкин, С.И. Монах, О.В. Крюков, С.Л. Елистратов, Ю.В. Овчинников, Е.Ю. Иващенко, Jafar Sarkar, Marco Corradi, Alptug Yataganbaba, Mustafa Aktaş, Vincent Lemort, İ.F.Wang и др.

Среди исследователей, работы которых посвящены термодинамическому моделированию и развитию концептуальных парокомпрессионных технологий преобразования теплоты, следует выделить Di Wu, Yuefen Gao**,** R.S. Mishra, Mark O.McLinden, Gökmen Demirkaya, A. Sinan Karakurt, F. Schlosser, И.Г. Чумака, В.А. Мазура, В.П. Железного, А.А. Дзино, Т.В. Морозюк, В.С. Мартыновского и др.

Несмотря на значительное количество научных работ в этом направлении, спектр вопросов, которые необходимо решать в рамках предприятий пищевых производств, требует углубленных теоретических и экспериментальных исследований. Из практики известно, что надежность и эффективность работы вентиляторных градирен повышается при переходе на использование насадок с подвижным слоем, однако определение рациональных параметров этой технологии требует проведения дополнительных теоретических и экспериментальных исследований, направленных на описание гидродинамических особенностей структуры потока в трехфазной среде. Еще более остро стоит задача проведения исследований в плане полезного использования теплоты оборотной воды для теплоснабжения и производства

электроэнергии. При этом требуется проработка вариантов решения задачи с повышением температурного потенциала воды (например, при помощи теплового насоса) и без него.

Таким образом, разработка теоретико-прикладных основ для обоснования направлений использования теплового потенциала оборотной воды ППП, совершенствования работы водоохлаждающих устройств, нахождения рациональных конструктивных параметров и компоновочных решений промышленных систем оборотного водоснабжения, обеспечивающих высокую эффективность, экологичность, надежность и бесперебойность эксплуатации будет способствовать решению важной народно-хозяйственной проблемы по утилизации техногенной низкопотенциальной теплоты.

**Цель и задачи исследования.** Целью диссертационной работы является развитие научно-технических основ повышения эффективности промышленных систем оборотного водоснабжения предприятий пищевых производств за счет совершенствования тепломассообменных процессов, протекающих в водоохлаждающих устройствах, и обоснования рациональных параметров технологии утилизации избыточной теплоты оборотной воды.

Для достижения поставленной цели необходимо сформулировать и решить следующие **задачи**:

- проанализировать современное состояние и перспективы развития систем оборотного водоснабжения (СОВ) предприятий пищевых производств, выявить актуальные направления полезного использования теплоты оборотной воды и совершенствования работы водоохлаждающих устройств (ВОУ);
- разработать универсальный научный инструментарий для исследования влияния температуры охлаждающей воды на эффективность работы теплотехнологического оборудования в условиях пищевых производств;
- изучить процессы совместного тепломассообмена при испарительном охлаждении оборотной воды в градирне с подвижными насадками и

определить рациональные значения технологических и конструктивных параметров водоохлаждающих устройств;

- определить возможность использования теплоты воды в цикле оборотного водоснабжения без повышения ее температурного уровня для решения задач теплоснабжения и предложить конкретные технические решения;
- развить научно-методологический подход к расчету и прогнозированию работы парокомпрессионных теплонасосных установок (ПТНУ), работающих на хладагентах четвертого поколения и использующих оборотную воду ППП как низкопотенциальный ресурс, с использованием современных эколого-энергетических показателей;
- разработать систему критериев для комплексной оценки эффективности систем полезного использования теплоты оборотной воды;
- обосновать возможность электрогенерации за счет использования теплоты оборотной воды ППП, разработать технические решения и оценить их эффективность;
- выполнить экономическую оценку предложенных решений по совершенствованию работы водоохлаждающих устройств и полезному использованию теплоты оборотной воды.

**Объектом исследований** являются водоохлаждающие устройства систем оборотного водоснабжения пищевых производств и технологии утилизации избыточной теплоты оборотной воды.

**Предметом исследования** выступают теоретические, методологические и прикладные основы совершенствования процессов охлаждения оборотной воды и использования ее теплоты на предприятиях пищевых производств.

Диссертационная работа выполнена в соответствии с паспортом научной специальности 05.14.04 – Промышленная теплоэнергетика в части пунктов: 3.1. «Разработка научных основ, методов и средств интенсивного сбережения энергетических ресурсов в промышленных теплоэнергетических устройствах и использующих теплоту в системах и установках»; 3.5. «Оптимизация параметров тепловых технологических процессов и разработка оптимальных схем установок,

использующих теплоту, с целью экономии энергетических ресурсов …»; 3.6. «Разработка и совершенствование теплотехнических аппаратов и установок, систем охлаждения…тепломассообменного оборудования…»; 3.7. «Разработка теоретических аспектов и методов интенсивного энергосбережения в тепловых технологических системах, в том числе использования вторичных энергоресурсов в системах производства…»; 3.10. «Разработка и исследование методов преобразования в работу низкопотенциальной теплоты, повышения ее потенциала в тепловых машинах».

**Научная новизна полученных результатов** заключается в комплексном подходе к формированию научно-технических основ повышения эффективности промышленных систем оборотного водоснабжения предприятий пищевых производств за счет совершенствования тепломассообменных процессов, протекающих в водоохлаждающих устройствах, и обоснования рациональных параметров технологий утилизации избыточной теплоты оборотной воды.

Наиболее значимые результаты, характеризующиеся новизной, заключаются в следующем:

1. Впервые предложен научно-обоснованный метод, позволяющий при проектировании (эксплуатации) предприятий, использующих водяные конденсаторы и теплообменные аппараты, охлаждаемые оборотной водой, определять (прогнозировать) реальные количественные характеристики работы этих аппаратов при различных условиях эксплуатации (расход охлаждающей воды и ее входная температура), что позволит сформулировать точные требования к характеристикам водоохлаждающих устройств системы оборотного водоснабжения.

2. Получило дальнейшее развитие моделирование процессов совместного тепломассообмена при испарительном охлаждении оборотной воды в градирне с подвижными насыпными насадками, что позволило установить зависимости по определению важнейших гидродинамических характеристик, необходимых для инженерных расчетов подобных водоохлаждающих аппаратов. Экспериментально установлено, что интенсификация тепломассообмена достигается специфическим

характером движения жидкости в аппаратах с подвижной насадкой; определен оптимальный диапазон плотности насадочного слоя $\rho_{энII}$ ($\rho_{эн}$ = 200…700 кг/м$^3$)**,** отличающийся широким диапазоном скорости газа, приемлемыми значениями каплеуноса и сравнительно небольшой динамической высотой слоя.

3. Получил дальнейшее развитие научно-методологический подход для расчета и прогнозирования работы ПТНУ, работающих на хладагентах четвертого поколения и использующих оборотную воду ППП как низкопотенциальный ресурс, на основе современных эколого-энергетических показателей, что позволило разработать набор системных рекомендаций по выбору оптимальных параметров тепловых насосов.

4. Впервые при помощи метода нечетких множеств, основанного на многокритериальном подходе к выбору решения, разработана методика рационального выбора рабочих тел для энергопреобразующих систем, включая ПТНУ, использующих в качестве источника теплоту оборотной воды ППП, что будет способствовать разработке концептуальных низкотемпературных технологий преобразования энергии с учетом компромисса между энергоэффективностью, экологическими ограничениями и экономическими показателями.

5. Получили дальнейшее развитие подходы к оценке эффективности энергосберегающих проектов за счет разработки системы критериев для комплексной оценки полезного использования теплоты оборотной воды, а именно: степень нереализованного потенциала энергосбережения, коэффициент энергетической эффективности способа утилизации теплоты, относительная стоимость сэкономленных энергоносителей, что позволяет выявить наиболее оптимальные схемные решения по энергосбережению.

6. Впервые предложены концептуальные положения по комбинированной утилизации оборотной воды на предприятиях пищевых производств, которые позволяют генерировать электроэнергию и обеспечивать нагрузки горячего водоснабжения, что позволит сформировать стратегические ориентиры модернизации теплового хозяйства предприятиях пищевых производств.

**Теоретическая значимость работы** определяется актуальностью цели и задач исследования, достигнутым уровнем разработанности исследуемых проблем, научной новизной результатов исследования, и заключается в следующем:

- разработан научно-обоснованный метод, позволяющий при проектировании (эксплуатации) предприятий, использующих водяные конденсаторы и теплообменные аппараты, охлаждаемые оборотной водой, определять (прогнозировать) реальные количественные тепловые характеристики работы этих аппаратов при различных условиях эксплуатации;
- разработана концептуальная модель процессов совместного тепломассообмена при испарительном охлаждении оборотной воды в градирне с подвижными насадками и с ее помощью установлены рациональные параметры эксплуатации градирен с подвижными насадками;
- разработан методологический подход для количественного определения значений современных эколого-энергетических показателей применительно к расчету и прогнозированию работы парокомпрессионных теплонасосных установок, работающих на хладагентах четвертого поколения и использующих оборотную воду ППП как низкопотенциальный ресурс;
- предложен комплексный показатель $D_{\text{х.а.абс}}$, позволяющий осуществить рациональный выбор рабочего тела энергопреобразующих систем в заданных производственно-технологических условиях;
- предложена и описана система критериев для комплексной оценки эффективности систем оборотного водоснабжения с точки зрения полезного использования теплоты оборотной воды;
- разработаны и исследованы схемы комбинированной утилизации оборотной воды на ППП на базе энергопреобразующих систем (ПТНУ и ОЦР).

**Практическая значимость** работы заключается в том, что разработанные научно-обоснованные положения могут быть применены как на стадии проектирования новых, так и при реконструкции существующих систем оборотного водоснабжения ППП для решения следующих задач:

- повышение надежности и эффективности работы водоохлаждающих устройств при переходе на градирни с использованием подвижных насадок за счет установления обоснованных в работе рациональных конструктивных и технологических параметров этих устройств;
- использование теплоты оборотной воды для теплоснабжения без повышения ее температурного потенциала за счет разработки соответствующих технических решений;
- использование теплоты оборотной воды для теплоснабжения при повышении ее температурного потенциала при помощи теплового насоса за счет рационального выбора используемых рабочих тел для типичных условий ППП и поддержания рациональных технологических параметров процессов;
- производство электроэнергии при утилизации теплоты оборотной воды в предложенной технологической схеме процесса с учетом поддержания установленных рациональных значений технологических и конструктивных параметров.

Диссертация выполнена в соответствии с комплексным планом научно-исследовательских работ ГО ВПО «Донецкий национальный университет экономики и торговли имени Михаила Туган-Барановского» в рамках госбюджетных тем: Д-2011-6 «Совершенствование холодильной и торговой техники с целью снижения энергопотребления с повышением уровня технической и экологической безопасности» (01.01.2011г.-30.12.2015г., утв. проректором по научной работе ДОННУЭТ д-р.экон.наук, проф. Азарян Е.М.); Д-2016-11 «Повышение надежности, безопасности и энергетической эффективности бытового и торгового холодильного оборудования» (01.01.2016 г. – 31.12.2021 г., утв. проректором по научной работе ДОННУЭТ д-р.экон.наук, проф. Азарян Е.М.).

Выводы и рекомендации практической направленности, предложенные в диссертационной работе, внедрены на профильных предприятиях: ООО ФИРМА «КОЛБИКО» в рамках хоздоговорной темы № 03-02-хт/2020 от 15.04.2020 г. «Анализ теплового потенциала систем оборотного водоснабжения предприятий пищевых производств и подбор теплонасосных систем для его практического

использования» (акт внедрения от 25.06.2020 г., подписан ген.директором А.В. Гришко, г. Донецк); в ООО «Донецкий комбинат замороженных продуктов» (акт об использовании результатов работы от 28.01.2022г., подписан директором по производству Е.В. Гороховатским, г. Макеевка); в ФГАОУВО «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева» (акт об использовании результатов работы от 31.10.2022, утв. первым проректором по НИР д-р. техн.наук, профессом А.Б. Прокофьевым, г. Самара).

Результаты теоретико-методологического характера диссертации используются в учебном процессе ГО ВПО «Донецкий национальный университет экономики и торговле имени Михаила Туган-Барановского» при изложении дисциплин: «Машины и системы низкопотенциальной энергетики», «Теплоиспользующие холодильные машины и тепловые насосы», «Специальные главы термодинамики низкотемпературных систем» (справка № 02.01/1846 от 17.11.2022 г., подписана первым проректором ДОННУЭТ д-р.экон.наук, профессором Л.А. Омельянович).

**Методология и методы исследования.** Теоретической и методологической основой исследования являются базовые положения технической термодинамики и тепломассообмена, а также концептуальные положения фундаментальных и прикладных работ отечественных и зарубежных авторов по проблеме энерго-ресурсосбережения. Решение поставленных задач получено с использованием методов расчета процессов теплопередачи, проведения экспериментальных исследований, составления схемотехнических решений, эксергетического анализа, многокритериальной оптимизации, расчета циклов тепловых машин, анализа уровня энергоэффективности технологий.

**Положения, выносимые на защиту:**

1. Метод, позволяющий при проектировании (эксплуатации) предприятий, использующих водяные конденсаторы и теплообменные аппараты, охлаждаемые оборотной водой, определять (прогнозировать) действительные количественные характеристики работы этих аппаратов при различных условиях эксплуатации (расход охлаждающей воды и ее входная температура), а значит сформулировать

точные требования к характеристикам водоохлаждающих устройств оборотной системы водоснабжения.

2. Концептуальная модель процессов совместного тепломассообмена при испарительном охлаждении оборотной воды в градирне с подвижными насыпными насадками.

3. Метод рационального выбора рабочих тел для энергопреобразующих систем, включая ПТНУ, использующих оборотную воду ППП как низкопотенциальный ресурс, с учетом современных эколого-энергетических показателей для их расчета и прогнозирования.

4. Система критериев для комплексной оценки полезного использования теплоты оборотной воды, а именно: степень использования теплоты в системе оборотного водоснабжения, нереализованный потенциал энергосбережения, коэффициент энергетической эффективности способа утилизации теплоты, относительная стоимость сэкономленных энергоносителей.

5. Концептуальные положения по комбинированной утилизации оборотной воды на предприятиях пищевых производств (ГР+ПТНУ, ГР+ОЦР), позволяющие производить электроэнергию и обеспечивать нагрузки горячего водоснабжения.

**Личный вклад соискателя** заключается в анализе существующих теоретических и экспериментальных работ по теме диссертации, постановке задач исследования; разработке расчетных методик; проведении расчетов; обработке и анализе полученных результатов; непосредственном участии в натурных испытаниях; формулировке выводов по работе, оформлении публикаций и апробации результатов исследований. В публикациях [1-2, 10, 18-20, 28, 31] соавторам (проф. Дорошенко А.В., проф. Мазуру В.А., доц. Данько В.П.,) принадлежат участия в организации экспериментальных работ и обсуждении полученных результатов; в публикациях [11-15, 18, 20, 27, 30, 32, 35] в соавторстве с проф. Бирюковым А.Б. были систематизированы результаты и раскрыта научная проблематика.

**Степень достоверности и апробация результатов.** Достоверность полученных научных положений, выводов и рекомендаций основана на

использовании классических положений технической термодинамики, теплотехники и тепломассообмена, современных методов математического моделирования и математической статистики, использованием современных программных комплексов, результатов экспериментальных исследований, а также сопоставимостью с частными результатами других исследователей.

Основные результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на международных научно-практических отраслевых конференциях разного уровня, основными из которых являются: «Холод-2011: Проэкология и энергосбережение» (г. Санкт-Петербург, 2.02.2011 г.); «Вода в пищевой промышленности» (г. Одесса, 2011 г.); «Modern Technologies, in the Food Industry - 2012» (Республика Молдова, 1-3.11.2012г.); «Инновационные разработки в области техники и физики низких температур» (г. Москва, 11-13.12.2013г.); «IV.Geleneksel Gıdalar Sempozyumu» (г. Адана, Турецкая Республика, 17-19.04.2014 г.); «THERMAM 2014, 2016 Symposium on Thermophysical Properties for Technical Thermodynamics» (г. Измир, Турецкая Республика, 2014 г., 2016г.); «Minsk International Seminar «Heat Piper. Heat Pumps. Refrigerators. Power Sources» (г. Минск, Республика Беларусь, 7-10.09.2015 г., 10-13.09.2018 г.); 3rd International Conference on Thermophysical and Mechanical Properties of Advanced Materials (01-03.09.2016 г.); «Социально-экономическое развитие России» (г. Краснодар, 20-21.04.2017 г.); «Экологическая ситуация в Донецком регионе: проблемы безопасности и рекультивации поврежденных территорий» (г. Донецк, 16-17.05.2017 г.); «Энергетические системы» (г. Белгород, 28.11.2017 г., 29-30.11.2018 г., 29-30.11.2019 г., 19-20.11.2020 г.); Международный научный форум «Инновационные перспективы Донбасса: инфраструктурное и социально-экономическое развитие» (г. Донецк, 22-25.05.2018 г., 24.05.2022 г.); научно-практическая конференция «Агропромышленная политика Донецкой Народной Республики» (г. Донецк, 30.05.2019 г.); пул международных конференций: «Современные процессы в пищевых производствах и инновационные технологии обеспечения качества пищевых продуктов» Национальная научно-практическая конференция с международным участием «Актуальные проблемы техники,

технологии и образования» (г. Донецк, 15-16.11.2018 г.; г. Сочи, 25-28.01.2021 г., г. Сочи, 24-27.01.2022 г.); «Инновационные направления интеграции науки, образования и производства» (г. Керчь, 19-23.05.2021 г.); «Modern Kazakhstan: Reforms in Education and Science» (г. Алматы, Республика Казахстан, 14.10.2021г.); 16.th International Combustion Symposium (INCOS 2022) (general engineering section), (г. Айдын, Турецкая Республика, 09-11.09.2022 г.); ежегодные межкафедральные научно-технические семинары института пищевых производств ДОННУЭТ; межкафедральные научно-технические семинары кафедры технической теплофизики ДонНТУ (2021 г., 2022 г.).

**Публикации.** По результатам исследования опубликовано 40 научных работ. Среди публикаций 20 в реферируемых периодических изданиях, включенных в перечень ВАК ДНР, в том числе 2 статьи ВАК РФ и 3 статьи в изданиях, включенных в международные наукометрические базы Scopus; 2 раздела в коллективных монографиях и 18 публикаций в других изданиях, включая материалы и тезисы международных научных конференций.

**Структура диссертационной работы** определяется поставленной целью и соответствует логической последовательности решения определенных автором задач исследования. Диссертация состоит из введения, семи разделов, заключения, списка литературы из 345 источников и приложений (объемом 30 страниц). Общий объем диссертации составляет 340 страниц.

# РАЗДЕЛ 1
# СОСТОЯНИЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ ПРОБЛЕМЫ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ТЕПЛОМАССООБМЕННЫХ ПРОЦЕССОВ И ПОВЫШЕНИЯ УРОВНЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ В СИСТЕМАХ ОБОРОТНОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЙ

## 1.1. Классификация и характеристика энергоресурсов предприятий пищевых производств

Устойчивое развитие современных предприятий пищевой и перерабатывающей промышленности невозможно без внедрения высокотехнологичных и энергоэффективных производственных процессов, что определено концепцией развивающейся зеленой экономики и стратегией развития пищевой и перерабатывающей промышленности Российской Федерации (на период до 2030 года) [193].

Эта задача должна рассматриваться для пищевых производств с учетом реализации различных уровней ресурсо- и энергсбережения.

Среди направлений стратегического планирования пищевой и перерабатывающей промышленности до 2030г. подчеркнута «…необходимость создания условий для модернизации Промышленности, формирования инновационного технологического уклада»

Энерго-ресурсосбережение как в государственных масштабах, так и в пределах предприятий представляет собой реализацию правовых, нормативных, организационных, научных, производственных, технических и экономических мер, направленных на эффективное использование первичных энергетических ресурсов и на вовлечение в хозяйственный оборот вторичных энергетических ресурсов, нетрадиционных и возобновляемых источников энергии. Пищевая промышленность не является самой энергоемкой, однако более 80 % всех технологических процессов связано с потреблением того или иного вида энергии.

Среднее распределение энергоресурсов для предприятий пищевых производств (в %) в Российской Федерации (по состоянию на 2019 г.) представлено на рисунке 1.1 [178]. Как видно, более 30% потребления всей энергии приходится на тепловую, что эквивалентно 5,9 миллионам тонн условного топлива в год; доля электроэнергии – порядка 32% от общих энергоресурсов, что эквивалентно 5,7 миллионам тонн условного топлива в год.

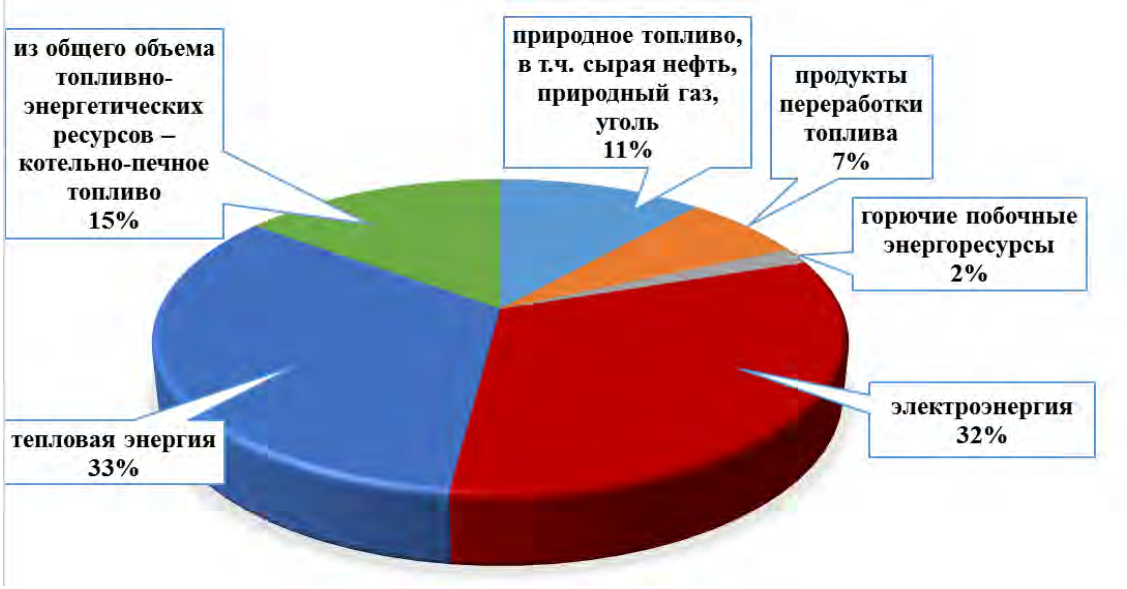



Рисунок 1.1 – Средний баланс энергоресурсов для предприятий пищевых производств в процентах [178]

При переработке пищевого сырья широко используются тепловые процессы: пастеризация, стерилизация, варка, вытопка, дефростация, выпаривание, сушка, выпечка, опалка и т. д. Также значительное количество теплоты расходуется на обеспечение горячего водоснабжения, отопления и вентиляции производственных и вспомогательных цехов, административно-бытовых зданий и сооружений. Анализ использования теплоты на пищевых предприятиях показывает, что её расход на технологическое теплопотребление составляет 45–60 %, горячее водоснабжение – 23–30 %, отопление и вентиляцию – 10–25 %, собственные нужды – до 10 %. Поэтому пищевые предприятия относятся к энергоёмким производствам (рисунок 1.2) [137].

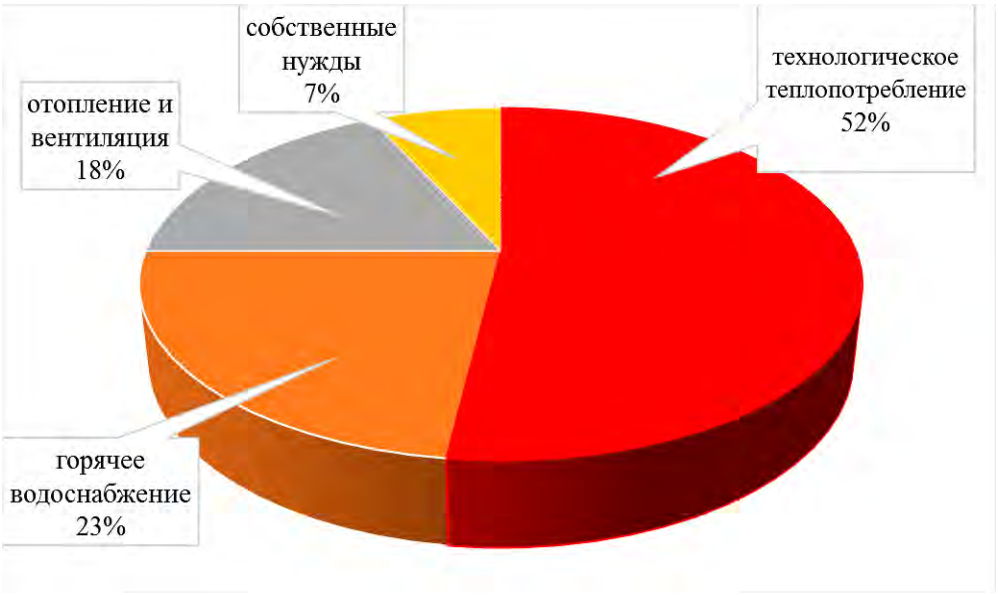



Рисунок 1.2 – Усредненное распределение теплопотребления по предприятиям пищевых производств

Являясь крупным потребителем энергетических ресурсов, пищевая промышленность располагая значительным энергетическим потенциалом, включая ВЭР.

В работе [20] на примере молочно-консервного предприятия показаны векторы модернизации пищевой промышленности, которые позволят снизить производственные и энергетические затраты на производство пищевой продукции и в итоге повысить конкурентоспособность товара на рынке сбыта (рисунок 1.3).




Рисунок 1.3 – Комплексный подход при модернизации предприятий пищевых производств

Значительная роль отводится технологической и технической модернизации производства, включающей техническое совершенствование технологического оборудования и оптимизацию использования внешних и внутренних ресурсов (вода, пар, электроэнергия), в частности вторичных энергетических ресурсов [149, 172, 173, 180, 223].

Вторичные энергоресурсы (ВЭР) представляют собой потенциал определенного вида энергии (тепловой, химической, механической, электрической), содержащейся в отходах, промежуточных или готовых продуктах производства [6, 15, 26, 56, 63, 131, 224, 339].

По виду энергии вторичные энергоресурсы разделяются на три основные категории (группы):

- горючие (топливные) ВЭР;
- тепловые ВЭР;
- ВЭР избыточного давления (силовые).

Классификация ВЭР по видам практически определяет направления их возможного дальнейшего использования. Большая часть сбрасываемой отходящей теплоты во время промышленных процессов квалифицируется как низкопотенциальная теплота (ниже 500…600 К) (рисунок 1.4), которую чрезвычайно трудно утилизировать. Однако именно этот вид теплоты имеется на предприятиях в большом количестве, поэтому утилизацией таких тепловых отходов пренебрегать не стоит.

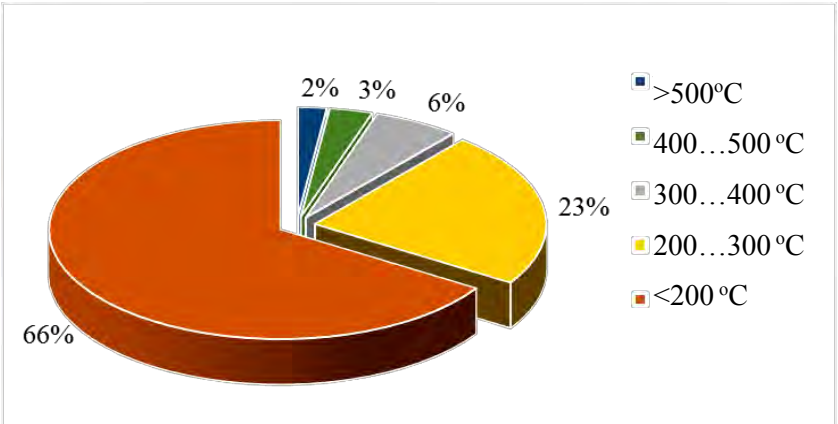



Рисунок 1.4 – Долевое распределение уровней теплоты в промышленности [339]

В работе [172] подчеркиваются четыре основные причины необходимости утилизации тепловой энергии предприятий:

1. Экономическая: затраты на энергию становятся все более высокими, и утилизация отходящего тепла может значительно сократить общие издержки производства.

2. Обеспеченность тепловой энергией: легкодоступное отходящая теплота позволяет существенно снизить потребности предприятия в тепловой энергии.

3. Сбережение природных ресурсов государства: путем утилизации теплоты уменьшается потребность предприятий в дефицитных видах топлива, тем самым продляется срок их обеспеченности.

4. Экологическая: утилизация сбросной теплоты снижает ее воздействие на окружающую среду.

При выборе устройств для утилизации отходящей теплоты должны учитываться следующие параметры:

а) температура отходящей теплоты; б) интенсивность потока отходящей теплоты; в) химический состав и наличие загрязняющих агентов в потоке отходящей теплоты; г) необходимые температуры нагреваемых сред.

Данные по возможной экономии за счет использования низкопотенциальной теплоты различных источников представлены в таблице 1.1 .

Таблица 1.1 – Ресурсы экономии органического топлива за счет использования низкопотенциальной теплоты [67-68].

| Ресурсы | Валовый потенциал, млн т у.т./год | Технический потенциал, млн т у.т./год | Экономический потенциал, млн т у.т./год |
|---|---|---|---|
| 1 | 2 | 3 | 4 |
| Станции аэрации | 160 | 30 | 9 |
| Системы оборотного водоснабжения | 200 | 40 | 12 |

Продолжение таблицы 1.1

| 1 | 2 | 3 | 4 |
|---|---|---|---|
| Незамерзающие водоисточники | 100 | 20 | 6 |
| Вентиляционные выбросы промышленных зданий и сооружений | 9 | 5 | 1,5 |
| Слабоминерализированные | 56 | 10 | 3 |
| Итого | 525 | 105 | 31,5 |

Как видно, самым мощным тепловым вторичным энергоресурсом и источником низкопотенциальной теплоты является охлаждающая вода на ТЭС, АЭС и промышленных предприятиях. Промышленные предприятия потребляют огромное количество воды для охлаждения машин и рабочих тел в различных технологических процессах. Доля оборотного и повторно-последовательного использования воды в валовом водопотреблении на производственные нужды с 2000 г. по 2017г. увеличилась более, чем на 5% против одновременного снижения примерно на 22% прямоточного использования воды на производственные нужды [178]. Следовательно, имеют место позитивные, правда, медленные и не вполне устойчивые тенденции по этому важному водосберегающему и водоохранному показателю. Поэтому работы по утилизации бросовой теплоты несомненно являются актуальными.

Диапазоны температур и варианты рекуперации низкопотенциальной теплоты рассмотрены в ряде работ [2, 9, 12, 30, 35, 67, 74, 83, 93, 99, 122, 132, 135, 146, 166, 194, 195, 209, 212, 235, 251, 300, 309]. На рисунке 1.5 показаны наиболее перспективные реализуемые направления.

Для каждого предприятия пищевой отрасли существует теоретически обоснованный уровень потребления энергии – это предел, до которого может быть снижен расход энергозатрат при идеальной организации производства. Этот предел соответствует определенному уровню технического оснащения отрасли, и

выполняя различные организационно-технические мероприятия, можно достигнуть постепенно теоретического значения уровня энергозатрат.

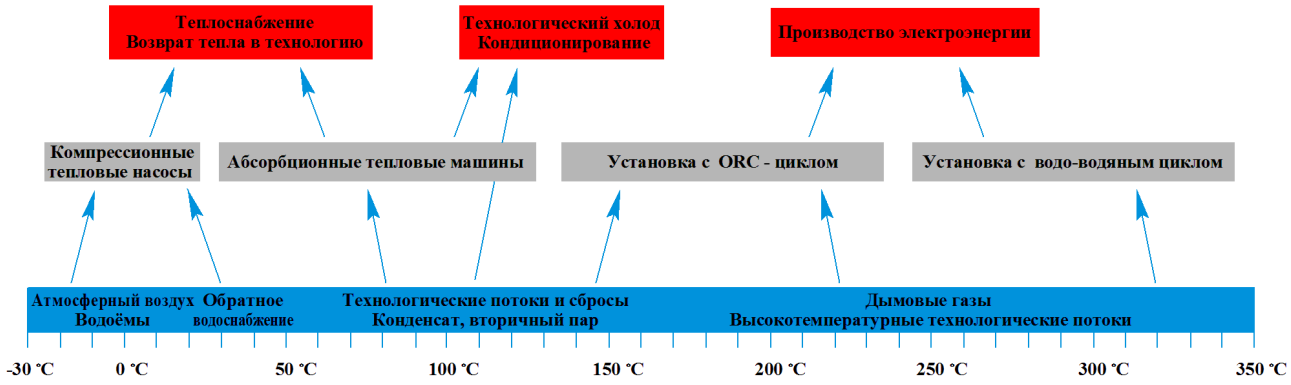



Рисунок 1.5 – Диапазоны температур и варианты рекуперации низкопотенциальной теплоты

Для оценки энергетической эффективности принимают энергетический коэффициент К.И.Т. (коэффициент использования теплоты), показывающий, какая доля теплоты от сгорания топлива используется при проведении технологического процесса. Например, консервная промышленность – 16 %; хлебопекарная – 35 %; кондитерская – 45 %; сахарная, спиртовая 88 – 93 %.

В пищевой промышленности имеются значительные потери теплоты вследствие нерациональной организации энергетического хозяйства предприятий. Задача организации теплового хозяйства ППП заключается в том, чтобы исключить непроизводительные потери энергии и наиболее совершенно использовать «бросовую» теплоту.

В каждой отрасли пищевой промышленности существуют свои источники тепловых ВЭР. Различные принципы технологии определяют их качественный (температурный уровень, свойства теплоносителя) и количественный состав. Значительные потери тепловой энергии обусловлены нерациональной организации энергетического хозяйства предприятия. Тепловые ВЭР предприятий пищевой промышленности подразделяются на такие основные группы, которые показаны на рисунке 1.6 [3, 56, 69, 131].

Как отмечено в работе [192], значительная доля тепловых ресурсов ППП приходится на первые две группы ВЭР, куда относится и оборотная вода.

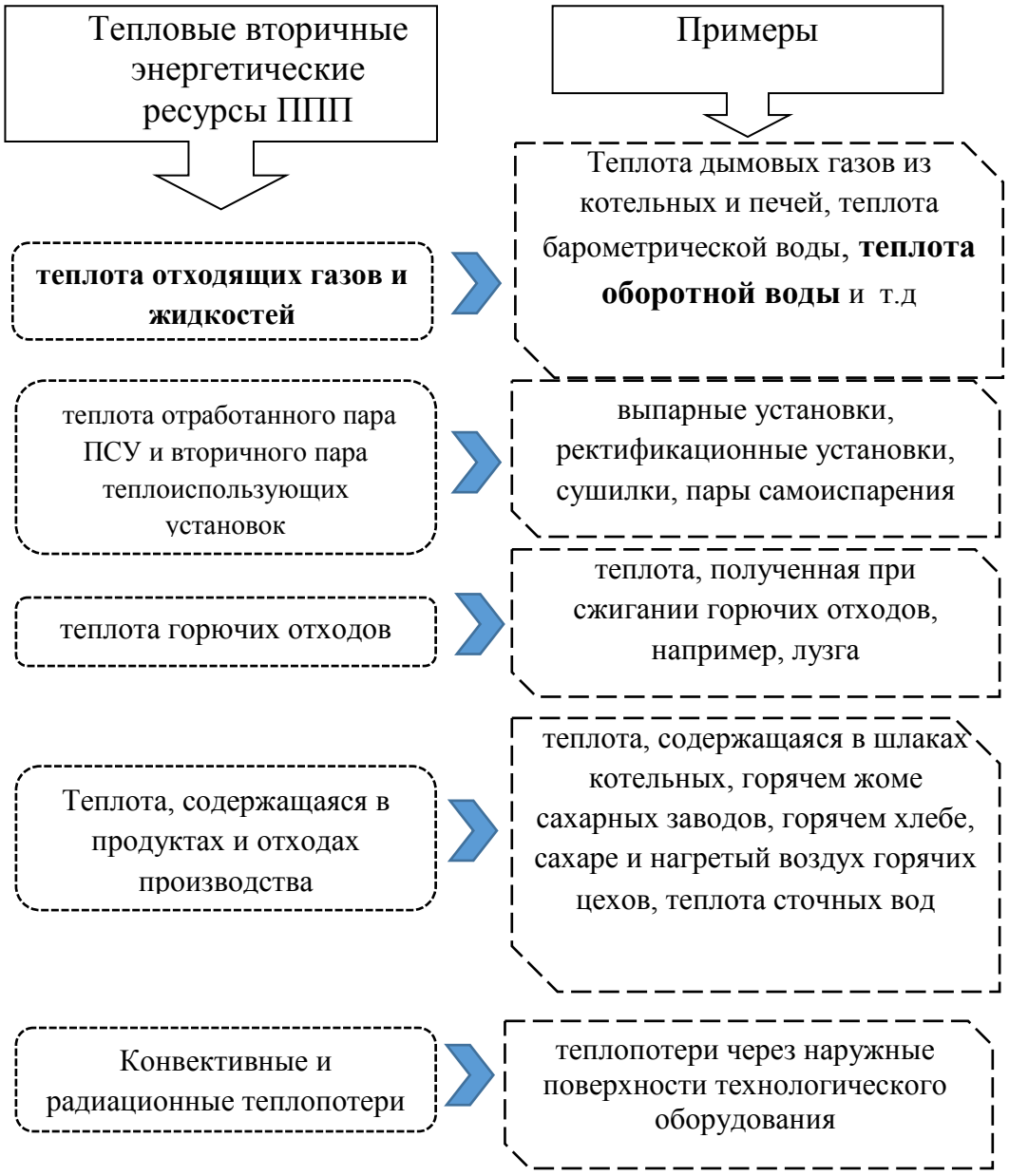



Рисунок 1.6 – Тепловые ВЭР предприятий пищевой промышленности

В таблице 1.2 приведены данные об использовании оборотной воды в промышленности, включая пищевую, требования к ее температуре в летний период и наличие загрязнений.

Таблица 1.2 – Данные об использовании промоборотной воды [170, 177]

| Отрасль | Расход воды на охлаждение, % | Водо-оборот, % | Подача (наибольшая), $м^3/ч$ | Температура воды,°С | | Вид загрязнений |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | Горячая | Охлажденная | |
| Нефтепереработка | 95 | 94 | 100 | 40…45 | 25…28 | Нефтепродукты механические примеси |
| Химическая | 74…95 | 64…96 | 100 | 40…45 | 25…30 | Органические, минеральные |
| Черная металлургия | 75 | 93 | 300 | 35…45 | 30…35 | Нефтепродукты механические примеси |
| Цветная металлургия | 20 | 91 | 5 | 35…40 | 25…30 | То же |
| Целлюлозная, бумажная | 7 | 65 | 1 | 32…35 | 25…27 | – |
| Тепло-энергетика | 96 | 60 | 1000 | 35…45 | 25…30 | – |
| Легкая | – | – | 6 | 35…36 | 27…28 | – |
| Пищевая | 35…42 | 35…65 | 100 | 30…45 | 25…30 | – |

Объем оборотной и повторно используемой в промышленности воды для РФ и ДНР составляет около 60% всего объема используемой промышленностью воды. Не малая доля выбросов НПТ приходится и на системы оборотного и повторно-последовательного использования воды в пищевых производствах. Как видно из таблицы 1.2 подавляющее количество предприятий пищевых производств осуществляет организованный сброс НПТ через системы оборотного водоснабжения с температурой воды на выходе технологической цепочки 30…45 °С и температурой воды, возвращаемой в технологическую цепочку 25…30 °С. Традиционно принято считать, что при такой температуре отсутствует практическая возможность использования этой теплоты непосредственно.

На многих ППП бросовые тепловые потоки жидкостей повторно не используются для собственных нужд. Они, как правило, сбрасываются в канализационную систему или в местные градирни или другие испарительные охладители, отдавая теплоту в атмосферу. Это относиться к заводам, которые вырабатывают спирт, производят пиво, молочную продукцию, хлебобулочные изделия и т.д. При устойчивом росте цен на энергоносители все это в итоге приводит к увеличению удельных затрат на выпуск конечной продукции и услуг.

Тепловой потенциал ВЭР оценивается величиной энтальпии. Пути рационального использования энтальпии вторичных энергоресурсов приведены на схеме (рисунок 1.7)




Рисунок 1.7 – Пути рационального использования энтальпии вторичных энергоресурсов

Также к перспективным развивающимся направлениям использования тепловых вторичных энергоресурсов ППП относятся:

- получение искусственного холода;
- кондиционирование и вентиляция воздуха;
- термохимические преобразователи;
- получение электрической энергии;
- агротеплофикация.

Одной из основных задач организации теплового хозяйства является внедрение мероприятий, направленных на снижение непроизводительных потерь

энергии и наиболее полное использование вторичных ресурсов. В работах как российских, так и зарубежных авторов [167, 180, 201] рассмотрены поотраслевые ВЭР и варианты их эффективного использования в технологических процессах.

Проф. Щеренко А.П. [222] акцентирует внимание к таким энергосберегающим технологиям предприятий пищевой промышленности, как:

- повышение уровня интенсификации теплоэнергетических процессов;
- рационализация распределения первичных и вторичных энергоносителей;
- оптимизация режима работы аппаратов и установок;
- регенерация и рекуперация тепловых потоков;
- взаимосвязь тепловых и холодильных процессов.

Больших результатов на пути к устойчивому развитию предприятий пищевой промышленности можно добиться путем комплексного рассмотрения проблемы ресурсо-энергосбережения и в частности рационального водопотребления с учетом особенностей предприятий отрасли.

## 1.2. Анализ современного состояния водопользования на предприятиях пищевых производств

### 1.2.1. Общая характеристика систем водоснабжения предприятий пищевых производств

Система водоснабжения промышленного предприятия представляет собой комплекс сооружений, оборудования и трубопроводов, обеспечивающих забор воды из природного источника или резервуара, очистку и ее обработку, транспортирование и подачу воды потребителям требуемых расходов и качества.

Как указано в [25] «Вода, наряду с электрической и тепловой энергией, является энергетическим продуктом, в связи с чем необходимо учитывать соответствующие требования к экономической эффективности ее использования».

Расходы воды для каждого конкретного завода подлежат расчету в зависимости от мощности завода, вида установленного оборудования, климатических условий, качества используемого сырья, схем: тепловых, технологических, водопотребления и

водоотведения. Расходы воды по видам оборудования должны быть приняты по паспортным данным завода-изготовителя соответствующего оборудования.

В зависимости от качества вода, используемая на промышленных предприятиях, бывает следующих видов [55]:

- питьевая – предназначенная для удовлетворения хозяйственно-питьевых нужд рабочих и служащих, а также для отдельных технологических процессов, требования к качеству потребляемой воды, которых близко к требованиям качества питьевой воды;

- технологическую свежую – забираемую из природного источника и подаваемую для использования в производственных целях;

- технологическую приготовленную – получаемую из технологической свежей или питьевой с использованием различных технологических приемов водоподготовки;

- оборотную (циркуляционную) – используемую в оборотных системах водоснабжения;

- последовательно используемую – применяемую поочередно в нескольких производственных процессах без промежуточной обработки с отведением в системы канализации;

- сточную – повторно используемую воду, полученную после использования в технологических процессах или использованную на хозяйственные нужды с последующей обработкой и полным или частичным повторным использованием.

Водопотребление предприятий зависит от ряда факторов:

- характера использования воды;

- объема и вида выпускаемой продукции;

- технологии производства;

- типа системы промышленного водоснабжения.

Предприятия пищевой промышленности используют воду трех категорий: хозяйственно-питьевую, производственную (техническую) и противопожарную. Состав и свойства воды из любого источника должны отвечать требованиям ГОСТов [38, 168].

При проектировании водоснабжения и канализации ППП руководствуются требованиями, изложенными в СНиП 2.04.01-85 Внутренний водопровод и канализация зданий. Горячее водоснабжение; СНиП 2.04.02-84 Водоснабжение. Наружные сети и сооружения; СНиП 2.04.03-85(Канализация. Наружные сети и сооружения [24, 25, 80].

Техническая вода ППП подразделяется на три категории: вода первой категории используется как теплоноситель для охлаждения машин и аппаратов, второй категории – как среда, поглощающая и транспортирующая примеси и грязь при непосредственном контакте с продуктом (мойка корнеплодов, картофеля, зерна), третей категории – только как способ гидротранспортирования отходов на мясо - и молочных заводах.

Классификация систем технического водоснабжения, применяемых на ППП, приведена на рисунке 1.8.

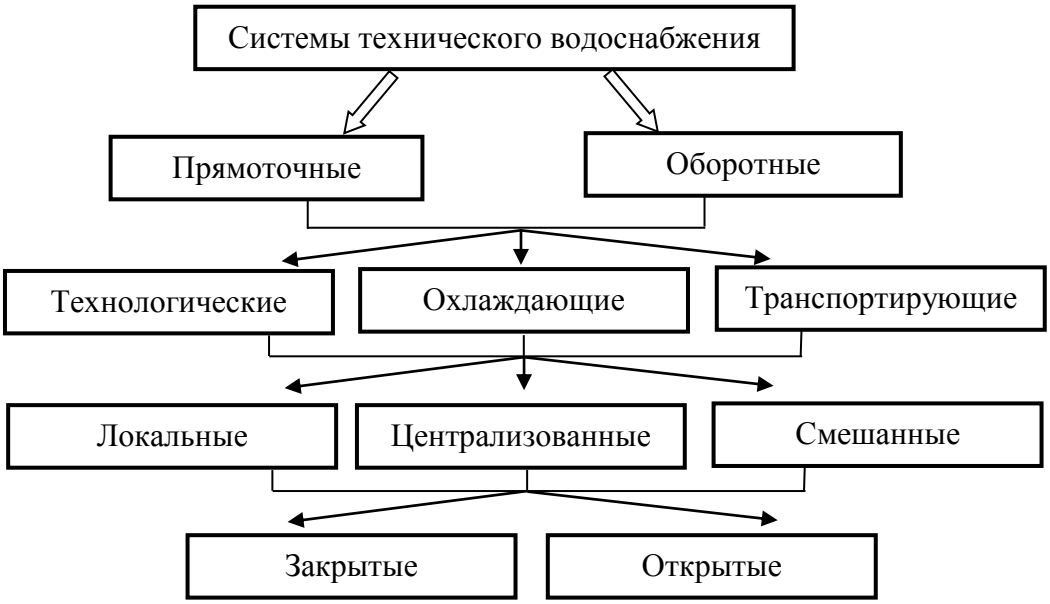



Рисунок 1.8 – Классификация систем технического водоснабжения [179]

Классификация технической воды по целевому назначению приведена на рисунке 1.9 [55].

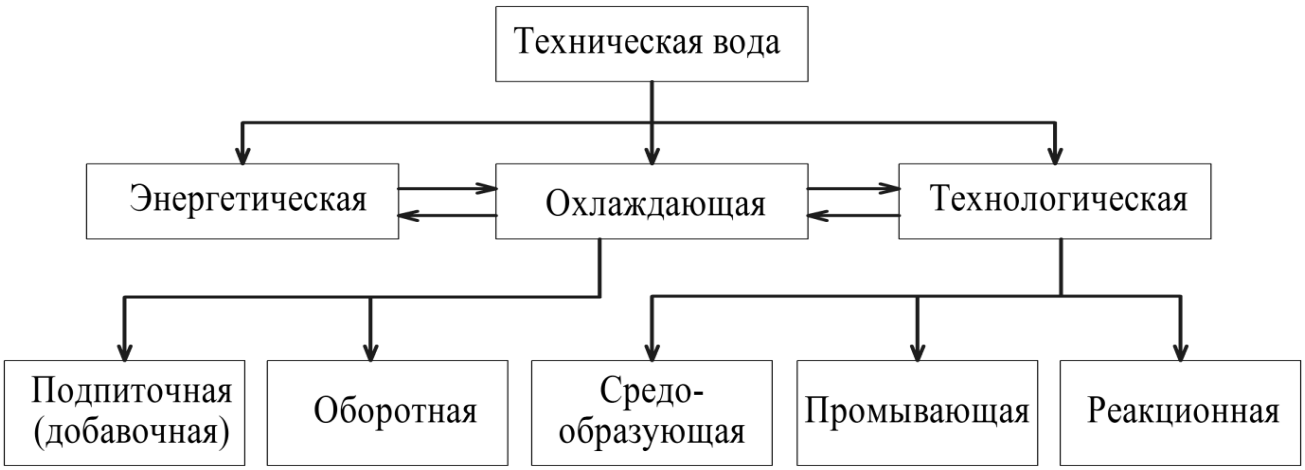



Рисунок 1.9 – Классификация технической воды по целевому назначению

Из рисунка 1.9 можно видеть, что техническая вода делится на энергетическую, охлаждающую и технологическую.

1. Энергетическую воду применяют для получения пара и нагревания оборудования, помещений, продуктов.

2. Охлаждающая вода употребляется для охлаждения теплообменных аппаратов, жидких и газообразных продуктов в них и др.

3. Технологическую воду для различных технологических процессов.

На предприятиях пищевой промышленности потребление воды связано с мойкой и очисткой сырья, применением гидротранспорта, использованием воды как охладителя (теплоносителя) в машинах и аппаратах, экстрагента в технологическом процессе, а также для хозяйственно-бытовых нужд (прачечные, столовые, мойка полов, души, умывальники). На основании детального анализа норм технологического проектирования предприятий пищевой промышленности [138-144]**,** обозначены основные области применение воды, включая оборотную, по видам предприятий (таблица А.1, приложение А). Очевидно, что вода из систем оборотного водоснабжения ППП применяется преимущественно для

- охлаждения конденсаторов и компрессоров холодильных установок;

- охлаждения воздушных безмасляных винтовых компрессоров;

- вакуум-насосов;

- обеспечения технологического процесса в вакуум-выпарных аппаратах, конденсаторах, пастеризационно-охладительных установках.

К предприятиям с наиболее высоким водопотреблением относятся: предприятия масло-жировой промышленности, свеклосахарные заводы, предприятия пивоваренной промышленности.

Очевидно, что для пищевой промышленности прямоточные системы охлаждения воды не рекомендованы, т.к. объемы потребляемой воды значительно меньше, по сравнению с металлургической, ППП зачастую расположены в черте города, где нет открытых водных систем.

Современные технологии позволяют использовать воду в обороте в среднем до 25 раз. Система оборотного водоснабжения более сложная, по составу сооружений, чем прямоточная и с последовательным использованием воды, а так же дороже в строительстве и эксплуатации, но она позволяет резко (в 25-50 раз) снизить потребность предприятия в свежей воде и уменьшить не менее чем в 80 раз сброс теплоты в водоисточник.

Применение оборотного водоснабжения соответствует экосистемному подходу в управлении водопользованием, который является основополагающей траекторией развития промышленного сектора, включая и пищевую промышленность.

В работах, посвященных повышению уровня экологизации пищевой промышленности, среди первостепенных направлений отмечается необходимость «…совершенствования всей системы водного хозяйства предприятий, увеличение объемов оборотных и повторно используемых вод, снижение расхода свежей воды, уменьшение объема сточных вод, особенно загрязненных и сбрасываемых без очистки, с перспективным переходом на замкнутые циклы; практического внедрения прогрессивных ресурсосберегающих малоотходных технологий комплексной переработки сырья, вторичных ресурсов и отходов…» [125, 127, 173]. В указанных работах в целях улучшения экологической обстановки на предприятиях отрасли авторы предлагают введение определенных водосберегающих мер в зависимости от вида промышленности (таблица 1.3).

Таблица 1.3 – Перечень мер по улучшению экологизационной обстановки в области водопользования некоторых предприятий пищевой промышленности [173]

| Вид промышленности | Предлагаемые меры |
|---|---|
| Пивоваренная промышленность | разработать организационные и технологические решения по снижению водопотребления |
| Сахарная промышленность | освоить автономные оборотные системы водоснабжения в целях снижения расхода свежей воды и сброса загрязненных СВ |
| Хлебопекарная промышленность | установить очистные сооружения для производственных и ливневых сточных вод, в том числе жироловушек и отстойников;<br>внедрить оборотные системы водоснабжения, обеспечивающие сокращение водопотребления на предприятиях отрасли на 50 %; |
| Мясная промышленность | увеличить объемы оборотного водоснабжения за счет использования воды после локальной очистки СВ цеха убоя скота и разделки туш для влажной уборки цеха предубойного содержания скота, что позволит снизить расход свежей воды на 5–7 %. |

1.2.2. Химико-технологические требования к качеству оборотной воды систем охлаждения

Требования, предъявляемые к оборотной воде различными промышленными предприятиями, диктуются технологическим процессом и эксплуатационными свойствами оборудования.

Оборотная охлаждающая вода не должна вызывать [25]:

- выделения карбонатных отложений со скоростью более 0,3 г/(м$^2$ч);
- коррозии углеродистой стали и других металлов со скоростью более 0,09 г/(м$^2$ч) – т.е. глубина коррозии должна быть не более 0,1 мм/год;

• биологического обрастания оборудования со скоростью более 0,07 г/(м$^2$ч) по сухой массе – толщина слоя не более 0,05 мм/месяц.

Требования к качеству оборотной и добавочной вод систем охлаждения показаны в таблице 1.4.

Таблица 1.4 – Требования к качеству оборотной и добавочной вод систем охлаждения [25]

| Показатели качества воды | Оборотная вода | Добавочная вода для систем охлаждения |
|---|---|---|
| 1 | 2 | 3 |
| Температура охлаждающей воды, °С | 25…30 | До 25 |
| Запах, баллы | <3 | <3 |
| Цветность, град | Не нормируется | - |
| Общая жёсткость, мг-экв/л | <7 | 1…2 |
| Карбонатная жёсткость, мг-экв/л | <3 | 0,5…0,8 |
| Щёлочность, мг-экв/л | 2…4 | 0,5…1 |
| Общее солесодержание, мг/л | 800…1200 | 150…250 |
| Содержание, мг/л | | |
| Взвешенных частиц, | 10…20 | 2…4 (желательно отсутствие) |
| Масел и смолообразующих веществ | отсутствие | отсутствие |
| Хлоридов | 150…300 | 30…70 |
| Сульфатов | 350…500 | 70…120 |
| Азота (общ) | <150 | <35 |
| Ионов тяжелых металлов | отсутствие | отсутствие |
| Растворенного кислорода, % | 6…8 | - |

В общем случае все показатели качества воды можно разделяются на три группы:

1. Физические (температура, содержание взвешенных веществ, растворенных газов, цветность, запах и др.);

2. Химические (жесткость, щелочность, активная реакция, хлориды, сульфаты, окисляемость, сухой остаток и др.).

3. Биологические и бактериологические (гидробионты, общее количество бактерий, коли-индекс и др.). Показатель, определяющей безопасность ее использования и требующий особенно тщательного контроля при использовании в промышленном водоснабжении биологически очищенных и дочищенных бытовых сточных вод.

На практике при проектировании новых ППП необходимо решать задачу выбора вида водоохлаждающих устройств, в наибольшей мере подходящих для конкретных условий. Также для существующих предприятий в ряде случаев необходим поиск путей совершенствования технологических и конструктивных параметров работы водоохлаждающих устройств.

Проектирование и усовершенствование систем оборотного водоснабжения ППП должно осуществляться на основании экологического аудита производственных процессов для сокращения водопотребления. Организация оборотного водоснабжения предприятий должна соответствовать концепции малоотходного или безотходного производства с максимальной утилизацией энергетических продуктов.

От эффективности работы водоохлаждающих устройств зависит степень реализации преимуществ систем оборотного водоснабжения в техническом и экологическом аспектах в сравнении с прямоточными системами, а также производительность технологического оборудования, качество и себестоимость вырабатываемой продукции, удельный расход сырья, топлива и электроэнергии. При этом продолжаются появляться новые виды водоохлаждающих устройств, получаемые как за счет совершенствования традиционных принципов и

конструкций, так и привлекающие для своей работы дополнительные физические явления [29, 51, 59, 64, 72, 126, 182, 197].

Несмотря на многочисленные работы, описывающие различные методы повышения производительности водоохлаждающего оборудования [4, 17, 23, 81, 95, 100, 106, 115, 116, 126, 155-160, 165], задачи совершенствования их работы и полезного использования теплового потенциала оборотной воды в рамках современных технических и экологических нормативных документов, в частности [54], являются актуальными в области энерго-ресурсосбережения ППП.

## 1.3. Влияние температуры охлаждающей воды на эффективность работы оборудования пищевых производств

В процессе производства на пищевых предприятиях образуется большое количество воды, нагретой до различной температуры и различной степени чистоты.

Основные ее источники: теплообменные аппараты, обогреваемые паром, в которых образуется конденсат греющего пара; конденсаторы смешения; поверхностные конденсаторы, дефлегматоры и холодильники, в которых вода является охлаждающей средой и нагревается до более или менее высокой температуры.

Вода, получаемая в процессе производства, может быть горячей (температура 55…60 °С и выше), или теплой (температура менее 50 °С). Как подчеркивается в [192] использование горячей воды не представляет трудностей, а использование теплой воды часто бывает затруднено и её спускают в канализацию.

От эффективности работы системы охлаждения в значительной степени зависит надежность работы основного и вспомогательного оборудования; расходы на техобслуживание и в конечном счете себестоимость продукции.

Для промышленных предприятий температура оборотной воды является ключевым параметром, влияющим на работу технологического оборудования

(таблица 1.5). Вариаций различных схем систем оборотного водоснабжения может быть несколько. Схема водооборота подбирается, исходя из условий конкретного предприятия в зависимости от изменения параметров воды в процессе ее потребления.

Таблица 1.5 – Влияние температуры охлажденной воды на работу технологических аппаратов [115]

| Характер изменения температуры воды | Влияние на показатели работы оборудования |
|---|---|
| 1 | 2 |
| Снижение температуры воды при расчетах размеров теплообменной аппаратуры предприятий нефтехимии на 5 °С (с 30 до 25 °С) | Уменьшение на 23% площади поверхности охлаждения теплообменников и на 20% расхода металла на их изготовление |
| Снижение температуры воды на установке пиролиза нефти мощностью 340 тыс. т/год на 2,3 °С | Увеличение выработки топливно-энергетических ресурсов в год на 518 тыс.долларов*. |
| Недоохлаждение воды в летний период относительно ее расчетной температуры на предприятиях химической промышленности | Уменьшение среднегодовой выработки кальцинированной соды на 3,4%, $NH_3$ – на 10%, метанола – на 8%, уксусной кислоты – на 11% |
| Снижение температуры воды, подаваемой на конденсаторы турбин КЭС, на 1°С | Уменьшение на 1,2…2 г расхода условного топлива на выработку 1 кВт·ч электроэнергии |
| Повышение температуры воды, подаваемой на конденсаторы ТЭС, на 1°С | Снижение вакуума в конденсаторах на 0,5% или мощности турбины на 0,4% |
| Снижение температуры воды, подаваемой на конденсаторы компрессионных холодильных станций, на 1°С | Уменьшение на 2– 4% расхода электроэнергии на привод компрессоров |

Продолжение таблицы 1.5

| 1 | 2 |
|---|---|
| Снижение температуры воды, подаваемой на конденсаторы пароэжекционных холодильных станций, на 7 °С (с 27 до 20 °С) | Уменьшение расхода пара с 3,4 до 2,1 т на 4 ГДж вырабатываемого холода |

*данные 2013г.

Как указано в таблице 1.5, снижение температуры воды, подаваемой на конденсаторы компрессионных холодильных станций, на 1 °С, позволят уменьшить на 2 – 4 % расход электроэнергии на привод компрессоров.

В настоящее время на предприятиях пищевых производств применяются основные четыре типа конденсаторов: кожухотрубные горизонтальные и вертикальные, испарительные и воздушные. В обоих типах кожухотрубных конденсаторов пары холодильного агента конденсируются в межтрубном пространстве на поверхности труб, в которых циркулирует охлаждающая вода. Отличием является то, что в горизонтальном конденсаторе охлаждающая вода циркулирует под напором, а в вертикальном – самотеком.

Высокая эффективность работы конденсатора является непременным условием бесперебойной и экономичной работы холодильной машины. Так, понижение температуры конденсации на один градус (с 30 до 29 $^{o}$С) для холодильных машин с поршневым компрессором, работающей на средних температурах кипения, приводит к уменьшению удельного расхода энергии примерно на 1,5 %. Такой же энергетический эффект достигается при охлаждении жидкого хладагента на 1 $^{o}$С ниже температуры конденсации [111].

Из этого видно, что требования высокой интенсивности процесса теплопередачи для конденсаторов особенно важны.

Целесообразным является разработка универсального научного инструментария для исследования влияния температуры охлаждающей воды на эффективность работы теплотехнологического оборудования в условиях пищевых производств.

## 1.4. Оценка ресурсного потенциала водоохлаждающих устройств и проблем их практического использования

### 1.4.1. Классификация систем охлаждения оборотной воды

К устройствам, в которых охлаждается технологическая оборотная вода пищевых предприятий, относятся градирни, чиллеры, испарительные конденсаторы, испарители теплонасосных установок.

Принципиально все виды водоохлаждающих устройств делятся на два вида: поверхностные (радиаторные или устройства сухого типа) и испарительные. В поверхностных охладителях вода движется внутри трубок, омываемых с внешней стороны воздухом. В испарительных имеет место непосредственный контакт охлаждаемой воды и воздуха окружающей среды, при котором некоторая часть воды испаряется.

В указанном водоохлаждающем оборудовании реализуется такие процессы отвода тепловых потоков как тепломассоперенос (в градирнях) и теплопередача (в чиллерах, испарителях ТНУ). Так же можно говорить об естественном (испарительном) и парокомпрессионном охлаждении. Направления совершенствования работы определяются организацией и спецификой протекающих процессов.

Основным показателем качества работы охлаждающего устройства является снижение температуры охлаждаемой воды. От этой величины зависит требуемый расход воды в оборотной системе, напрямую определяющий расход электроэнергии на ее перекачку, а также надежность и технико-экономические показатели работы оборудования.

Водоохлаждающие устройства в промышленном масштабе эксплуатируются более столетия и за это время накоплен обширный опыт их эксплуатации. Классификация систем охлаждения оборотной воды по способу отведения теплоты приведена на рисунке 1.10. В случае охлаждения воды оборотные системы делятся на открытые (испарительные), закрытые (поверхностные) и системы искусственного охлаждения.




Рисунок 1.10 – Классификация систем охлаждения оборотной воды по способу отведения теплоты

В открытых системах, например, в водоемах, градирнях, брызгательных бассейнах, имеет место непосредственный контакт охлаждаемой воды и воздуха окружающей среды, при котором некоторая часть воды испаряется. В закрытых системах вода охлаждается в теплообменной аппаратуре, холодильных установках. Открытые и закрытые установки часто комбинируются.

В ряде работ отмечается, что основополагающим при выборе водоохлаждающего оборудования являются соответствие нормам, стандартами и требованиями по защите окружающей среды, обеспечение требуемого температурного режима, доступность и экологичность охлаждающей среды, снижение расходов денежных средств на обслуживание.

На рисунке 1.11 показаны возможные способы отвода тепловых потоков от охлаждаемой воды в зависимости от температурных режимов.




Рисунок 1.11 – Возможные способы отвода тепловых потоков от охлаждаемой воды в зависимости от температурных режимов охлаждаемой воды

Вопрос комплексного анализа конструкций и способов эксплуатации наиболее распространенных водоохлаждающих устройств промышленных предприятий и, в частности, пищевой промышленности, с учетом современных

Стандартов и нормативов, и перспективных разработок в этой области является актуальным.

1.4.2 Общая характеристика и критерии подбора современных градирен предприятий пищевых производств

Более 65% оборотных вод промышленных и энергетических предприятий все еще охлаждаются на градирнях [4, 54, 170, 171, 177, 188-190, 257].

Согласно [170] градирни классифицируют: 1) по способу передачи тепла атмосферному воздуху на: испарительные, в которых теплопередача от воды к воздуху происходит, прежде всего, за счет испарения; радиаторные, иначе сухие, в них теплопередача организуется через стенку радиаторов за счет теплопроводности и конвекции; смешанные – в них используется теплопередача испарением, теплопроводностью и конвекцией; 2) по способу перемещения воздуха через контактные устройства градирни: вентиляторные, через которые воздух перекачивается при помощи вентилятора; башенные, в которых тяга воздуха организовывается за счет подбора необходимой высоты башни; открытые, или атмосферные, в которых для воздуха движется благодаря естественным воздушным потокам – ветер и отчасти естественная конвекция. Классификация градирен с учетом направления контакта сред и способа организации тяги приведена на рисунке 1.12.

*Водоохлаждающие устройства поверхностного типа*

«Сухие» градирни или теплообменные аппараты воздушного охлаждения воды состоят из следующих элементов (рисунок 1.13): радиаторов из алюминиевых, латунных, углеродистых или нержавеющих труб, внутри которых движется охлаждаемая вода; осевых вентиляторов, подающих наружный воздух, воздухоподводящих патрубков, обеспечивающих плавный подвод воздуха к вентилятору, и опорных конструкций. Достоинством таких устройств является сокращение до минимума потерь технической воды. В них не происходит засорение воды пылью окружающего воздуха и солями, как это имеет место в устройствах испарительного типа.

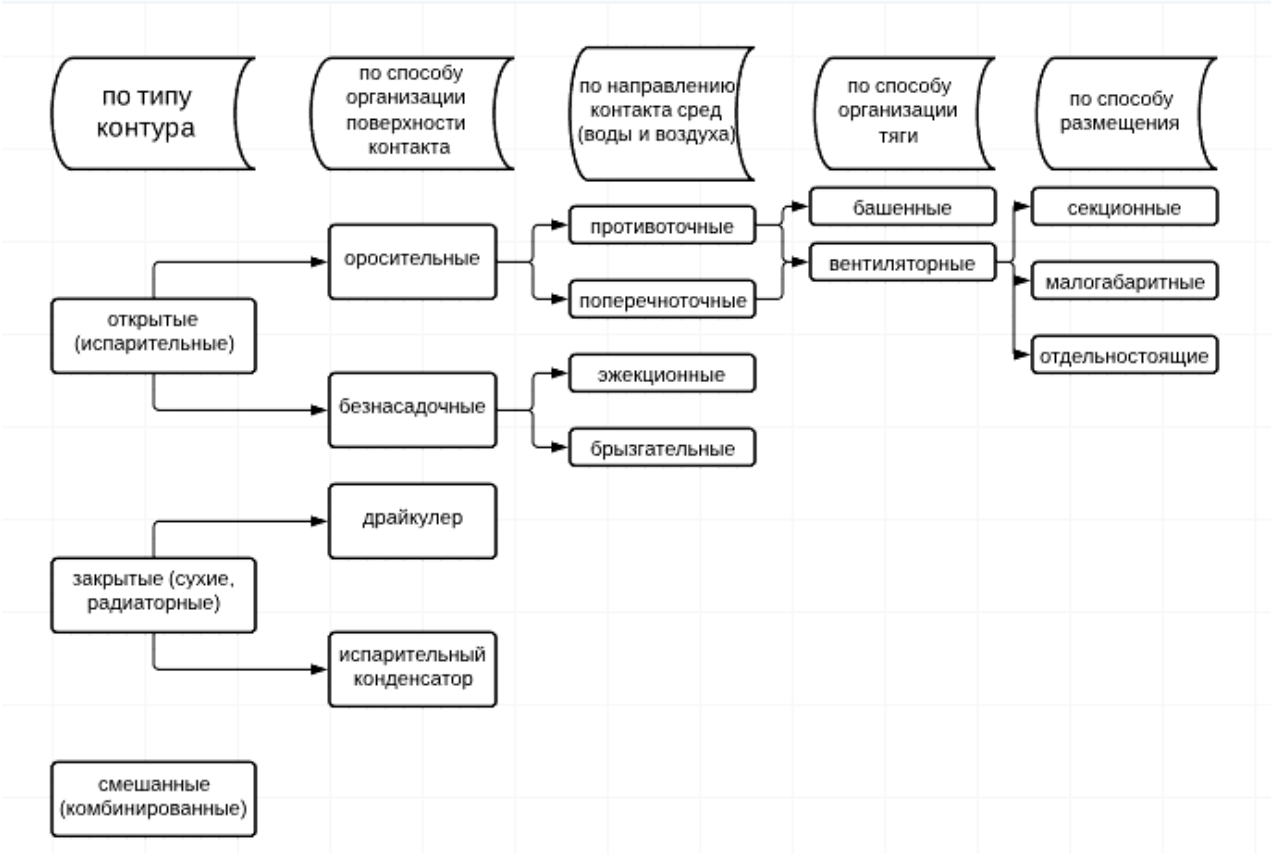



Рисунок 1.12 – Классификация градирен

Однако интенсивность теплообмена для поверхностных охладителей ниже, чем для испарительных и потому при прочих равных условиях они неизбежно имеют больший объем.

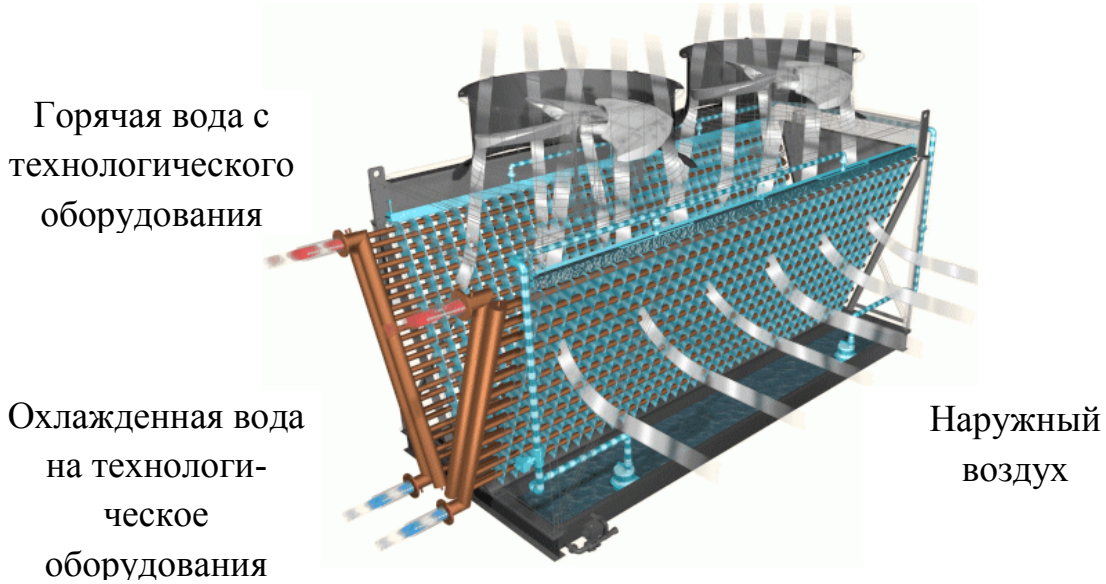



Рисунок 1.13 – Общий вид «сухой» градирни

Интенсификация их работы, как правило, достигается за счет установки рядом мощных вентиляторов, формирующих натекающий поток воздуха, однако этот способ сопряжен с дополнительными затратами электроэнергии.

Кроме того, есть вероятность, что полные потери напора воды на поверхностном трубчатом охладителе окажутся выше, чем для устройств другого типа за счет создания системы из каналов с малым диаметром, нацеленного на улучшение теплового контакта с окружающей средой. Следует иметь в виду, что сухие охладители разработаны для систем со сравнительно малыми расходами воды и с учетом их наружной установки для предотвращения замерзания в холодное время года, необходимо добавлять в воду гликоль. «Сухие» градирни используются преимущественно в южных регионах и в зоне пустынь, где вода в большом дефиците. В них же вода не теряется при испарении, но и по той же причине эффективность их существенно ниже, а капзатраты на изготовление значительно выше, т.к. на порядок выше их металлоемкость.

Поверхностные охладители применяются достаточно редко. Область их потенциального применения ограничена системами с небольшим расходом воды до нескольких сотен $м^3$/ч. Применение этих охладителей является целесообразным при высоких температурах нагрева оборотной воды в теплообменных технологических аппаратах, не допускающих ее охлаждение в градирнях испарительного типа и когда на предприятии нет возможности восполнения потерь воды. Данные тип градирен не нашел широкого применения на предприятиях пищевых производств.

*Водоохлаждающие устройства испарительного типа*

Теоретические и прикладные аспекты усовершенствования водоохлаждающих систем испарительного типа представлены в работах зарубежных и отечественных ученых, таких как: Faraz Afshari**,** Foster R.E., Dijkastra, E., Stoitchkov N. J., Dimirov G.J., А.М. Каган, А.В. Дорошенко, В.С. Пономаренко, В.П. Кравченко, С.В. Спритнюк [77, 78, 84, 86, 113, 170, 191, 247].

В таких устройствах организовывается непосредственный контакт воды с воздухом окружающей среды и основной охлаждающей эффект достигается за

счет испарения части воды. Так, при испарении одного процента воды температура оставшейся части понижается на величину порядка 5 °С. Охлаждающие устройства испарительного типа делятся на две большие группы: устройства открытого и закрытого типа.

Устройства открытого типа:

1. Охлаждающие пруды.
2. Брызгательные бассейны.
3. Открытые брызгательные градирни.
4. Открытые капельные градирни.
5. Открытые комбинированные градирни (с соплами и решетником).

В качестве охлаждающих прудов используются как естественные, так и искусственные водоемы. Пруд должен обеспечить в этом случае запас воды, необходимой для нормальной работы системы водоснабжения, но в то же время срабатывание запаса воды не должно приводить к недопустимому уменьшению поверхности охлаждения в маловодный период. В целом наличие пруда-охладителя в районе предприятия и его использование в качестве дополнительного водоохлаждающего устройства достаточно целесообразно, однако на практике такой подход во многих случаях не реализуем по природным условиям.

Брызгательные бассейны, как и охлаждающие пруды, представляют собой естественные или искусственные открытые водоемы, но вода подается в них не непосредственно, а через систему разбрызгивающих сопел, расположенных над поверхностью воды в бассейне. Охлаждение воды в самом бассейне играет при этом уже незначительную роль сравнительно с охлаждением капель, образующихся при раздроблении воды соплами. Подвод свежего воздуха к поверхности воды происходит благодаря ветру и естественной конвекции, а отчасти и вследствие эжектирующего действия водяных струй. Активная (т.е. не считая защитных зон) ширина бассейна в направлении господствующего ветра должна составлять не более 40-50 м, так как в противном случае доступ свежего

воздуха к расположенным с подветренной стороны водяным факелам сильно затрудняется и охлаждающий эффект снижается.

Открытые градирни выполняются двух типов: брызгательные, то есть с разбрызгиванием воды при помощи сопел и капельные с решетником из деревянных планок или брусков.

Открытая градирня брызгательного типа представляет собой, по существу, небольшой брызгательный бассейн, огражденный со всех сторон жалюзийными стенками, препятствующими выносу наружу водных капель, увлекаемых воздухом. Движение воздуха через такую градирню, как и в других охладителях открытого типа, происходит за счет силы ветра. Разбрызгивающие сопла применяются преимущественно центробежного и тангенциального типа, как менее подверженные засорению. Сопла устанавливаются небольшой производительности в целях равномерного распределения разбрызгиваемой воды по площади шахты. Рабочий напор перед соплами принимается от 3 до 5 м вод. ст., в более редких случаях выше, в пределе до 12…14 м вод. ст. Чаще сопла направляют вниз, так как это обеспечивает более равномерное распределение воды, уменьшает унос и позволяет ограничить высоту градирни.

Наибольшая производительность градирен такого типа по воде составляет около 350 м$^3$/ч при плотности орошения $q_ж$ = 1,5…3,0 м$^3$/(м$^2$ч).

Открытые градирни капельного типа применяются для более широкого диапазона производительностей, чем брызгательные. Капельные градирни состоят из оросительного устройства – оросителя, водораспределительного устройства, жалюзи и водосборного резервуара. Градирни этого типа строятся на производительности от 5 до 1200…1500 м$^3$/ч при площади оросителя до 250 м$^2$; плотность орошения составляет 3…6 м$^3$/(м$^2$ч).

Достоинством брызгательных бассейнов и открытых градирен являются сравнительно низкие капитальные вложения в их сооружение. К существенному недостатку функционирования открытых градирен следует отнести нестабильность интенсивности охлаждения по времени суток из-за изменения скорости набегающего на градирню естественного воздушного потока, что

ограничивает возможности применения градирни и делает их применение достаточно редким.

*Устройства закрытого типа.* Для охлаждения воды в системах оборотного водоснабжения с большими расходами воды (до 100000 м$^3$/час), когда требуется обеспечить большой объем сбрасываемой в атмосферу теплоты и более высокий и стабильный охлаждающий эффект, используются устройства закрытого типа. Они делятся на две группы: башенные и вентиляторные градирни. Башенные градирни не применяются на ППП ввиду меньшего расхода охлаждаемой воды.

*Вентиляторные градирни* значительно компактнее башенных, и их работа не зависит от параметров ветра, так как процесс испарения воды в них интенсифицируется вентилятором (рисунок 1.14). Благодаря этому они находят все большее применение на промпредприятиях. Такие градирни различаются между собой как по типу оросителя-насадки (брызгательные, капельные и пленочные), так и по расположению вентиляторов. Каждый из указанных типов градирен может иметь нагнетательные или отсасывающие вентиляторы.

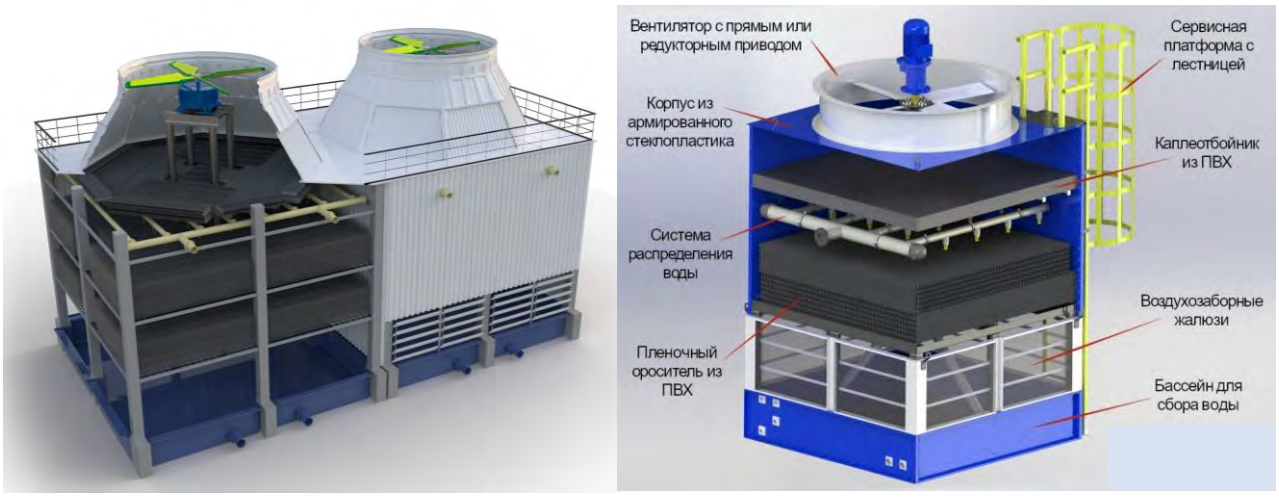



Рисунок 1.14 – Общий вид вентиляторной градирни «ВЕНТА» с диапазоном гидравлической нагрузки $G$ = 100…3000 м$^3$/ч

*Пленочные вентиляторные градирни.* Пределом охлаждения воды в такой градирне является температура воздуха по «мокрому» термометру ($t_ж \approx t_м$).

Существенную часть эксплуатационных затрат в градирнях такого типа составляют затраты электроэнергии на привод вентиляторов.

В больших градирнях применяются преимущественно всасывающие вентиляторы с вертикальным расположением вала. Эти вентиляторы направляют воздух вверх со скоростью до 5…7 м/с, что наряду с несколько большей высотой выходного сечения уменьшает возможность рециркуляции воздуха. Кроме того, улучшаются условия распределения воздуха по сечению оросителя.

Градирни с нагнетательными вентиляторами выполняются преимущественно противоточными (рисунок 1.15), градирни с всасывающими вентиляторами – противоточными или поперечноточными.

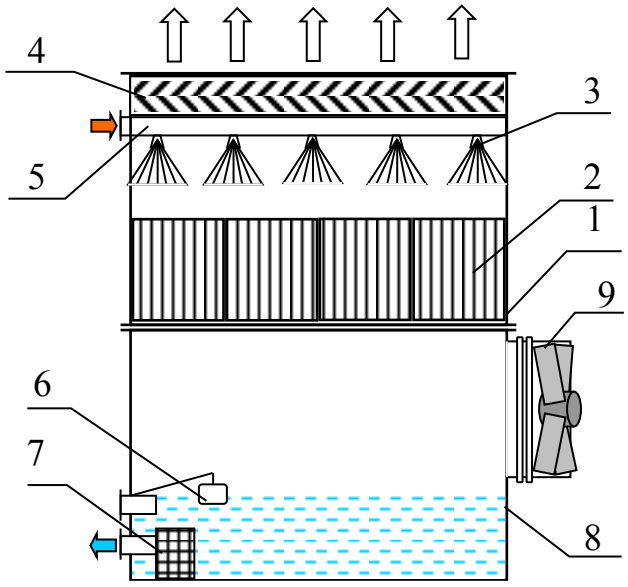



Рисунок 1.15 – Схема пленочной вентиляторной градирни: 1 – корпус; 2 – насадка; 3 – водораспределительное устройство; 4 – каплеуловитель; 5 – водопровод; 6 – поплавковое устройство; 7 – насос для забора воды; 8 – водосборный бак; 9 – вентилятор

На сегодняшний день существенным требованием к водоохлаждающим устройствам систем водоснабжения является возможность адаптации к изменяющимся тепловым нагрузкам. Сегодня доступны типоразмерные ряды вентиляторных градирен с широким диапазоном гидравлической нагрузки ($G = 4…350$ м$^3$/ч) как в противоточном, так и в поперечноточном исполнении

[171, 257, 298]. Поперечноточные градирни получают все большее распространение в виду ряда преимуществ: значительное расширение диапазона рабочих нагрузок, снижение энергозатрат при более высокой эффективности процесса, снижение высоты теплообменного аппарата, возможность установки вентилятора вне потока влажного воздуха.

Для увеличения глубины охлаждения воды (10…15 °С), предотвращения снижения производительности в случае загрязнения рабочих сред (высокая минерализация воды, запыленность воздуха и др.) и значительного расхода воды на подпитку системы в связи с испарением и каплеуносом совместно с ОГАХ была разработана схема двухконтурной пленочной градирни (рисунок 1.16) [81, 87, 97, 116].

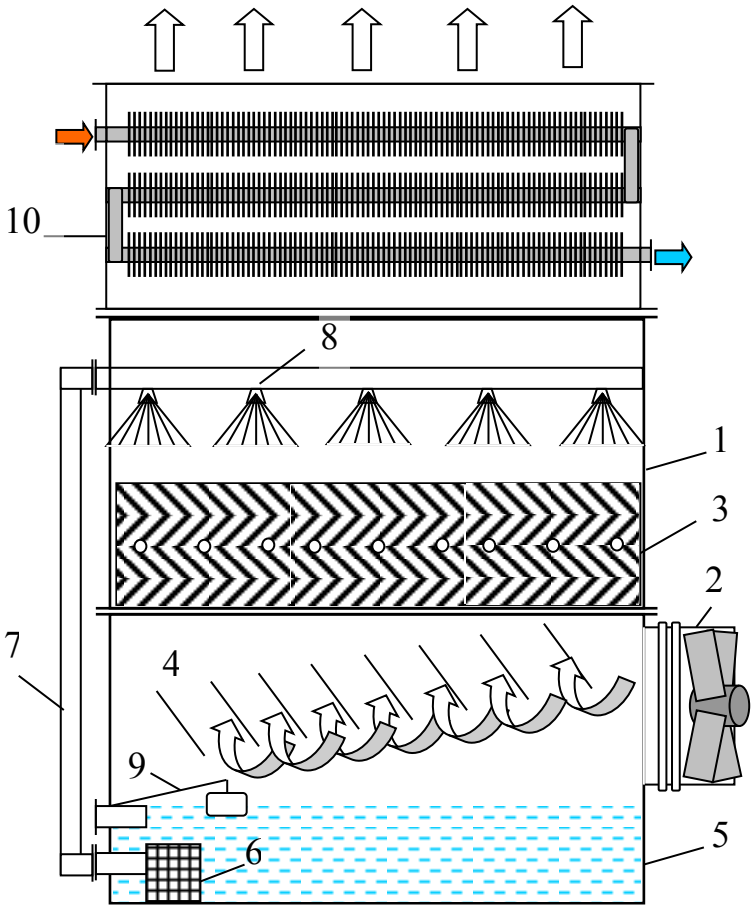



Рисунок 1.16 – Схема двухконтурной пленочной градирни: 1 – корпус; 2 – осевой низконапорный вентилятор; 3 – пакеты насадки регулярной структуры; 4 – поворотные решетки; 5 – водосборный бак; форсунки; 6 – насос для забора воды; 7 – трубопровод; 8 – форсунки; 9 – поплавковое устройство; 10 – воздушный охладитель

Отличительными особенностями предложенных градирен являются формирование насадки из поливинилхлоридных листов со сложногофрированной структурой с введением регулярной шероховатости и наличие современных низконапорных осевых вентиляторов.

Альтернативой типовым башенным и вентиляторным градирнями являются эжекционные градирни, предназначенные для крупных потребителей оборотной воды (не менее 4000 $м^3$/ч) в металлургической, химической, нефтеперерабатывающей и других отраслях промышленности, включая объекты большой энергетики (ТЭС, ГРЭС и АЭС). Такие градирни выдерживают наибольшие гидравлические нагрузки и способны охлаждать воду с большим перепадом и с очень высоких температур (до 90 °С). Это обусловлено как отсутствием оросителя, так и большой суммарной площадью поверхности мелкодисперсных капель и высокими скоростями водо-воздушных потоков. Затраты электроэнергии на эксплуатацию систем оборотного водоснабжения с эжекционной градирней при грамотной организации схемы водоснабжения и автоматики не превышают затрат на типовые вентиляторные установки. При этом эжекционные градирни довольно морозостойкие, что делает их эксплуатацию в областях с морозной зимой наиболее экономически выгодной. В работах [64, 170] предложены варианты моделей эжекционных градирен. Такие градирни также не нашли широкого применения на ППП.

Основные характеристики рассмотренных охлаждающих устройств испарительного типа представлены в таблице 1.6.

Выбор типа и конструкции градирни производится на основании технологических расчетов с учетом заданных в проекте расходов оборотной воды и количества теплоты, отводимой от продуктов, аппаратов и охлаждаемого оборудования и требований к устойчивости охладительного эффекта, метеопараметров, химического составов добавочной и оборотной воды, санитарно-гигиенических требований и др.

Таблица 1. 6 – Сравнительная характеристика испарительных охладителей [170, 171]

| Показатели | Тип градирни | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | Вентилятор-ные | Башенные | Открытые (пруды охладители, брызгатель-ные бассейны) | Эжекцион-ные | Радиатор-ные |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| Максимальный расход охлаждаемой воды, $м^3$/час | От 1500 | 100000 | 10000 | До 50000 | 1000 |
| Предельная температура подаваемой на охлаждение воды непосредственно в градирню, °С | 60 | не допуская ее снижения ниже плюс 10 °С во избежание обледенения оросителя | 60 | До 90 | 60 |
| Удельная тепло-вая нагрузка, $кВт/м^2$ | 93-175 | 70-120 | 35-60 | 80-150 | До 2 |
| Плотность орошения, $м^3/м^2$час | 8…12 | 4,5…14 | на 1 $м^3$ охлаждаемой воды –10$м^2$ поверхности пруда (0,025…0,05) | - | - |
| Глубина охлаждения воды, °С | 3…20 | 5…15 | 5…10 | 5…15 | 5…10 |
| Минимальная разница температур воды и воздуха по смоченному термометру, °С | 4…5 | 8…12 | 10…12 | 4…5 | 10…12 |
| Наличие оросителя | + | + | - | - | - |
| Наличие вентилятора | + | -/+ | - | - | - |
| Климатические ограничения, ºС | -50…+45 | -20…+40 | 0…+45 | До +50 | -20…+40 |
| Потери воды % от общего расхода | 0,01…0,02 | 0,05…0,2 | До 5 | 1…1,5 | До 2 |

Продолжение таблицы 1.6

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
|---|---|---|---|---|---|
| Экологические | | | | | |
| Выбросы в окруж. среду к 1 м$^3$ воды: – тепла с паровым факелом, МДж/ч | 12…80 | 20…60 | 20…40 | 60…100 | 20…40 |
| – воды с капельным уносом, м$^3$/ч | 0,035 | 0,03 | 0,02 | 0,05 | - |
| – загрязнений солями, кг/ч | 0,3 | 0,2 | 0,17 | 0,4 | - |
| Потребление свежей воды к 1 м$^3$ охлажденной воды, м$^3$/ч (не более) | 0,05 | 0,04 | 0,03 | 0,07 | 0,02 |

Последние 10-15 лет характеризуются переоснащением производственного оборудования ППП, что так же отразилось на модернизации водоохлаждающих устройств. На предприятиях пищевых производств наибольшее применение находят вентиляторные и радиаторные градирни, заменяя брызгательные бассейны и открытые брызгательные градирни, благодаря своей компактности, гибкому регулированию параметров охлаждаемой воды и обеспечению стабильной работы теплотехнического оборудования, к которому они подключены.

Вентиляторные градирни различаются между собой по типу насадки (в литературе так же применяются такие названия, как: насадочный слой, ороситель, насадочное контактное устройство), которая должна обеспечить максимальную поверхность контакта воды и воздуха на: брызгательные, капельные, пленочные и комбинированного типа; и по расположению вентиляторов на: нагнетательные или отсасывающие вентиляторы. Современные градирни изготавливаются из различных полимерных и композитных материалов. Применение таких материалов в строительстве позволяет уменьшает вес установки, увеличивает

срок ее эксплуатации. Конструкция элементов имеют малое аэродинамическое сопротивление, что снижает расход электроэнергии.

В работах, посвященных повышению энергоэффективности водооборотных систем, подчеркивается, что эффективное охлаждение воды в оросительной градирне зависит от:

1) равномерного распределения воды по поверхности оросителя градирни;

2) достаточный по количества и равномерной подачи потока воздуха;

3) высокоэффективного оросителя и каплеотделителя.

*Параметры эксплуатации вентиляторных градирен*

Нормативными параметрами эксплуатации градирен являются [52, 145]:

- тепловая нагрузка $Q$, кВт или удельная тепловая нагрузка, приходящаяся на 1 м$^2$ площади оросителя, $q$, Вт/м$^2$, вентиляторных градирен рекомендуется в пределах $q_ж$ = 90…120 Вт/м$^2$ .

- плотность орошения (или удельная гидравлическая нагрузка) (объемным или массовым расходом воды, приходящимся на 1 м$^2$ площади оросителя в плане) $q_ж$, м$^3$/(м$^2$·ч) или кг/(м$^2$·с); В зависимости от типа оросителя рекомендуются такие плотности орошения: для пленочного – $q_ж$ = 8… 12м$^3$/(м$^2$·ч); для капельного – $q_ж$ = 6…8 м$^3$/(м$^2$·ч).

- объемный или массовый расход охлаждаемой воды (гидравлическая нагрузка), $V_ж$ , м$^3$/ч ($G_ж$, кг/ч);

- степень охлаждения воды (или зона охлаждения) $\Delta t_ж = t_{ж1} - t_{ж2}$, °С.

- разность температур охлажденной воды и воздуха по смоченному термометру, $\delta = t_{ж2} - \tau$, °С.

Данный перечень рекомендовано также дополнить такими используемыми показателями, как [170]:

- нормативные графики охлаждения;

- объемный коэффициент массоотдачи, отнесенный к разности влагосодержаний воздуха, $\beta xv$, кг/(м$^2$·ч); значение $\beta xv$ находится экспериментально для каждого типа оросителя, является действительным только для заданного способа организации контактной поверхности, т.е. для заданной

конструкции оросителя, работающего в тех условиях, при которых производились измерения параметров, и не может быть перенесено на другие типы оросителей. Величина $\beta xv$ находится в прямой зависимости от количества воздуха и воды, проходящих через градирню, и от типа и конструкции оросителя градирни.

Эта зависимость в общем виде описывается эмпирической формулой:

$$\beta_{xv} = A\lambda^m q_{ж}, \tag{1.1}$$

где $q_{ж}$ – плотность орошения, (кг/м$^2$с); $\lambda = \frac{G_г}{G_ж}$ – отношение массового расхода воздуха к массовому расходу воды; коэффициенты $A$ и $m$ являются постоянными для определенной конструкции оросителя;

- термический КПД градирни

$$E_{ж} = \frac{t_{ж1} - t_{ж2}}{t_{ж1} - t_{см.т.}} \cdot 100\%, \tag{1.2}$$

где $t_{ж1}$ – температура воды на входе в градирню, $^o$C; $t_{ж2}$ – температура воды на выходе и градирни, $^o$C; $t_{см.т}$ – температура атмосферного воздуха по смоченному термометру;

– степень использования воздуха $E_г$:

$$E_г = \frac{h_{г2} - h_{г1}}{h^*_{г2} - h_{г1}} \cdot 100\%, \tag{1.3}$$

где $h^*_{г2}$ – удельная энтальпия насыщенного воздуха, кДж/кг

- коэффициент эффективности градирни

$$\eta_{эф} = \frac{t^н_{ж2} - t_{см.т}}{t^ф_{ж2} - t_{см.т.}} \cdot 100\%, \tag{1.4}$$

где $t^н_{ж2,}$ $t^ф_{ж2}$ – нормативное и фактически измеренное значения температуры охлажденной воды, $^o$C;

- критерий ЭРГ (эффективности работы градирен):

$$Кэрг = \Delta t / t_{ж2}. \tag{1.5}$$

В отличие от $E$ и $\eta_{эф}$, коэффициент Кэрг является интегральным показателем ЭРГ, учитывающим все условия эксплуатации градирен. Значение Кэрг всегда меньше единицы.

При выборе нового оросительного устройства необходимо проанализировать структуру контактирующих потоков, оценить показатели теплогидравлического расчета и экономические затраты на его установку и эксплуатацию.

С точки зрения интенсификации процессов тепломассообмена пленочный режим течения оборотной воды по поверхности оросителя является наиболее эффективным. Поэтому на сегодняшний день имеется очень большое количество предложений по разным конфигурациям насадочных слоев. Зачастую они носят рекламный характер и не достаточно аргументировано их использование для каждого конкретного случая. При охлаждении чистых сред наряду с пленочными оросителями можно рекомендовать и подвижную насадку. Однако очень мало информации о сопоставлении охлаждающей способности и затратности организации тепломассообменных процессов в таких слоях.

Опубликованная до настоящего времени информация о взаимодействии трех фаз в таких ТМА отличается таким различием в качественных представлениях и разбегом опытных данных по всем важнейшим аспектам поведения подвижных слоев, что практическое ее использование в инженерных расчетах затруднено. Изучение достаточно сложного поведения системы газ – жидкость – твердое тело остается преимущественно экспериментальным. Перспективы использования АРН для испарительного охлаждения воды требуют особого изучения. Целесообразно применять АРН для организации таких массообменных процессов, при которых основное сопротивление массоотдачи сосредоточено в газовой фазе, что характерно для процесса испарительного охлаждения в градирнях.

1.4.3. Виды насадок оросительных градирен и их основные характеристики

Насадка является основным элементом градирен, поэтому в ряд научных работ посвящен улучшению конструктивных, гидравлических и тепломассообменных характеристик [33, 57, 106, 113, 126, 164, 165, 183, 188, 307].

Наиболее перспективными для создания пленочных тепломассообменных аппаратов (ТМА), в частности, градирен – являются насадки пленочного и капельно-пленочного типа. По конструктивному признаку они делятся на регулярные (упорядоченной структуры) - РН и неупорядоченные насадки. Так же насадки, используемые в промышленности, принято разделять на насыпные и регулярные (рисунок 1.17) [77, 171].




Рисунок 1.17 – Классификация насадок по состоянию и назначению

Регулярные (структурированные) насадки представляют собой готовые блоки, устанавливаемые в аппарат слоями (ярусами) (рисунок 1.18). При этом они образуют упорядоченную структуру.

Плохая смачиваемость полимерных материалов, из которых чаще всего изготавливают такие насадки, компенсируется приданием листам сложной формы, нанесением микрошероховатостей, применением перераспределителей и турбулизаторов. Охлаждающая способность полимерных оросителей может быть улучшена созданием шероховатой, пористой или волнистой поверхности, подбором оптимального числа и форм волн, перфорированием листов или заменой их сетками, а также устройством разрывов по ходу движения воды и воздуха, обеспечивающих чередование капельных и пленочных режимов движения воды, и за счет этого перераспределением и дополнительной турбулизацией взаимодействующих потоков и повышением тепломассообмена.

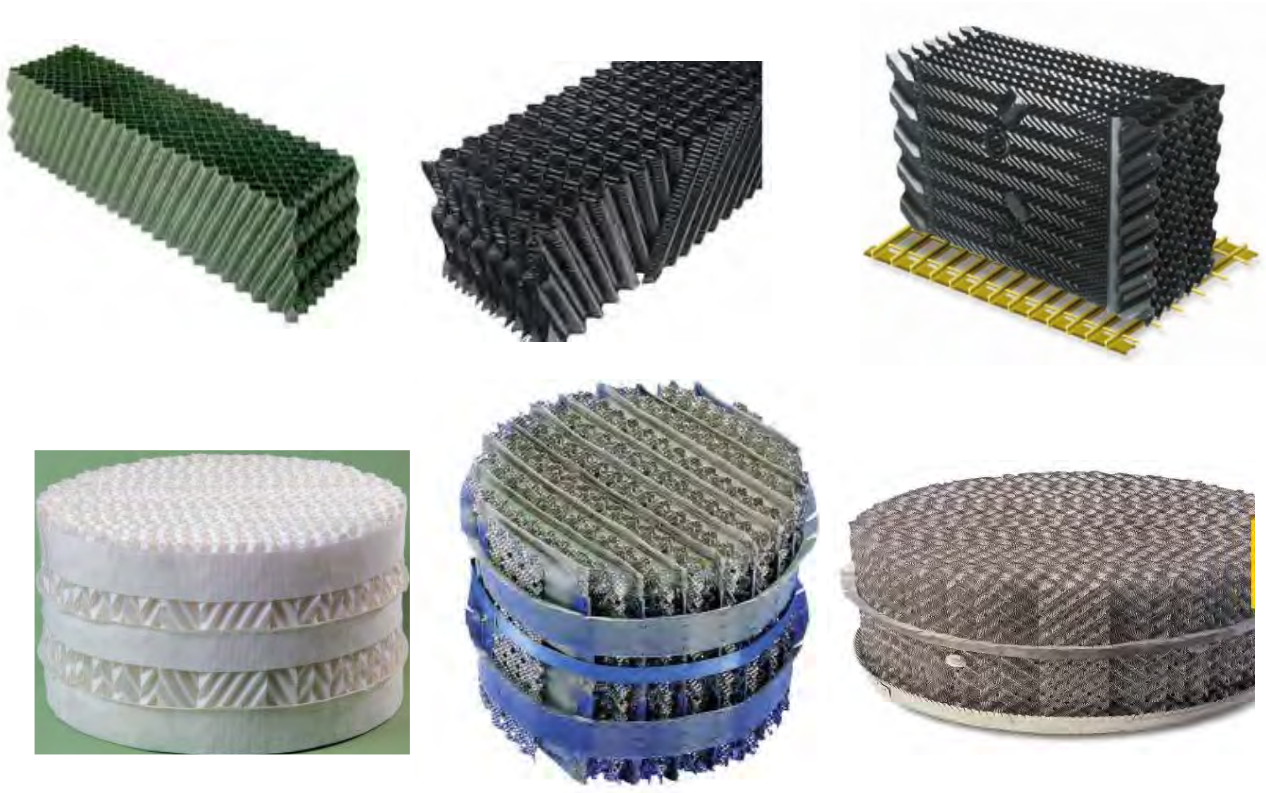


Рисунок 1.18 – Примеры регулярных насадок [307]

В реальной тепломассообменной аппаратуре не всегда даже при достаточном орошении вся поверхность насадки оказывается смоченной, кроме того при эксплуатации листовых полимерных регулярных насадок в с течением времени наблюдаются отложения и неравномерность распределения

охлаждаемого потока по рабочему сечению градирни и как следствие недостижение расчетной степени охлаждения жидкости.

К насыпным насадкам относятся насадки, загружаемые в контактный аппарат «внавал» (т.е. засыпаемые в аппарат) (рисунок 1.19).

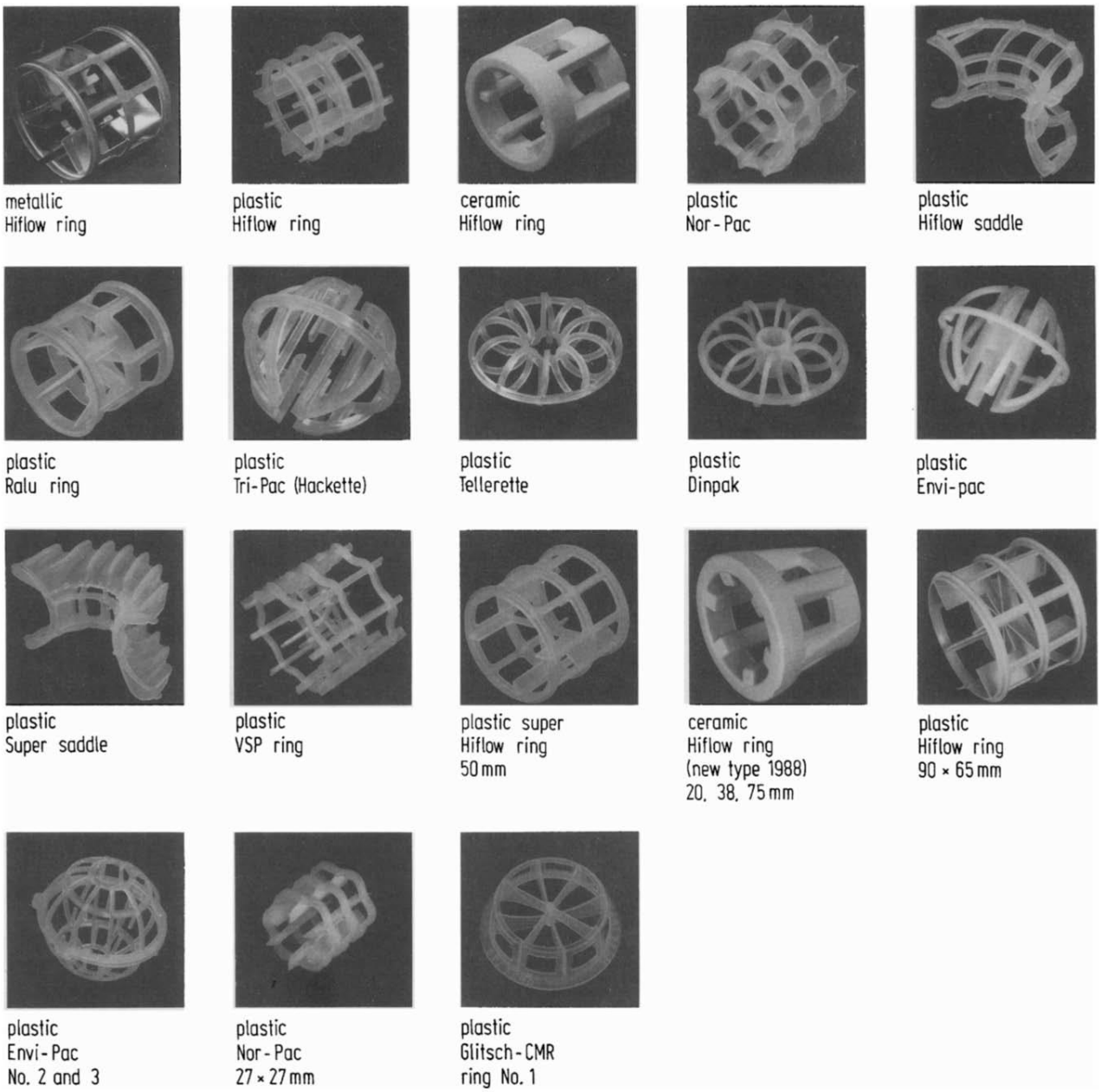



Рисунок 1.19 – Примеры насыпных насадок [295]

При этом образуется хаотичная структура пустот в насадочной части аппарата. К РН относятся листовая, блочная, рулонная, сотовая, полочная, сетчатая, а также сложная объемно-пространственная структура.

Последние представляют собой твердое тело различной специальной формы: кольца Рашига, седла Берля, седла Инталлокс, розетка Теллера, кольцо Палля (рисунок 1.20) [27, 76-78, 295].

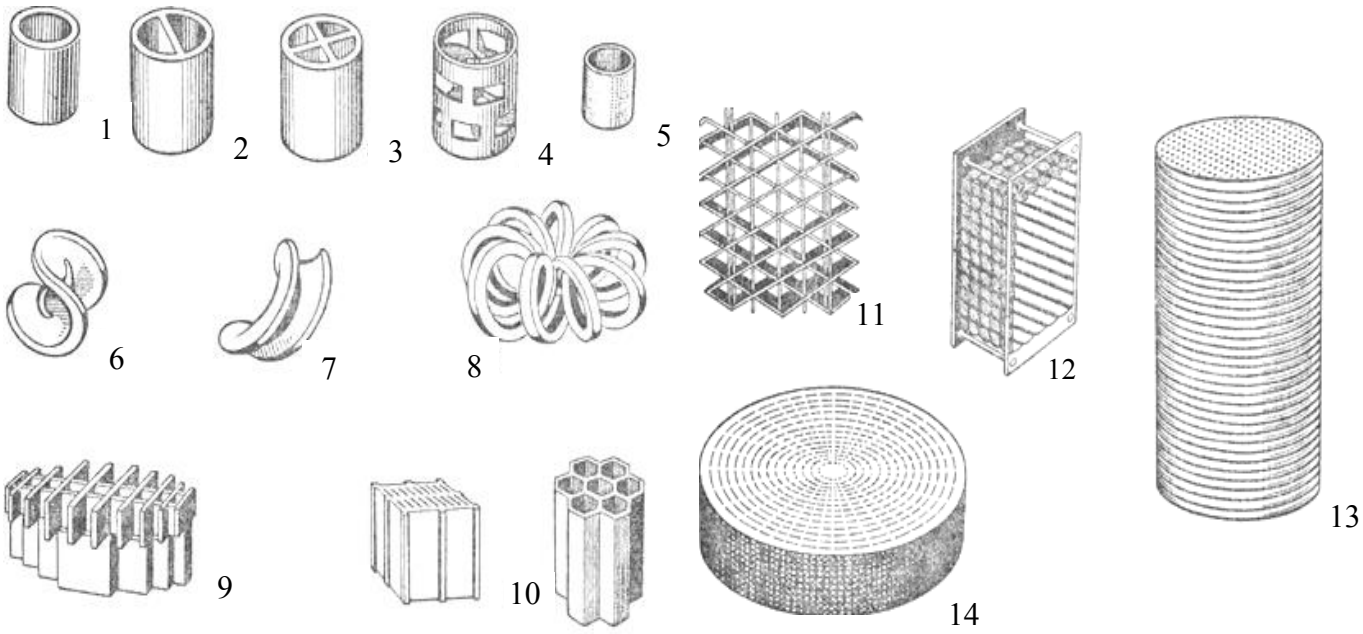



Рисунок 1.20 – Образцы выпускаемых промышленных насыпных насадок: 1 – Кольцо Рашига; 2 – Кольцо Лессинга; 3 – Кольцо Лессинга с крестообразной перегородкой; 4 – Кольцо Палля; 5 – Кольцо Барада; 6 – Седло Берля; 7 – Седло Инталлокс; 8 – Розетка Теллера; 9– (многоходовая насадка; 10 – Керамическая блочная; 11 – Спрейпак; 12 – Зульцера; 13 – Стедмена; 14 – Гудлоу

Важным этапом развития насыпных насадок стала разработка кольцевой насадки (Кольца Рашига), представляющей собой кольца из керамики, фарфора или стали (а позднее и из пластмассы), высота которых равна их наружному диаметру. При этом основная тенденция развития колец Рашига на примере вышеперечисленных кольцевых насадок заключалась в увеличении их удельной поверхности за счет образования внутренних перегородок и уменьшении застойных зон в насадочном аппарате, за счет перфорации элементов насадки.

В качестве материала таких насадок могут быть использованы кислотоупорная керамика, графит, пластмассы, никелево-хромовые сплавы, медь или сталь. Они обладают высоким аэродинамическим сопротивлением, склонностью к каналообразованию и быстрому загрязнению. Для поперечноточной схемы они не пригодны, поскольку при горизонтальном движении газа возникают местные уплотнения газа и, как следствие, каналообразование.

Простейшим примером насыпной насадки можно считать насадки сферической формы. Как отмечено в [77] большинство конструкций промышленных нерегулярных насадок правильной формы могут изготавливаться из полимерных материалов. В качестве последних преимущественно используются такие термопласты, как полипропилен (ПП) и полиэтилен низкого давления высокой плотности (ПЭНД). Оба они достаточно устойчивы в щелочных средах до pH=12. Однако использование их ограничено по термостойкости: упомянутый полиэтилен можно использовать при t<50°C, полипропилен при t<80°C. Для условий охлаждения оборотной воды на предприятиях пищевых производств температурный уровень среды в 2…3 раза ниже, поэтому с этой точки зрения полипропиленый насадочный слой пригоден к эксплуатации.

При выборе типа насадки в каждом конкретном случае производится сопоставление ее технологических, конструктивных и технико-экономических показателей.

К важнейшим характеристикам насадок относятся:

- геометрические характеристики (определяющий линейный размер или эквивалентный диаметр ($d_Э$), доля свободного объема (ε), удельная поверхность насадки ($a$), развитая площадь тепломассообмена ($F$));

- гидродинамические характеристики: гидравлическое сопротивление насадочного слоя, предельно допустимая скорость газа, количество насадочных элементов в единице объема слоя, насыпной вес насадки;

- высокая охлаждающая способность;

- возможность свободного передвижения охлаждаемой среды по слою оросителя без применения дополнительных приспособлений. Это качество важно для увеличения срока эксплуатации оросителя;

- небольшой вес насадки, что существенно снижает нагрузки на несущие конструкции градирни;

- устойчивость к деформации;

- сохранение своих свойств в широком диапазоне значений температуры: от минус 50 °С до плюс 70 °С;

- износоустойчивость к воздействию абразивных частиц;

- устойчивость к засорению и воздействию агрессивных сред (кислот, солей, щелочей);

- повышенная стойкость к воздействию ультрафиолетового излучения;

- устойчивость к воздействию микроорганизмов (бактерий и др.);

- надежность крепления элементов в блоке;

- не поддерживать горение.

- легкость монтажа и ремонта.

Удельная поверхность насадки – $a$ представляет геометрическую поверхность насадочных тел в 1 м$^3$ и выражается в м$^2$/м$^3$.

$$a = a_{эл} \cdot N_{эл}, \tag{1.6}$$

где $a_{эл}$ – поверхность одного элемента насадки, м$^2$ (определяется для каждого конкретного типа насадки); $N_{эл}$ – количество элементов насадки, шт.

Для насыпной насадки из элементов правильной формы в виде шара без учета неомываемой ее части в местах контакта элементов друг с другом рекомендована следующая формула:

$$a_{ш} = a_{эл.ш} \cdot N_{эл} = \pi d_{эл.ш}^2 \frac{1-\varepsilon}{\pi \frac{d_{эл.ш}^3}{6}} = \frac{6(1-\varepsilon)}{d_{эл.ш}}. \tag{1.7}$$

Доля свободного объема (порозность слоя насадки) – ε есть отношение свободного объема слоя (объема незанятого насадочными элементами) – $V_{СВ}$ ко

всему объему слоя $V_{СЛ}$ или объем пустот между насадочными элементами в 1 м$^3$ слоя и соответственно выражается в м$^3$/м$^3$.

Величина доли свободного объема или средняя порозность слоя насадки (внутренние поры при этом не принимаются во внимание) является его важной статистической характеристикой, необходимой для проведения тепловых и гидродинамических расчетов насадочных аппаратов.

$$\varepsilon = \frac{V_{св}}{V_{сл}} = \frac{V_{сл} - V_{эн}}{V_{сл}} = 1 - \frac{\rho_{эн}}{\rho_{м.эн}}, \qquad (1.8)$$

где $V_{св}$ – свободный объем слоя (объем незанятый насадочными элементами), м$^3$; $V_{сл}$ – объем всего слоя насадки, м$^3$; $V_{эн}$ – объем, занятый насадкой, м$^3$, $\rho_{эн}$ – плотность элементов насадки или насыпной вес насадки, кг/м$^3$; $\rho_{м.эн}$ – удельный вес материала насадки, кг/м$^3$.

Величина ε зависит от размера рабочей области аппарата и диаметра элемента насадки $\varepsilon = f(\frac{D_{ап}}{d_{эн}})$.

В слое нерегулярной насадки пустоты образуют извилистые каналы неправильной формы и переменного сечения, в качестве характерного линейного размера рекомендовано принимать эквивалентный диаметр $d_Э$, равный учетверенному гидравлическому радиусу – $Г$:

$$d_э = 4Г = \frac{4F}{П},$$

где $F$ – площадь сечения канала, м$^2$; $П$ – периметр канала, м.

Для осуществления технологических расчетов насадочных колонных аппаратов как с регулярными, так и нерегулярными насадками в работе [170] приведена следующая зависимость:

$$d_э = A(a)^n, \qquad (1.9)$$

где $A = 5{,}73 \cdot 10^9$; $n = -1{,}398$.

В связи с широким применением градирен в системах оборотного водоснабжения и высокими требованиями по глубине охлаждения, остро стоит

вопрос о методах интенсификации процессов тепломассопереноса и разработке насадочных устройств, как основных конструктивных элементов, в которых достигаются развитые режимы работы и поверхность контакта фаз.

Вопрос энергосбережения в системах оборотного водоснабжения можно рассматривать в рамках следующих разделов:

• рациональный выбор типа градирни;

• соответствие градирни охлаждаемому объекту;

• техническое обслуживание градирни;

• реконструкция градирни.

Недооценка значимости качества конструирования градирен, выбора насадочного слоя, как правило, приводит к перерасходу условного топлива и сырьевых ресурсов. Таким образом, для вентиляторных оросительных градирен средней мощности с подвижной насадкой сферической формы необходимо экспериментально рассмотреть специфику контактирующих потоков и состояние псевдосжиженного слоя, уточнить значение плотности элементов насадки ($\rho_{эн}$) и динамической высоты столба ($H_{ст}$), а также получить уточненные расчетные зависимости, описывающих гидродинамику и тепломассоперенос в АРН. Эти данные необходимы для разработки методик расчета вентиляторных градирен с подвижной насадкой на заданную производственную мощность ППП и не только.

### 1.4.4. Характеристика систем искусственного охлаждения оборотной воды

В мировом масштабе для рекуперации низкопотенциальной теплоты промышленных процессов используется широкий спектр теплоутилизационных технологий, включая такие, как: теплонасосные установки; рекуперация энергии из выхлопных газов; абсорбционное охлаждение или нагрев питательной воды котлов; установки, работающие по органическому циклу Ренкина (ОЦР), циклу Калины, циклу Госвами (англ. *Cycle Goswami*), трехстороннему флеш-циклу (англ. *Trilateral Flash Cycle*), циклу Стирлинга и др. [1, 5, 7-8, 14, 16, 34, 58, 60, 70, 75, 112, 114, 118, 120, 136, 148, 154, 161, 162, 180, 184, 196-199, 210, 227, 261, 268, 274, 291, 320-321, 329, 336]. Проведя детальный анализ указанных технологий,

можно сделать вывод, что наиболее технически реализуемыми в условиях ППП являются системы на базе теплонасосных установок и органического цикла Ренкина (ОЦР).

Это подтверждает и тот факт, что в 2019 году мировой рынок тепловых насосов оценивался примерно в 47 млрд.долларов. Прогнозируется, что рынок тепловых насосов достигнет ~12% среднегодового темпа роста до 2029 года [175]. Очевидно, что введение экологически чистых альтернатив традиционным отопительным приборам для ограничения выбросов $CO_2$ продолжает способствовать расширению внедрения как парокомпрессионных, так и абсорбционных теплонасосных установок.

Вопросы работы ПТНУ в стандартных условиях (температура низкотемпературного источника теплоты -5…+5 °С и температура высокотемпературного источника теплоты не более 55 °С) на озонобезопасных хладагентах освоены достаточно хорошо и имеют широкие масштабы применения [300, 301].

Однако аспектам утилизации/рекуперации вторичной теплоты с температурным уровнем 25-40 °С на промышленных объектах и специфике работы ПТНУ с таким нижним источником теплоты (НИТ) не уделено достаточно внимания. ПТНУ с температурой верхнего источника теплоты (ВИТ) 60-110 °С классифицируются как средне- и высокотемпературные тепловые насосы (ВТН) (рисунок 1.21).

Такие ВТН во всем мире не нашли широкого применения. Во-первых, температура нагрева системы отопления выше 50-55 °С считается неэкологичной из-за термического разложения пыли и пересушивания воздуха, во-вторых, коэффициент преобразования теплового насоса с увеличением температуры конденсации значительно понижается, в-третьих, стоимость компрессорного оборудования для таких тепловых насосов обходится дороже.

Однако для условий СНГ применение как средне-, так и высокотемпературных ТНУ представляется целесообразным, поскольку

высокотемпературные системы отопления большинства жилых и производственных объектов уже имеют высокотемпературные системы отопления и характеризуются достаточно низким уровнем утепленности.

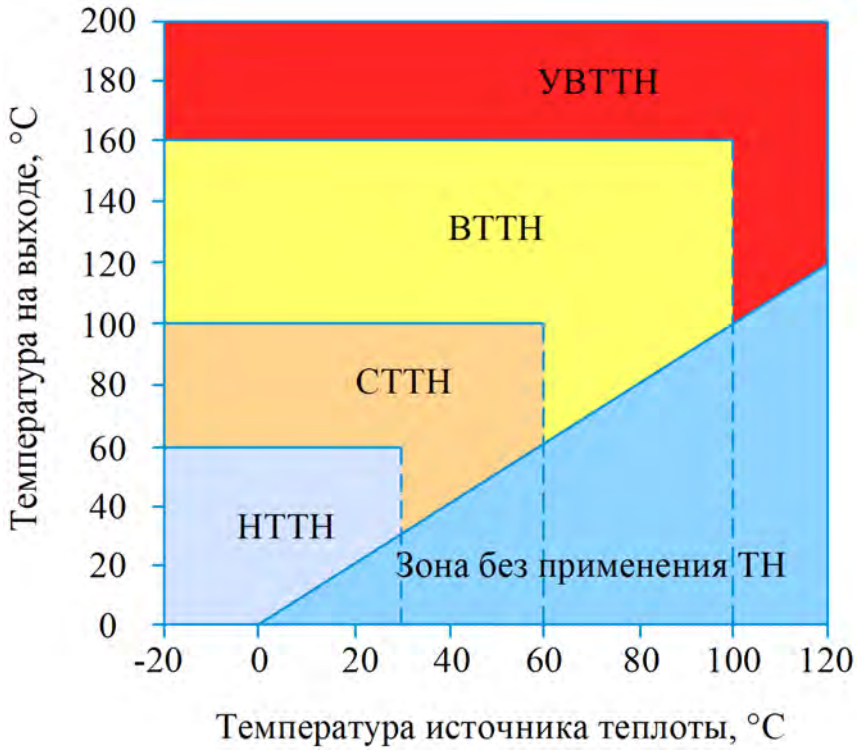



Рисунок 1.21 – Температурные диапазоны применения парокомпрессионных тепловых насосов [320, 323]

Также на данный момент нет единого мнения о том, какие рабочие тела следует использовать или какой вид ТНУ (парокомпрессионный или абсорбционный) более целесообразно выбирать в условиях утилизации теплоты охлаждающей воды промышленных предприятий для решения задач горячего водоснабжения и обеспечения теплотой системы высокотемпературного отопления. При этом выбор «правильного» рабочего тела – хладагента – это первостепенное условие высокоэффективной работы указанных теплоутилизационных установок.

Поэтому задачи прогнозирования работы среднетемпературных и высокотемпературных парокомпрессионных теплонасосных установок,

работающих на хладагентах четвертого поколения являются актуальными как для холодильной индустрии, так и для теплофикации.

## 1.5. Критерии выбора рабочего тела и его параметров для систем искусственного охлаждения оборотной воды

В Российской Федерации, как и в мире, намечена тенденция активного использования хладагентов четвертого поколения, имеющих высокую эффективность, не влияющих на озоновый слой и оказывающих минимальное воздействие на глобальное потепление (рисунок 1.22).

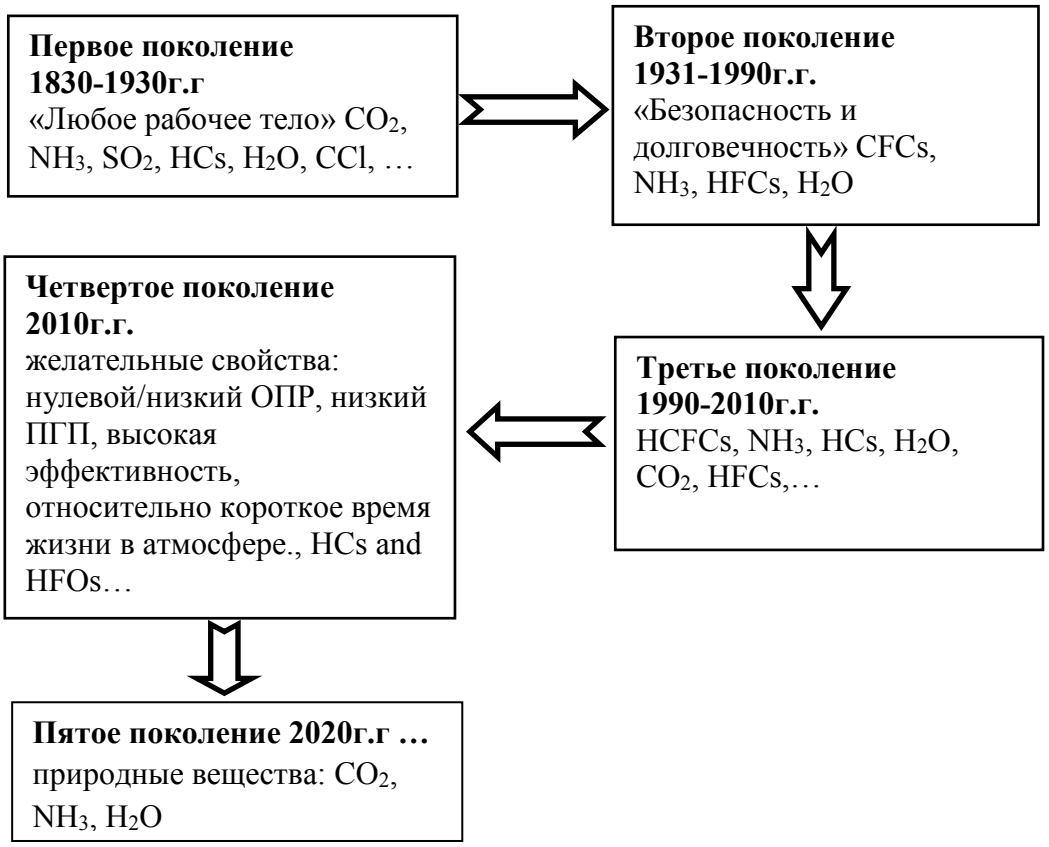



Рисунок 1.22 – Поколения хладагентов по ASHRAE [241, 242]

Основополагающими стандартами по характеристикам хладагентов являются: ИСО 817:2014 Хладагенты – Обозначение и классификация безопасности (анг**.** ISO 817:2014 Refrigerants — Designation and safety classification) [279] и Стандарт ASHRAE 34 - 2013 «Обозначение и классификация

безопасности хладагентов», который присваивает номера хладагентам и классифицирует их безопасность на основе токсичности и воспламеняемости [241-242]. Стандарт также одобрен Международной организацией по стандартизации (*ISO*) и Американским национальный институтом стандартов (*ANSI*).

Основополагающие требования к характеристикам хладагентов указаны в нормативных документах [40-43, 46-49, 53, 213, 277-279].

В настоящее время существуют четыре вида синтетических хладагентов:

- хладагенты ХФУ-класса (хлорфторуглеводороды) – это парниковые и озоноразрушающие газы, в молекулах которых содержаться атомы хлора, фтора и углерода. Для ХФУ– класса ОРП > 0,1;
- хладагенты ГХФУ-класса (гидрохлорфторуглероды) – это парниковые и озоноразрушающие газы, в молекулах которых имеются атомы хлора, фтора, водорода и углерода. Для них 0,1 > ОРП > 0;
- хладагенты ГФУ-класса (гидрофторуглероды) – это парниковые озонобезопасные газы, молекулы которых содержат атомы фтора, водорода и углерода. ОРП этих хладагентов равен нулю;
- хладагенты ПФУ-класса (перфторуглеводороды) – это парниковые озонобезопасные газы, молекулы которых содержат атомы фтора и углерода. ОРП этих хладагентов равен нулю.

Стандарт ASHRAE 34 - 2013 постоянно обновляется и дополняется, поскольку разрабатываются новые хладагенты.

В Международной академии холода под руководством д-ра техн. наук, профессора Цветкова О.Б. и его коллег ведутся фундаментальные исследования по определению термодинамических свойств хладагентов и их практического применения [147, 186, 215-218]. В настоящее время ученые пытаются понять, вызвано ли изменение климата прямыми последствиями или косвенными последствиями, такими как выбросы, связанные с энергетикой. Существуют сотни работ, показывающие преимущества и недостатки того или иного хладагента.

Среди исследователей, работы которых посвящены возможностям применения природных и новых композиционных хладагентов, также следует выделить И.Г. Чумака, В.А. Мазура, В.П. Железного, Т.В. Морозюк, В.С. Мартыновского, J.M. Calm, Marco Corradi, Baomin Dai, Pu Zhao, Jahar Sarkar и др. [ 123, 221, 243-245, 254, 296, 297, 303-306, 311, 313-316, ].

Стандарты и нормы, регулирующие применение хладагентов в системах охлаждения и кондиционирования воздуха, становятся все более строгими [304]. В настоящее время ведется значительная работа по изменению стандартов и кодексов в глобальном масштабе, чтобы разрешить использование новых хладагентов, но прогресс требует времени, поскольку все заинтересованные стороны должны прийти к единому мнению по изменениям.

В соответствии с поправками к Монреальскому протоколу 1987 г, в индустрии холодоснабжения происходят серьезные изменения с 1 января 2020г. в Евросоюзе введен запрет на использование хладагентов с потенциалом глобального потепления (ПГП) более 2500, таких как R21, R124, R142b, R22, R123 и R141b и др., а с 01.01.2025 г. вступит запрет на хладагенты с ПГП<150.

Параллельно ежегодно разрабатываются и тестируются новые рабочие тела (хладагенты четвертого поколения), под новым углом рассматривается применение природных рабочих веществ.

Требования к хладагентам подразделяются на следующие группы:

- экологические – низкий озоноразрушающий потенциал (ОРП), низкий потенциал глобального потепления (ПГП), нетоксичность;

- термодинамические - большая объемная холодопроизводительность; низкая температура кипения при атмосферном давлении; невысокое давление конденсации; хорошая теплопроводность; значения температуры замерзания и термического разложения не должны попадать в рабочий диапазон; малые значения плотности и вязкости хладагента, обеспечивающие сокращение гидравлических потерь на трение и местные сопротивления при его транспортировке; максимальная приближенность к заменяемым хладагентам (для

альтернативных озонобезопасных хладагентов) по давлениям, температурам, удельной объемной холодопроизводительности и холодильному коэффициенту;

- эксплуатационные – термохимическая стабильность, химическая совместимость с материалами и холодильными маслами, достаточная взаимная растворимость с маслом для обеспечения его циркуляции, технологичность применения; негорючесть и невзрывоопасность; способность растворять воду, незначительная текучесть; наличие запаха, цвет и т. д.;

- экономические – наличие товарного производства, доступные (низкие) цены.

Устойчивое решение будет достигнуто только тогда, когда все эти параметры сбалансированы. Экологические и эксплуатационные характеристики являются доминирующими над остальными требованиями к хладагентам.

Выбор нового альтернативного хладагента представляет собой сложную комплексную задачу, поскольку это всегда некое компромиссное решение между достаточно противоречивыми требованиями. Необходимо учитывать аспекты глобального и локального, прямого и косвенного влияния хладагента на окружающую среду.

Производство, внедрение и утилизация единицы холодильного оборудования, включая теплонасосные установки, теперь рассматривается минимум под тремя «углами зрения»: энергетическим (термодинамическая и эксергетическая эффективность), экологическим и экономическим. Это подтверждает и так называемый «треугольник устойчивости хладагентов», представленный корпорацией Данфосс (рисунок 1.23).

Основные термодинамические свойства хладагентов, которые могут быть применены в среднетемпературной ПТНУ, утилизирующей теплоту оборотной воды ППП с исходно низкой температурой, приведены в таблице 1.7.

Важным остается вопрос прогнозирования работы этих систем на указанных хладагентах.




Рисунок 1.23 – Треугольник устойчивости хладагентов, представленный корпорацией Данфосс

Обнаружение вредного воздействия синтетических хладагентов на окружающую среду возобновило интерес к экологически чистым природным хладагентам, таким как вода, углекислый газ, аммиак и т. д.

Альтернативой озонобезопасным гидрофторуглеродам (ГФУ), потенциал глобального потепления (ПГП) которых не менее 1300, может служить диоксид углерода R744 – $CO_2$ – природный, негорючий хладагент с показателем ПГП, равным 1 (рисунок 1.24, таблица 1.7). Недостатком диоксида углерода можно считать низкую нормальную температуру кипения, обусловливающую высокий уровень давлений в системе. Однако низкая критическая температура $CO_2$ позволяет реализовать в установках газожидкостные термодинамические циклы, которые повышают энергоэффективность теплового насоса [236, 262, 267, 330, 340].

При использовании диоксида углерода в теплообменных аппаратах увеличиваются коэффициенты теплоотдачи, появляется возможность вместо дросселя использовать детандер. Двухступенчатые тепловые насосы на диоксиде углерода имеют эффективность, сравнимую с синтетическими хладагентами, при этом обеспечивая нагрев теплоносителя до значительно более высоких температур.

Таблица 1.7 – Основные термодинамические свойства хладагентов, которые могут быть применены в среднетемпературной ПТНУ [217, 252, 258, 269, 279]

| Хладагент / параметр | R600a | R744 | R290 | R142b | R152a | R407C | R1234ze | R1234yf | 1336mzz-E |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | CH | CO | CH | HCFC | HFC | HFC | HFO | HFO | HFO |
| | Природные хладагенты | | | Вещества этанового ряда/ хладагенты третьего поколения | | | Ненасыщенные органические соединения – гидрфторолефины / хладагенты четвертого поколения | | |
| Химическая формула | $C_4H_{10}$ | $CO_2$ | $C_3H_8$ | $CH_3/CClF_2$ | $CHF_2/CH_3$ | $CH_2F_2/CHF_2CF_3/CH_2FCF_3$ (23/25/52% по весу) | $CF_3$-CH=CHF | $CF_3CF=CH_2$ | $CF_3CH=CHCF_3$ |
| Молекулярная масса, кг/кмоль | 58,1 | 44,1 | 44,1 | 100,5 | 66,05 | 86,2 | 114,04 | 114,04 | 164,06 |
| Температура кипения при $p$ =1атм, К | 261,2 | -78,4 | 230,91 | 283,15 | 249,05 | 229,44 | 254,17 | 243,66 | 300,4 |
| Критическая температура, К | 407,98 | 304,12 | 370 | 410,26 | 386,41 | 359,74 | 382,52 | 94,7 | 410,7 |
| Критическое давление (абсолютное, $p_{кр}$, бар) | 36,846 | 72,75 | 42,7 | 41,4 | 45,16 | 46,19 | 36,4 | 33,82 | 31,5 |
| Критическая плотность, кг/м$^3$ | 225,5 | 467,6 | 220,48 | 446.0 | 368 | 527,3 | 470,0 | 475,55 | 500,0 |
| Потенциал разрушения озонового слоя, *ODP* | 0 | 0 | 0 | 0,065 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Потенциал глобального потепления, *GWP* | 3 | 1 | 3 | 2000 | 140 | 1530 | 7 | 4 | 18 |
| Класс безопасности* | A3 | A1 | A3 | A2 | A2 | A1 | A2L | A2L | A1 |

*По классификации ASHRAE: A1 – нетоксичный, невоспламеняемый; A2 – нетоксичный, слабовоспламеняющийся с высокой скоростью воспламенения; A2L – нетоксичный, слабовоспламеняющийся с низкой скоростью воспламенения; A3 – нетоксичный, легковоспламеняющийся.

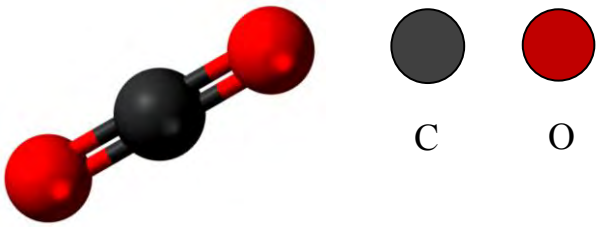



Рисунок 1.24 – Природный хладагент – R744

Природное происхождение, низкая цена, легкодоступность, негорючесть, нетоксичность, совместимость с различными распространенными материалами, компактность оборудования из-за высокого рабочего давления и отличные транспортные свойства являются весомыми причинами «возрождения» углекислого газа как хладагент. Тепловые насосы на основе диоксида углерода предлагают широкие возможности одновременного обогрев и охлаждение благодаря большому температурному глайду в газоохладителе.

Термодинамические циклы R744 могут быть реализованы как в сверхкритической области, так и в докритической (рисунок 1.25).

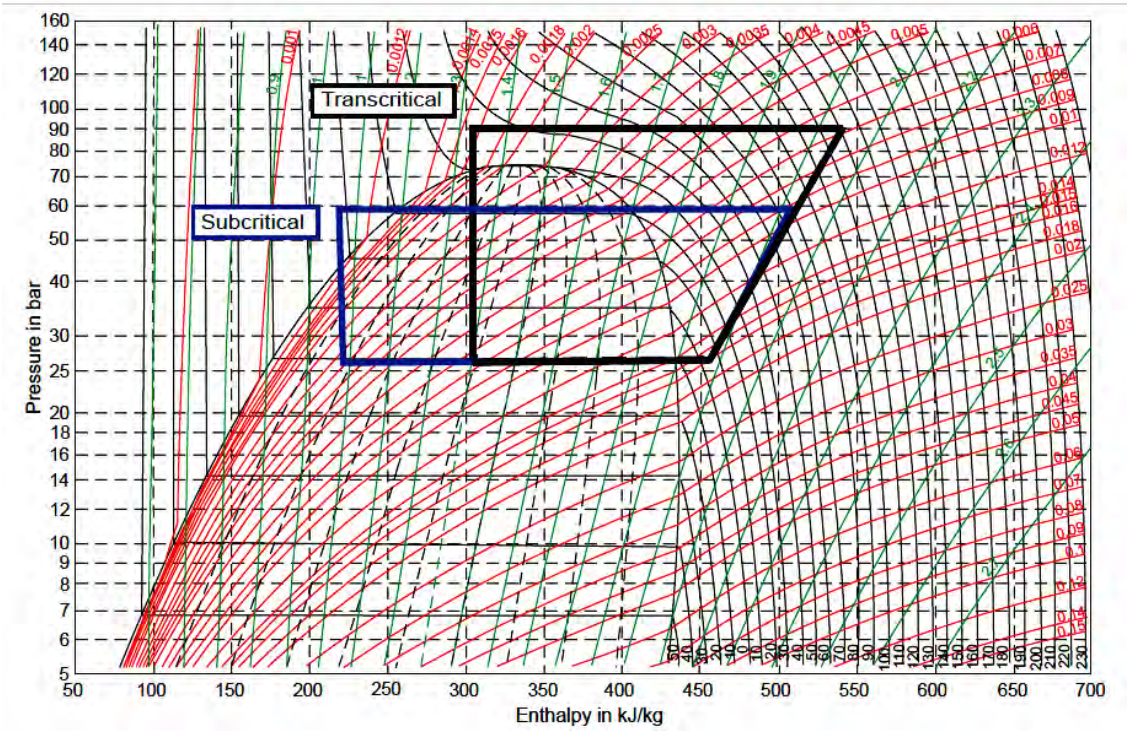



Рисунок 1.25 – Демонстрация двух типов циклов на R744: транскритического и докритического

Поэтому для R744 существуют два типа циклов: транскритический и докритический.

Для транскритического цикла характерно изменение давления от 30 до 100 бар и выше и возможность работы в сверх- и докритической области. Главным ограничением или даже недостатком применения R744 является необходимость создания высокого рабочего давления (например, при конденсации в газоохладителе).

В установках на R744 значительное изменение температуры при охлаждении газообразного диоксида углерода в надкритической области дает возможность нагреть теплоноситель на большую разность температур.

Проф. Кальнин И.Н. в работе [79] отмечает следующие особенности свойств диоксида углерода:

– высокая плотность пара (ρ″) и высокая удельная объемная теплопроизводительность ($q_v$), обуславливают малую требуемую объемную производительность и размеры компрессора;

– малое отношение давлений в цикле создает благоприятные условия для эффективной работы компрессора. При использовании центробежного компрессора возможна лишь одна ступень сжатия.

– высокий уровень давлений и плотности газообразного R744 допускают высокие массовые скорости потока в трактах при одинаковом с фреонами относительном гидросопротивлении. Соответственно сокращаются проходные сечения каналов, диаметры труб;

– реализация высоких массовых скоростей потока R744 в теплообменных аппаратах позволяет достигнуть высоких коэффициентов теплоотдачи и сократить массу и габариты теплообменников;

– существенно большая по сравнению с фреонами доля работы расширения рабочего вещества в работе цикла создает условия для использования вместо дросселя детандера с целью повышения коэффициента преобразования ТН;

– достигаемая достаточно высокая температура газа после компрессора в газожидкостном цикле на диоксиде углерода не связана жестко с давлением.

Значительное изменение температуры при охлаждении газообразного диоксида углерода в надкритической области позволяет нагревать теплоносители на большую разность температур с минимальными потерями энергии.

– совместимость R744 с различными металлическими материалами намного лучше, чем у других хладагентов, что позволяет применять материалы из латуни и меди;

– R744 безопасный хладагент, поэтому техническое обслуживание установок значительно проще и не требует чрезвычайно строгих мер по технике безопасности;

Особые термодинамические свойства R744, как рабочего вещества, обуславливают возможность создания тепловых насосов на диоксиде углерода (ТНСО2), как малой и средней (10-100кВт), так и большой тепловой мощности, более 20 МВт в одном агрегате.

Обобщенная информация о применение ТНУ, работающей на R744, в пищевой промышленности приведена в таблице 1.8.

Таблица 1.8 – Области применения ТНУ, работающих на R744, в пищевой промышленности

| Отрасль пищевой промышленности | Область применения | Температурные режимы | Тип ТНУ | Источник |
|---|---|---|---|---|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| Виноделие | Криомацерация и термомацерация мезги, отстой сусла, брожение сусла, экстракция сахара из выжимок, обработка вина холодом, хранение вина на холоде. Теплоту воды, используемой для охлаждения мезги, можно использовать в тепловом насосе для получения воды для санитарных и технических нужд. Теплоту, выделяющуюся при охлаждении сусла, можно использовать для мойки и дезинфекции высвобождающихся емкостей. | Режим работы испарителя этом 5 $^{o}$C, а газоохладителя 65 $^{o}$C. | Вода-вода COP=4,3 х.а. - CO2 | [320] |

Продолжение табл. 1.8

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
|---|---|---|---|---|
| Птицеводство | В системах рекуперации «приточный воздух - передаваемой от вытяжного вентиляционного воздух» в птичник. Это снижает расходы на обогрев птичников. | В качестве промежуточного теплоносителя в этом контуре может быть использован 25% раствор полиэтиленгликоля в воде. | Воздух-вода х.а. - CO2 | [365] |
| Молочная промышленность | Схема пастеризационно-охладительной установки с ТНУ для получения дополнительно горячей воды для технологических или санитарных целей | Режим работы испарителя 4 $^{o}$C, а газо-охладителя 78 $^{o}$C. | Вода-вода COP=4,65 х.а. - CO2 | [319, 366] |
| Консервная промышленность | Преобразование теплоты оборотного охлаждения автоклавов для обеспечения горячего водоснабжения. | Температура НПТ(вх) = 40ºС; температура ВПТ (вых) = 55ºС | Вода-вода COP=2,5…3,2 х.а. – R 134a | [320] |
| Промышленные теплицы | Круглогодичный режим поддержания заданного микроклимата в теплице | Режим работы испарителя 4 $^{o}$C, а газо-охладителя 45ºС | воздух-вода с газовым приводом компрессора, – электрогенератор» (для работы в отопительный период). воздух-вода с газовым приводом компрессора, электрогенератор – адсорбционно-испарительная холодильная машина, которые работают в межсезонный период | [225] |

Продолжение таблицы 1.8

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
|---|---|---|---|---|
| Теплофикация | Предназначены для генерации тепловой энергии на уровне до 85° С с использова-нием тепла ВИЭ (грунт, грунтовая вода, водоемы и т.п.) в составе систем автономного теплоснабжения<br><br>малые – единичной мощностью 10-100 кВт и крупные до 20 МВт и более в одном агрегате | Максимальная температура нагрева теплоносителя, 85°С. Температура ИНТ, + 5…+12 ºС. Максимальная температура нагрева теплоносителя, + 90°С Температура ИНТ, +20…+40°С Коэффициент преобразования, не менее – 3,5 | х.а. - $CO_2$ | [9, 262, 267, 314] |
| Сушка пищевых продуктов | Сушка яблок, бананов, киви, персиков, ломтиков мармелада | Температура сушки 45°С. | Не указано | [229, 312, 338] |
| Сушка | Сушка биологического материала | Температура сушки 45°С, 60 °С, 70°С | х.а. - $CO_2$ | [248, 315] |

В ряде экспериментальных работ по тепловым насосам на R744 температура кипения колеблется от -10°С до +10°С. Было отмечено, что из-за более низкой критической температуры тепловой насос $CO_2$ не подходит для высокотемпературных источников теплоты, и была рекомендована температура на выходе газоохладителя от +30 до +50 ºС. Однако более глубокий анализ показывает, что в нескольких исследованиях температура кипения варьировалась от +15 до +20 ºС, при этом температура конденсации в газоохладителе доходила до 70 ºС. Поэтому представляет научный интерес определение возможности использования R744 в качестве хладагента среднетемпературной ПТНУ.

Хладагент R 600a, или изобутан ($C_4H_{10}$), – бесцветный газ без запаха, является возможной заменой хлорфторуглеводородам, которые оказывают сильное воздействие на окружающую среду (рисунок 1.26).

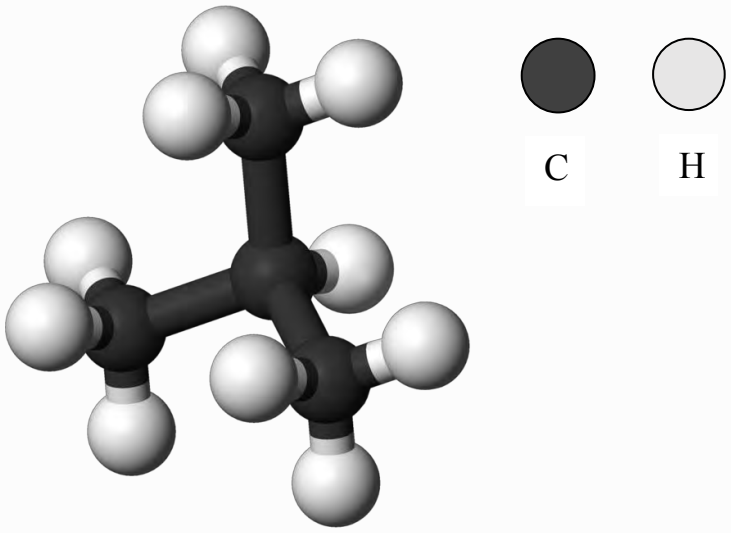



Рисунок 1.26 – Природный хладагент – R600a

Он имеет низкую температуру кипения, нулевой потенциал разрушения озонового слоя и пренебрежимо малый потенциал глобального потепления (ПГП) (таблица 1.7), что позволяет использовать его в климатической и холодильной технике. Не содержит атомы хлора и фтора, в отличие от таких газов, как R114, R 123 и R134a Хладагент R 600a широко использовался в холодильных установках до 40-х годов и теперь снова нашел широкое применение, особенно в бытовых холодильниках и морозильниках в Европе, в частности в Германии, где более 90% холодильников производятся с использованием R600a в качестве хладагента [231]. Он также используется в медицинском оборудовании, торговых автоматах или автоматах для льда, а также в более крупных холодильниках и морозильных камерах, например, в пекарнях или на заправочных станциях. R600a часто является лучшим выбором, когда речь идет о средних, высоких и очень высоких температурах.

R600a является хладагентом с хорошей энергоэффективностью, но с некоторыми характеристиками, в частности взрывоопасностью и воспламеняемостью, которые требуют особого подхода при проектировании и дизайне установок [308].

Изобутан имеет рейтинг безопасности А3 по ASHRAE: «А» означает нетоксичность, а «3» – высокую воспламеняемость. Этот рейтинг воспламеняемости является самой большой проблемой для изобутана и других углеводородов.

По прогнозам международного саммита COP 20, следуя концепции снижения «углеродного следа», производители холодильного и климатического оборудования вынуждены будут переходить на уже синтезированные новые хладагенты – гидрофторолефины (ГФО) R1234yf, R1234ze (E), R1336 mzz, R1233zd (E) и др. (таблица 1.9), отличительной особенностью которых является низкий потенциал глобального потепления в ряде случаев менее ПГП диоксида углерода.

Таблица 1.9 – Гидрофторолефины (HFO) [218]

| Хладагент | Химическая формула | ПГП | $T_{кр}$, К | $P_{кр}$, МПа |
|---|---|---|---|---|
| R1132(E) | CHF=CHF | 1,9 | 350,1 | 6,77 |
| R1132(z) | CHF=CHF | 1,5 | 365,1 | 5,32 |
| R1234yf | $CH_2$=CF–$CF_3$ | 4,0 | 367,8 | 3,38 |
| R1234zc | $CF_2$=CH–$CHF_2$ | 3,5 | 375,8 | 3,88 |
| R1234zf | $CH_2$=CH–$CF_3$ | 0,82 | 378,6 | 3,61 |
| R1234ze(E) | CHF=CH–$CF_3$ | 6,0 | 382,5 | 3,64 |
| R1234ye(E) | CHF=CF–$CHF_2$ | 2,3 | 391,7 | 4,45 |
| R1234ze(Z) | CHF=CH–$CF_3$ | 1,4 | 394,6 | 3,86 |
| R1336ezcm(E) | CHF=CH–$CF_2$–$CF_2$ | 0,74 | 398,9 | 3,03 |
| R1234ye(Z) | CHF=CF–$CHF_2$ | 2,2 | 400,0 | 4,23 |

Основными ГФО-хладагентами являются R1234ze и R1234yf. Это чистые вещества одного класса, состоящие из водорода, фтора и ненасыщенного углерода. Они оба обладают низкой воспламеняемостью и имеют очень низкий ПГП.

Следует отметить, что молекула R1234ze имеет 2 изомера: R1234ze(Z) и R1234ze(E) с достаточно разными свойствами (рисунок 1.27). R1234ze(Z) имеет высокую температуру кипения (9,8°C), связанную с более высокой критической

температурой (153,7°C), и объемную теплоемкость примерно на 50% ниже, чем у R1234ze(E).

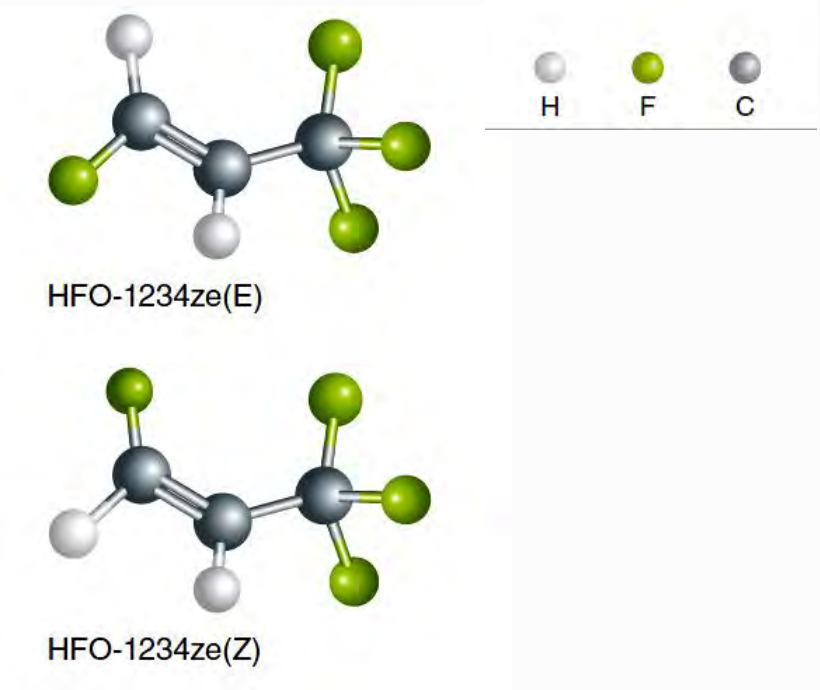



Рисунок 1.27 – Изомеры хладагента четвертого поколения – R1234ze

Температура фазового перехода R1234ze при атмосферном давлении по сравнению с другими хладагентами высокая, поэтому он работает с разрежением на стороне низкого давления систем, используемых в низкотемпературном оборудовании. Благодаря этому R1234ze наиболее подходит для средне- и высокотемпературного оборудования, такие как тепловые насосы, холодильники, торговые автоматы и каскады $CO_2$ систем коммерческого холода, однако удельная холодопроизводительность R1234ze ниже, по сравнению с другими ГФУ, что требует использования более мощных компрессоров.

В работе проф. Alptug Yataganbaba [344] на основании эксергетического анализа показано влияние температуры испарения ($t_{И1}$= −5 °C и $t_{И2}$= −18 °C) и конденсации ($t_{КД}$ = 40 °C) на эксергетические потери и эксергетичекий КПД в холодильной системе с двойным испарителем, работающей на R1234yf, R1234ze и R134a. Отмечено минимальное преимущество эксергетического КПД (на 2…3%) у R134a по сравнению с ГФУ, при этом, учитывая направление

экологизации холодильной индустрии, авторы предлагают рассматривать R1234ze, как альтернативу.

Гидрофторолефины, как представители хладагентов четвертого поколения, благодаря их экологичности и энергоэффективности, являются объектами ряда новых термодинамических исследований [228, 232, 234, 239, 240, 264, 271, 273, 280, 293, 294, 297, 324, 326, 327, 337, 344].

Возможности применения ненасыщенного органического соединений R1336mzz(E) (таблица 1.7) и R1336mzz(Z) в качестве рабочего вещества холодильных установок и тепловых насосов оценены в работе [306] R1336mzz – 1,1,1,4,4,4-Гексафтор-2-Бутан ($C_4H_2F_6$) – фторированный газ семьи гидрофторолефинов (рисунок 1.28)

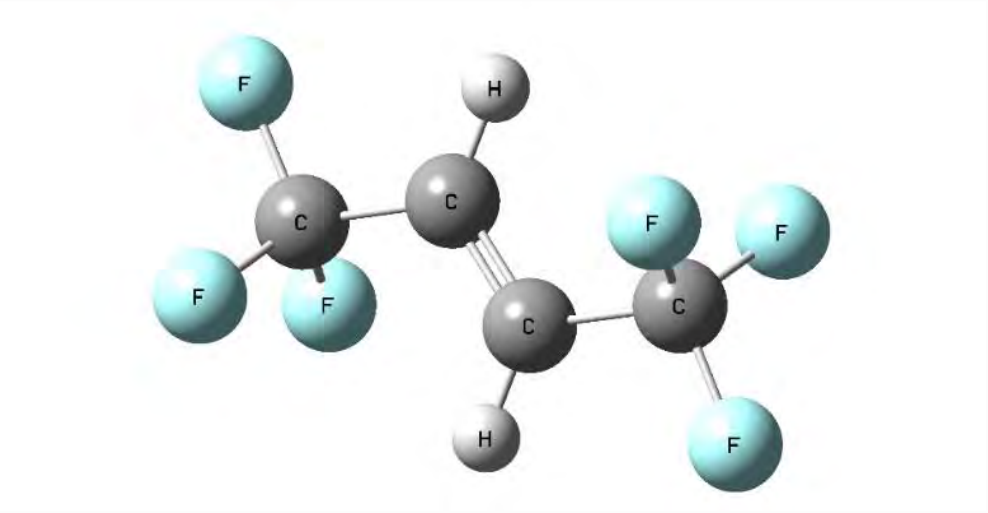



Рисунок 1.28 – Хладагент четвертого поколения – ненасыщенное органическое соединение R1336mzz

Как подчеркнуто в работе [280], HFO-1336mzz(E) обладает всеми характеристиками, необходимыми для использования в качестве рабочей жидкости в системах утилизации отходящей теплоты, которые включают в себя как средне- и высокотемпературные тепловые насосы, так и низкотемпературные ОЦР-комплексы для рекуперации теплоты из различных источников и снижения зависимости от ископаемого топлива. Они химически стабильны и не взрывоопасны. Линии насыщенного пара этих хладагентов образуют на

диаграмме положительные наклоны $\frac{ds}{dt}>0$. Изомеры E и Z 1,1,1,3,3,3-гексафтор-2-бутана обеспечивают более высокую уровень температуры конденсации, чем молекулы R134a, R1234yf и 1234ze(E), и имеют более низкий ПГП, чем R245fa.

Исходя из вышесказанного, можно сделать следующие выводы:

1. В настоящее время разработка новых теплоутилизационных парокомпрессионных установок должна осуществляться с учетом эксплуатации экологически безопасных рабочих жидкостей.

2. Осознание необходимости энергосбережения с помощью ТН сдерживается наличием огромных запасов органического топлива в недрах страны и его дешевизной относительно электроэнергии. Между тем, с учетом более жестких климатических условий и более продолжительного отопительного периода, экономическая эффективность от применения ТН будет намного выше, чем в странах Европы, США и Канаде.

3. Производство, внедрение и утилизация единицы холодильного оборудования, включая теплонасосные установки, должно рассматриваться минимум под тремя «углами зрения»: энергетическим (термодинамическая и эксергетическая эффективность), экологическим и экономическим.

4. Хладагенты, отвечающие в полной мере экологическим, термодинамическим, эксплуатационным, экономическим критериям, найти практически невозможно, поэтому в каждом отдельном случае выбор хладагента должен осуществляться с учетом конкретных условий работы теплоутилизационной установки. Предпочтительными являются те рабочие тела, которые максимально удовлетворяют вышеуказанным критериям. В ряде случаев принимается компромиссное решение между свойствами хладагента и заданными требованиями по работе холодильной машины (теплового насоса).

5. Вопрос определения домирующего критерия при выборе хладагента для теплоутилизационных парокомпрессионных установок является дискуссионным.

6. Для расчета и прогнозирования работы парокомпрессионных теплонасосных установок, работающих на хладагентах четвертого поколения,

целесообразно проводить оценку применения хладагента на основании современных эколого-энергетических показателей.

7. Исходя из требований международных нормативных документов, регламентирующих использование хладагентов и безопасную работу энергопреобразующих систем, для расчета и прогнозирования эксплуатационных характеристик ПТНУ, использующей оборотную воду ППП как низкопотенциальный ресурс, инженерный интерес представляют хладагенты как четвертого поколения, так и природные, а именно: R744, R600a, R1234ze, R1336mzz.

## 1.6. Направления эффективного использования теплоты оборотной воды. Пути утилизации теплоты оборотной воды

Развитие направлений по эффективному использованию теплоты оборотной воды полностью согласуется с руководством, прописанным в нормах технологического проектирования ППП, а именно со следующей формулировкой «…в проектах следует широко использовать высокоэффективные процессы производства, малоотходную и ресурсосберегающую технологию, гибкие технологические схемы производства, прогрессивное оборудование, отвечающее новейшим достижениям науки и техники и передового опыта предприятий. Следует максимально применять технологические блоки и оборудование повышенной комплектности с максимальным использованием его мощности…».

На основании проведенного обзора сформулированы следующие направления использования теплового потенциала оборотной воды ППП:

- теплоснабжение административных помещений (без повышения температурного уровня оборотной воды);
- обогрев вентиляционного воздуха административных помещений и производственных цехов (без повышения температурного уровня оборотной воды);
- электрогенерация;

- теплоснабжение и обеспечение горячим водоснабжением административных помещений и производственных цехов (с повышением температурного уровня, т.е. с применением парокомпрессионных среднетемпературных теплонасосных установок, работающих на хладагентах четвертого и пятого поколений).

Возможности использования теплового потенциала воды оборотного водоснабжения показаны на рисунке 1.29.

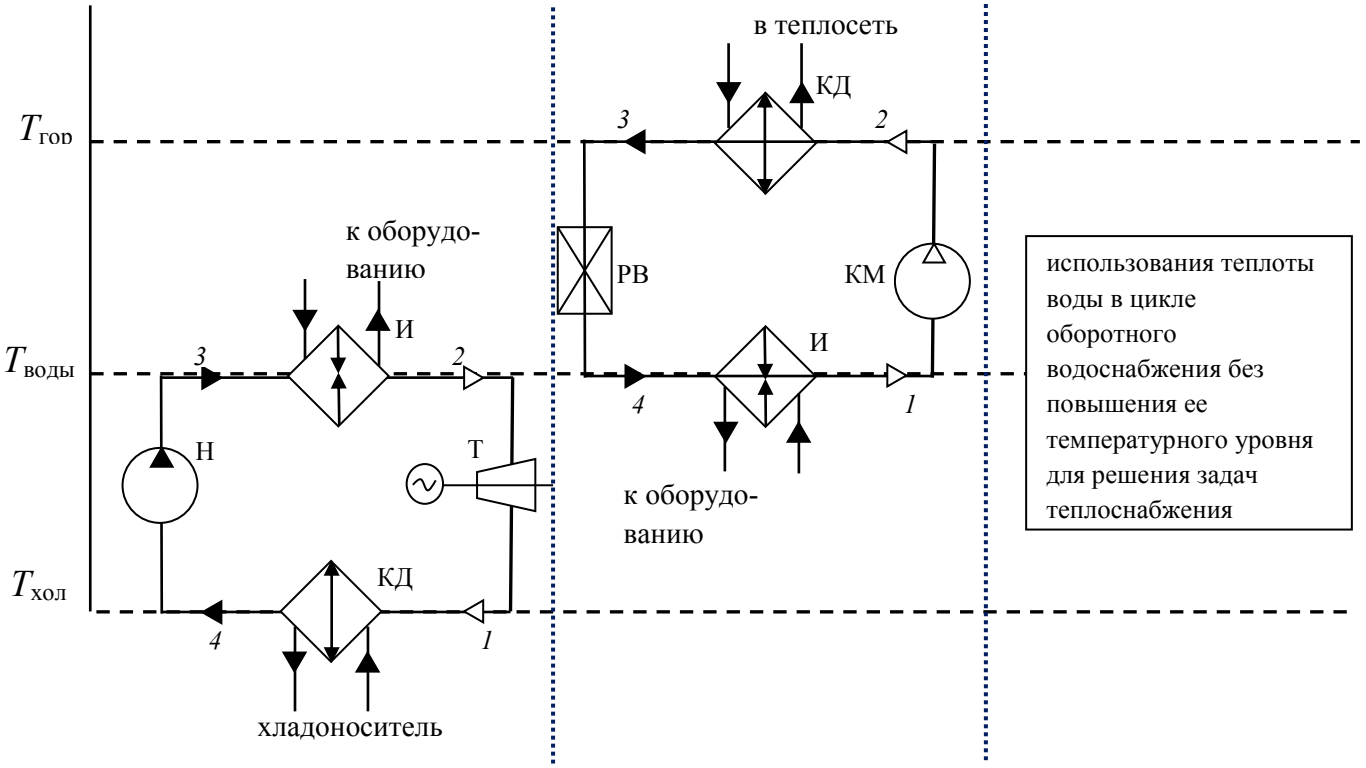



Рисунок 1.29 – Возможности использования теплоты воды систем оборотного водоснабжения (авторская разработка)

Необходимость оценки эффективности полезного использования теплоты оборотной воды различными установками требует использования единого системного подхода к анализу как отдельных технологий преобразования теплоты, так и комбинированных систем. При рассмотрении той или иной схемы охлаждения необходима предварительная технико-экономическая проработка возможности и целесообразности мероприятий по рекуперации или утилизации отводимой теплоты. Это делает необходимым разработку и использование универсальных подходов для анализа и поиска решений по повышению эффективности как водоохлаждающих, так и теплоиспользующих установок. Т.е.

есть необходимость в разработке набора критериев для всесторонней оценки эффективности систем полезного использования теплоты оборотной воды и проведения экономического анализа предлагаемых вариантов.

Соответственно с этим, предметом выбора может быть наиболее эффективный тип оборудования, режим эксплуатации, мощность, степень автоматизации, сроки сооружения объектов.

Выбор эффективного варианта должен осуществляться с учетом интересов экономической и экологической политики, потребителей оборотной воды. Во всех этих случаях на практике учитываются разные слагаемые затрат и результатов производства.

**Выводы по разделу 1**

Процесс изучения теоретико-концептуальных вопросов использования оборотной воды предприятий пищевых производств как вторичного энергетического ресурса для задач тепло- и энергоснабжения позволил сделать следующие выводы:

1. Удельный вес вторичных энергетических ресурсов (тепло уходящих газов, вторичного пара, конденсата, оборотных и стоковых вод, вентиляционных выбросов, готовой продукции) в балансе централизованного промышленного теплоснабжения еще довольно низкий и требует пристального внимания.

2. Одной из основных задач организации теплового хозяйства предприятий пищевых производств является внедрение мероприятий, направленных на снижение непроизводительных потерь энергии и наиболее полное использование вторичных ресурсов.

3. К перспективным развивающимся направлениям использования тепловых вторичных энергоресурсов ППП, в частности оборотной воды, относятся:

- получение искусственного холода;
- кондиционирование и вентиляция воздуха;

- термохимические преобразователи;

- получение электрической энергии;

- агротеплофикация.

4. Научно-технический анализ современного состояния и перспектив развития систем оборотного водоснабжения предприятий пищевых производств необходим для определения направлений использования потенциала техногенной теплоты оборотной воды и совершенствования работы водоохлаждающих устройств в соответствии с технологическими и эколого-экономическими требованиями. Комплексный подход к использованию теплового потенциала оборотной воды, выраженный ее температурой и расходом, позволит обеспечить экономию воды, снижение себестоимости выпускаемой продукции и охрану близлежащих территорий за счет уменьшения или полного исключения капельного уноса воды.

5. На практике при проектировании новых ППП необходимо решать задачу выбора вида водоохлаждающих устройств, в наибольшей мере подходящих для конкретных условий. Также для существующих предприятий в ряде случаев необходим поиск путей совершенствования технологических и конструктивных параметров работы водоохлаждающих устройств. Проектирование и усовершенствование систем оборотного водоснабжения ППП должно осуществляться на основании экологического аудита производственных процессов для сокращения водопотребления. Организация оборотного водоснабжения предприятий должна соответствовать концепции малоотходного или безотходного производства с максимальной утилизацией энергетических продуктов.

6. Целесообразным является разработка универсального научного инструментария для исследования влияния температуры охлаждающей воды на эффективность работы теплотехнологического оборудования в условиях пищевых производств.

7. Недооценка значимости качества конструирования градирен, выбора насадочного слоя, как правило, приводит к перерасходу условного топлива и

сырьевых ресурсов. Таким образом, для вентиляторных оросительных градирен средней мощности с подвижной насадкой сферической формы необходимо экспериментально рассмотреть специфику контактирующих потоков и состояние псевдосжиженного слоя, уточнить значение плотности элементов насадки ($\rho_{эн}$) и динамической высоты столба ($H_{ст}$), а также получить уточненные расчетные зависимости, описывающих гидродинамику и тепломассоперенос в АРН Эти данные необходимы для разработки методик расчета вентиляторных градирен с подвижной насадкой на заданную производственную мощность ППП и не только.

8. Для подбора хладагента, отвечающего в полной мере экологическим, термодинамическим, эксплуатационным и экономическим критериям, необходимо развить научно-методологический подход с учетом современных эколого-энергетических показателей, базируясь на методе многокритериальной оптимизации.

9. Исходя из требований международных нормативных документов, регламентирующих использование хладагентов и безопасную работу энергопреобразующих систем, для расчета и прогнозирования эксплуатационных характеристик парокомпрессионной теплонасосной установки, использующей оборотную воду ППП как низкопотенциальный ресурс, инженерный интерес представляют хладагенты как четвертого поколения, так и природные, а именно: R744, R600a, R1234ze, R1336mzz.

10. Для комплексной оценки эффективности систем полезного использования теплоты оборотной воды существует необходимость разработать систему критериев.

11. Инженерный интерес представляет вопрос возможности электрогенерации за счет использования теплоты оборотной воды ППП.

Основные научные результаты, изложенные в данном разделе, опубликованы в работах [83, 85, 90].

# РАЗДЕЛ 2
# ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ВОДЫ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОТЫ ТЕПЛОТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ В УСЛОВИЯХ ПИЩЕВЫХ ПРОИЗВОДСТВ

Требования, предъявляемые к температуре охлаждающей воды, диктуются конкретным производственным процессом и эксплуатационными свойствами оборудования, исходя из экономичности и надежности его работы, и определяют выбор типа водоохладителя.

Основным оборудованием, использующим охлаждающую воду на ППП являются конденсаторы и компрессора холодильных машин, а также в ряде случае жидкость-жидкостные теплообменные аппараты, хотя в последних в подавляющем большинстве случаев в качестве охлаждающего агента используется не вода, охлажденная на водоохлаждающем устройстве (например, вентиляторной градирне), а так называемая лед-вода, полученная при помощи традиционной холодильной машины или чиллера.

Что касается влияния температуры воды, охлаждающей рубашки и промежуточных теплообменников компрессоров, то этот вопрос изучен достаточно глубоко [130, 133, 211]. Вопрос влияния температуры охлаждающей воды на условия работы конденсаторов на первый взгляд тоже представляется очевидным. Степень охлаждения в конденсаторах холодильной машины определяет давление конденсации и, как следствие нагрузку, потребляемую компрессором.

Однако на практике отсутствуют зависимости или методы, которые позволяли бы напрямую оценивать показатели работы конденсатора холодильной машины в зависимости от температуры и расхода охлаждающей воды.

На предприятиях ППП наибольшее распространение получили кожухотрубные горизонтальные и вертикальные конденсаторы, в которых пары холодильного агента конденсируются в межтрубном пространстве на поверхности труб.

Для исследования влияния таких параметров охлаждения как температура охлаждающей воды на входе и ее расход на эффективность работы кожухотрубных конденсаторов в условиях пищевых производств в качестве примера рассмотрен горизонтальный кожухотрубный конденсатор с противоточной схемой движения теплоносителей (холодильного агента и охлаждающей воды), который является неотъемлемым элементом среднетемпературной аммиачной холодильной машины (рисунок 2.1).

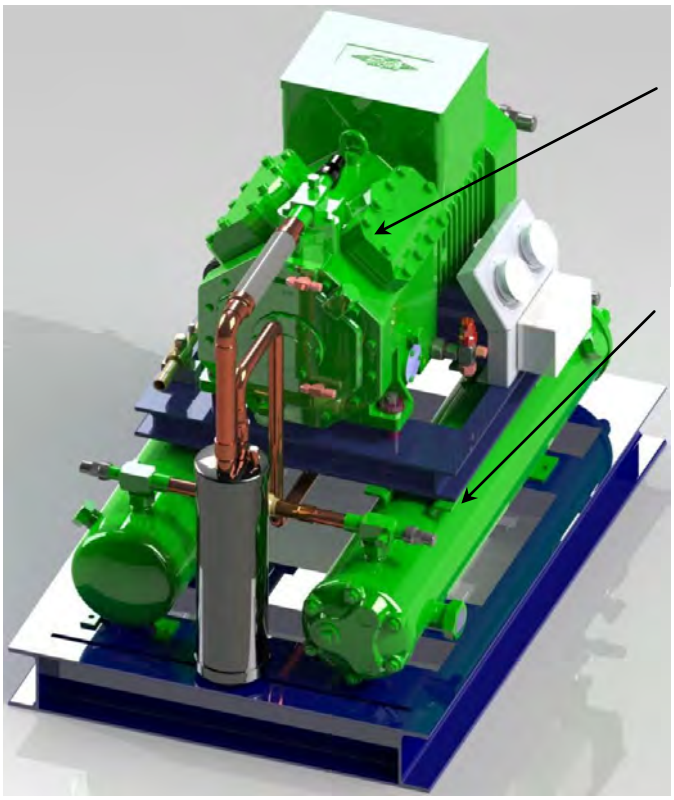



Рисунок 2.1 – Компрессорно-конденсаторный аммиачный агрегат на базе поршневого компрессора BITZER

Кожухотрубный горизонтальный аммиачный конденсатор представляет собой цилиндрический кожух (рисунок 2.2а), изготовленный из высокопрочной углеродистой стали. С обеих сторон теплообменный аппарат закрыт решетками, в отверстиях которых вварены или развальцованы трубки. Охлаждающая воды протекает по трубкам, а хладагент охлаждается в межтрубном пространстве и конденсат стекает на дно кожуха, которое, как правило, выполняет роль ресивера.

Для минимизации расходов на охлаждающую жидкость предусмотрено увеличение числа внутренних перегородок, что обеспечивает многократное прохождение хладагента по трубам туда и обратно (рисунок 2.2б). После конденсатора охлаждающая вода поступает на градирню, где происходит отвод теплоты в окружающую среду, и затем возвращается обратно.

а)




б)

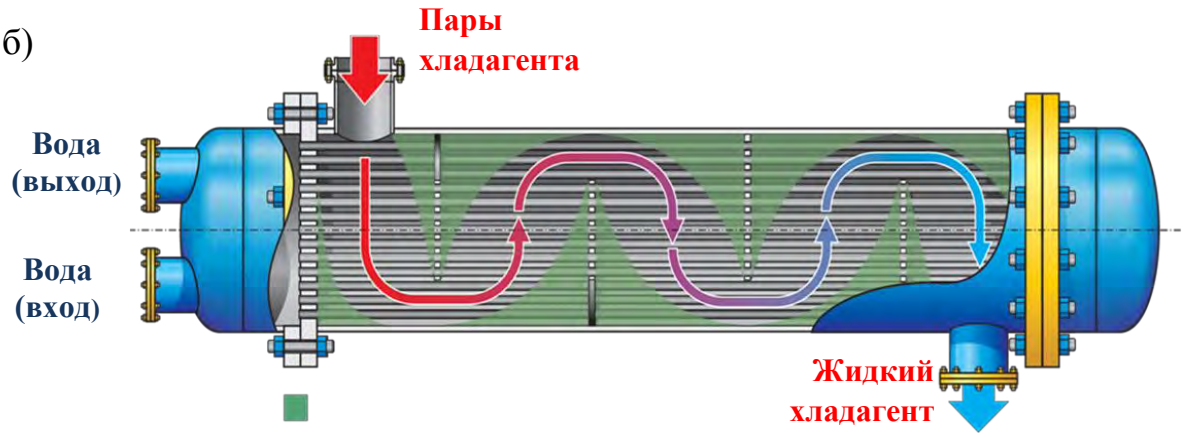



Рисунок 2.2 – Горизонтальный кожухотрубный конденсатор: а) общий вид; б) конструктивная схема конденсатора

*Метод изучения влияния температуры и расхода охлаждающей воды на показатели работы конденсатора*

В качестве исходных положений при составлении методики использованы общепринятые положения из методики расчета теплообменных аппаратов [111, 221].

Количество теплоты, отведенное в конденсаторе, определяется на основании уравнений теплопередачи (2.1) и теплового баланса (2.2)

$$Q = kF\theta_m, \text{ Вт}, \tag{2.1}$$

где $k$ – коэффициент теплопередачи, Вт/(м$^2$·К); $\theta_m$ – средний температурный напор, $^o$С; $F$ – площадь теплопередающей поверхности теплообменника, м$^2$.

$$Q_1 = Q_2 + \Delta Q, \tag{2.2}$$

где $Q_1 = G_1(h_1' - h_1'')$ – количество теплоты, отданное горячим теплоносителем (аммиаком), Вт; $Q_2 = G_2 c_2 (t_2'' - t_2')$ – количество теплоты, воспринятое холодным теплоносителем (водой), Вт; $\Delta Q$ – потери теплоты в окружающее пространство в единицу времени, Вт; $G_1$, $G_2$ – массовые расходы горячего и холодного теплоносителей, кг/с; $h_1'$, $h_1''$ – энтальпия горячего теплоносителя (в нашем случае – холодильного агента) на входе и выходе из аппарата, °С; $t_2'$, $t_2''$ – температура холодного теплоносителя на входе и выходе из аппарата (в нашем случае – вода), °С. $c_2$ – удельная массовая теплоемкость холодного теплоносителя, Дж/(кг·К);

По характеру изменения температуры холодильного агента конденсатор условно можно разделить на три зоны: зону отвода теплоты перегрева, зону конденсации и зону охлаждения жидкости. Обычно определяют суммарный тепловой поток от всех зон, а теплопередачу рассчитывают по условиям зоны конденсации.

В расчетах значения $\theta_m$ может задаваться, при этом нужно учитывать то, что, с одной стороны, повышенные значения этого параметра позволяют сократить площадь теплопередающей поверхности конденсатора, его массу и стоимость, но с другой стороны – увеличивают необратимые термодинамические потери в цикле холодильной машины. При заданной температуре охлаждающей среды увеличение $\theta_m$ приводит к повышению температуры конденсации, что в свою очередь, вызывает ухудшение объемных и энергетических показателей компрессора и снижению значения холодильного коэффициента.

Однако поскольку количество теплоты, которое нужно отвести от холодильного агента для его конденсации, существенно (в ряде случаев на порядок) превышает остальные статьи теплоотвода, в рамках рассматриваемой

задачи упрощенно полагаем, что в аппарат входит насыщенный пар, а выходит конденсат при температуре насыщения (рисунок 2.3).

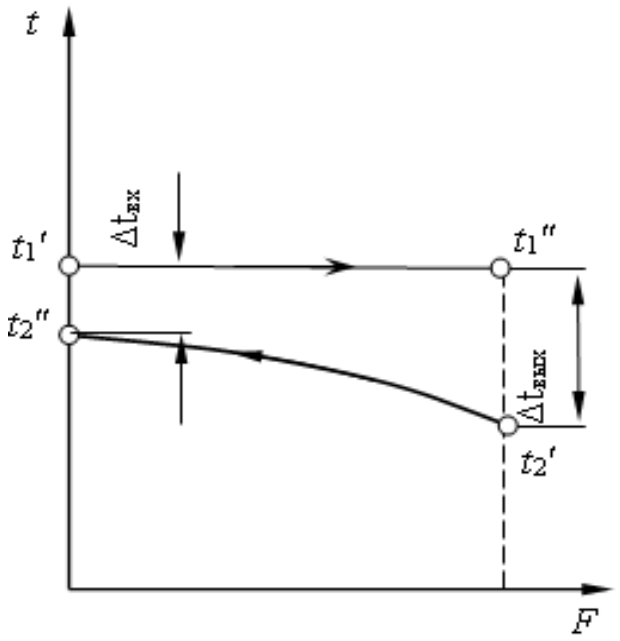



Рисунок 2.3 – Схема движения теплоносителей при противотоке

Формула для определения среднего логарифмического температурного напора при противотоке для случая, когда температуре горячего теплоносителя не изменяется, имеет вид:

$$\theta_m = \frac{(t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2')}{\ln \frac{t_1' - t_2''}{t_1'' - t_2'}} = \frac{(t_2' - t_2'')}{\ln \frac{t_1' - t_2''}{t_1'' - t_2'}}. \qquad (2.3)$$

При незначительном изменении температуры жидкости вдоль поверхности нагрева, средний температурный напор можно определить как среднеарифметическую величину:

$$\theta_m = \frac{2t_1' - (t_2'' + t_2')}{2} = t_1' - \frac{(t_2'' + t_2')}{2}. \qquad (2.4)$$

Массовый расход теплоносителя определяется как:

$$G = \rho \cdot \upsilon \cdot f_\omega, \qquad (2.5)$$

где $\rho$ – плотность теплоносителя, кг/м$^3$; $\upsilon$ – скорость теплоносителя, м/с; $f_{\omega} = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4}$ – площадь сечения канала, м$^2$.

С учетом количества труб и ходов теплообменнике $f_{\omega} = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} \cdot \frac{n_{\text{тр}}}{z}$

Скорость воды в трубках представим, как функцию расхода охлаждающей воды:

$$\upsilon_2 = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot f_{\omega}}. \tag{2.6}$$

Скорость воды в аммиачных аппаратах находится в пределах $\upsilon$ =0,9…1,5 м/с [195].

Число Рейнольдса, определяющее режим движения жидкости, может быть записано в следующем виде:

$$\text{Re}_2 = \frac{\upsilon_2 \cdot d_{\text{вн}}}{\nu_2} = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot f_{\omega}} \cdot \frac{d_{\text{вн}}}{\nu_2}. \tag{2.7}$$

В расчетах по воде за определяющий размер принимаем внутренний диаметр трубы $d_{\text{вн}}$.

Для расчета среднего коэффициента теплоотдачи при турбулентном движении жидкости внутри труб воспользуемся формулой (2.8):

$$\text{Nu}_{жd} = 0,021 \text{Re}_{жd}^{0,8} \text{Pr}_{ж}^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}_{ж}}{\text{Pr}_{\text{c}}} \right)^{0.25} \bar{\varepsilon}_l, \tag{2.8}$$

где $\left( \frac{\text{Pr}_{ж}}{\text{Pr}_{\text{c}}} \right)^{0,25}$ – учитывает направление теплового потока; $\varepsilon_l$ – коэффициент, зависящий от отношения длины трубы к диаметру.

Из вышеуказанных формул (6) - (8) следует, что число Нуссельта можно рассматривать как функцию от расхода воды:

$$\text{Nu}_{2d} = \text{f}(G_2, f_{\omega}, \rho_2, a_2, \nu_2, ...).$$

$$\mathrm{Nu}_{2d} = 0,021(\frac{G_2}{\rho_2 \cdot f} \cdot \frac{d_{\text{вн}}}{v_2})^{0,8} \cdot (\frac{v_2}{a_2})^{0,43} \left( \frac{\mathrm{Pr}_{\text{ж}}}{\mathrm{Pr}_{\text{с}}} \right)^{0.25} \bar{\varepsilon}_1 . \qquad (2.9)$$

С другой стороны, число Нуссельта, являясь определяемым числом, т.к. в его формулу входит коэффициент теплоотдачи $\alpha$, записывается в следующем виде:

$$\mathrm{Nu}_{2d} = \frac{\alpha_2 d_{\text{вн}}}{\lambda_2}, \quad \text{откуда} \quad \alpha_2 = \frac{\mathrm{Nu}_2 \cdot \lambda_2}{d_{\text{вн}}}, \qquad (2.10)$$

т.е. коэффициент теплоотдачи также можно рассматривать как функцию расхода жидкости:

$$\alpha_2 = f(G_2, f_\omega, \rho_2, a_2, v_2, \lambda_2 ...) . \qquad (2.11)$$

Ориентировочные значения коэффициента теплоотдачи $\alpha_2$ при турбулентном течении воды в трубе составляют 1000…8000 Вт/(м$^2$К). Что касается теплоотдачи со стороны конденсирующихся паров холодильного агента внутри труб, то диапазон возможных значений коэффициента теплоотдачи $\alpha_1$ составляет от 4000 до 12000 Вт/(м$^2$К).

Коэффициент теплопередачи может быть отнесен к площади внутренней либо наружной поверхности теплопередачи. Для кожухотрубных конденсаторов расчетной чаще всего является внутренняя поверхность труб и коэффициент теплопередачи имеет вид:

$$k = \left( \frac{1}{\alpha_1} \cdot \frac{F_{\text{вн}}}{F_{\text{н}}} + \frac{F_{\text{вн}}}{F_{\text{т.с}}} \cdot \Sigma \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1}, \qquad (2.12)$$

где $\alpha_1$, $\alpha_2$ – коэффициенты теплоотдачи со стороны холодильного агента и воды, соответственно, Вт/(м$^2$К); $\Sigma \frac{\delta_i}{\lambda_i}$ – сумма термических сопротивлений загрязнений и стенки, Вт/(м$^2$К); $F_{\text{т.с.}}$ – площадь поверхности, к которой отнесены термические сопротивления, м$^2$.

т.е. $$k = f(G_2, f_\omega, \rho_2, a_2, v_2, \lambda_2, \lambda_i, \delta_i ...) \quad . \qquad (2.13)$$

Температура на выходе охлаждающей воды может быть представлена как функция температуры воды на входе и расхода воды из уравнения теплового баланса:

$$Q = G_2 c_2 (t_2'' - t_2') = kF\theta_m$$

$$G_2 c_2 (t_2'' - t_2') = kF \frac{(t_1' + t_1'') - (t_2'' + t_2')}{2} = kF\left( \frac{2t_{кд} - (t_2'' + t_2')}{2} \right),$$

где $t_1' = t_1'' = t_{кд}$.

После преобразования получаем зависимость температуры охлаждающей воды на выходе из конденсатора от расхода воды и ее начальной температуры:

$$t_2'' = \frac{G_2 c_2 t_2' + kF t_{кд} - \frac{kF t_2'}{2}}{G_2 c_2 + \frac{kF}{2}}. \qquad (2.14)$$

Производительность аппарата по сконденсированному пару рабочего тела может быть представлена как функция температуры охлаждающей воды на входе и расхода охлаждающей воды с учетом формул (2.13) и (2.14):

$$G_1 r_1 = kF(t_2'' - t_2')$$

$$G_1 = \frac{kF(t_2'' - t_2')}{r_1}, \qquad (2.15)$$

где $G_1$ – массовый расход холодильного агента, кг/с; $r_1$ – удельная теплота парообразования холодильного агента, кДж/кг.

Таким образом, искомые величины: производительность аппарата по сконденсированному пару и температура охлаждающей воды на выходе являются функциями расхода охлаждающей воды и значения ее входной температуры.

Далее с использованием разработанной методики проведено численное исследование для следующих исходных данных, относящихся к горизонтальному кожухотрубному конденсатору аммиачной холодильной машины средней

мощности, получившей широкое распространение на постсоветском пространстве.

В конденсаторе холодильный агент (аммиак) меняет свое агрегатное состояние (конденсируется) изобарно и изотермически, поэтому $t_1' = t_1'' = 40\,^{o}\text{C}$. Оборотная вода, подаваемая на конденсатор, должна иметь температуру на 3…5 $^{o}$C выше, чем температура по мокрому термометру окружающего воздуха; температура воды, покидающей конденсатор, не должна превышать 35 $^{o}$C (рисунок 2.4).

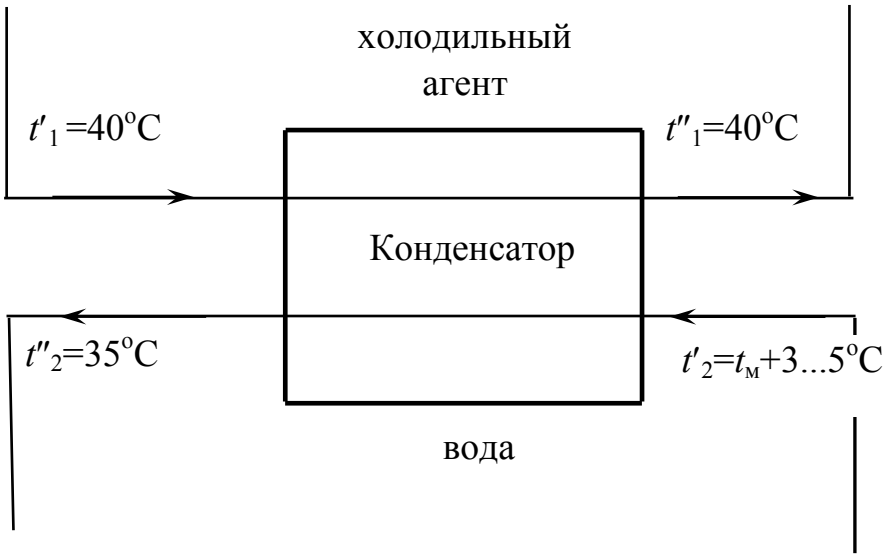



Рисунок 2.4 – Принципиальная схема работы конденсатора

В качестве поверхности теплопередачи использован шахматный пучок из стальных гладких труб (λ=50 Вт/(м·К) с наружным диаметром $d_н$ = 0,022 м и толщиной δ = 0,002 м (ГОСТ 8734 75). Трубы в пучке располагаются по сторонам правильного шестиугольника и вершинах треугольников с шагом по горизонтали $S = 1{,}24 \cdot d_н = 0{,}027$ м.

Для данного расчета примем конденсатор кожухотрубный горизонтальный аммиачный КТГ-50 с площадью теплообмена 50 м$^2$, числом труб $n_{тр}$ = 216 длиной труб $l$=4 м, число ходов $z$=8.

Теплофизические свойства воды при еѐ средней температуре $t_{ср} = (29+35)/2=32$ °С и аммиака при температуре конденсации $t_к =$ 40 °С, представлены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Свойства воды и аммиака при заданной температуре [217]

| Вещество/ параметр | $t$, °С | ρ', кг/м$^3$ | $c_p$, кДж/(кг·К) | λ, Вт/(м·К) | $v\cdot10^6$, м$^2$/с | $r$, кДж/кг | Pr |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Вода | 32 | 994,7 | 4,196 | 0,618 | 0,805 | 2400 | 5,42 |
| Аммиак | 40 | 579,4 | 4,931 | 0,436 | 0,209 | 1370 | 1,37 |

Для компьютерного моделирования была использована программа Mathcad, версия 14.0.0.163.

Графические зависимости, полученные на основании уравнений (2.14) и (2.15), показаны на рисунках 2.5-2.8.

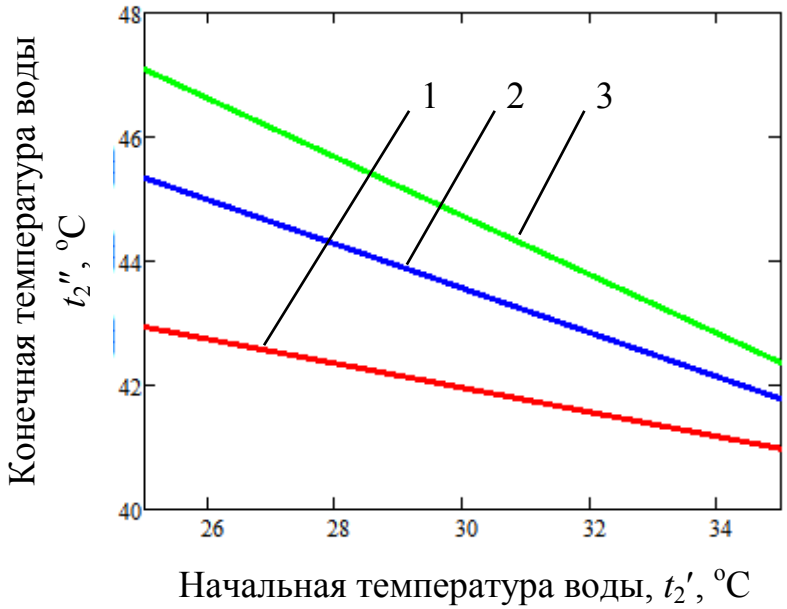



Рисунок 2.5 – Зависимость конечной температуры охлаждаемой воды в конденсаторе от начальной температуры воды при массовом расходе: 1 – $G_2$=60000 кг/час; 2 – $G_2$=30000 кг/час; 3 – $G_2$=15000 кг/час

На рисунке 2.5 показан характер изменения значений температуры охлаждающей воды на выходе из конденсатора $t_2''$ в зависимости от начальной температуры $t_2'$ для разных значений массового расхода $G_2$ воды, а на рисунке 2.6 – характер изменения температуры охлаждающей воды на выходе из конденсатора $t_2''$ в зависимости от расхода охдаждающей воды для разных значения $t_2'$.

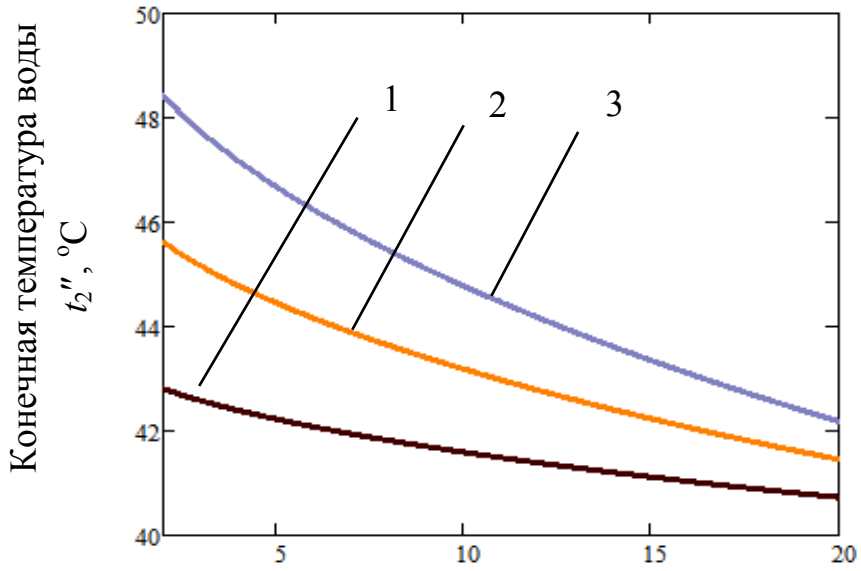



Рисунок 2.6 – Зависимость конечной температуры охлаждаемой воды в конденсаторе от массового расхода при начальной температуре воды: 1 – $t_2'$=35 °C; 2 – $t_2'$=30 °C; 3 – $t_2'$= 25 °C

Анализ представленных расчетных данных позволяет отметить как ожидаемую закономерность: уменьшение расхода воды при прочих равных условиях приводит к увеличению ее температуры на выходе из аппарата; так и не совсем очевидную: увеличение температуры воды на входе при прочих равных условиях приводит к некоторому снижению температуры воды на выходе. Объяснение второй закономерности заключается в том, что в этом случае происходит уменьшение среднего температурного перепада в аппарате, и вода

отводит меньше теплоты, что приводит к снижению производительности аппарата по сконденсированному пару холодильного агента (эта закономерность дополнительно раскрыта ниже).

На рисунках 2.7-2.8 показан характер изменения производительности конденсатора по сконденсированному пару холодильного агента в зависимости от значений начальной температуры $t_2'$ и массового расхода $G_2$ воды.

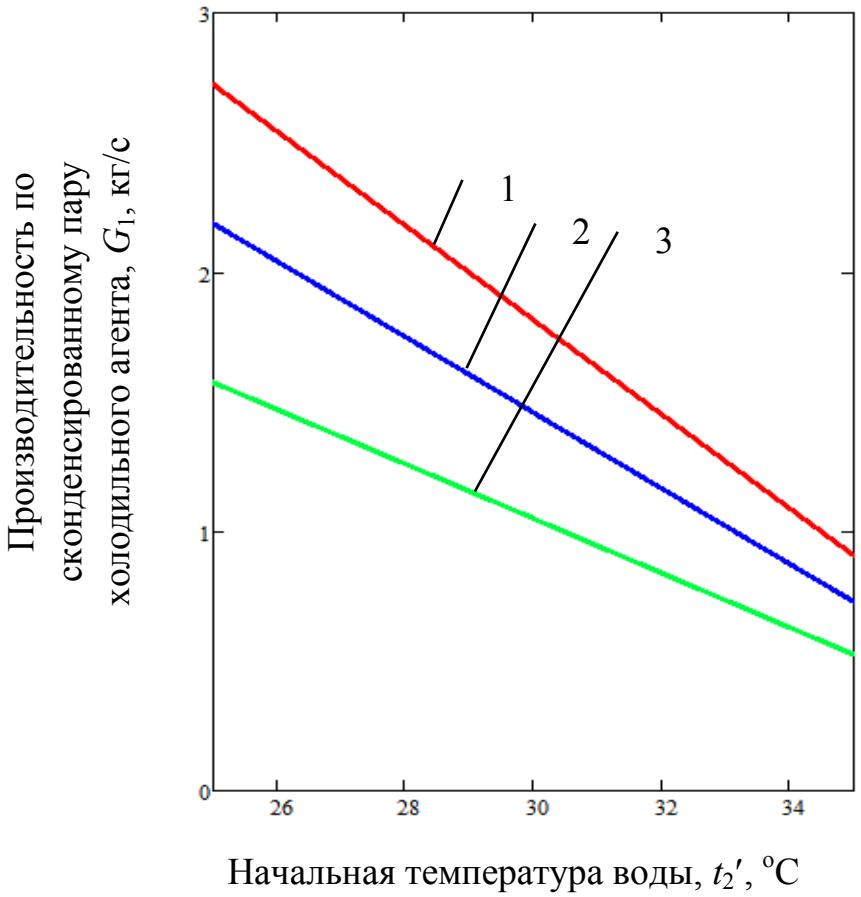



Рисунок 2.7 – Зависимость производительности аппарата по сконденсированному пару рабочего тела от начальной температуры воды при массовом расходе: 1 – $G_2$=60000 кг/час; 2 – $G_2$=30000 кг/час; 3 – $G_2$=15000 кг/час

На рисунке 2.7 отмечается линейная зависимость производительности конденсатора от начальной температуры охлаждающей воды. Что касается влияния расхода воды, то анализ результатов, представленных на рисунке 2.8, указывает на его нелинейный характер. В целом с повышением $G_2$ и снижением

значения начальной температуры воды $t_2'$ производительность аппарата по сконденсированному пару $G_1$ повышается. При фиксированном расходе $G_2$ снижение $t_2'$ на 5°С приводит к увеличению $G_1$ более, чем в 2 раза (рисунок 2.8).

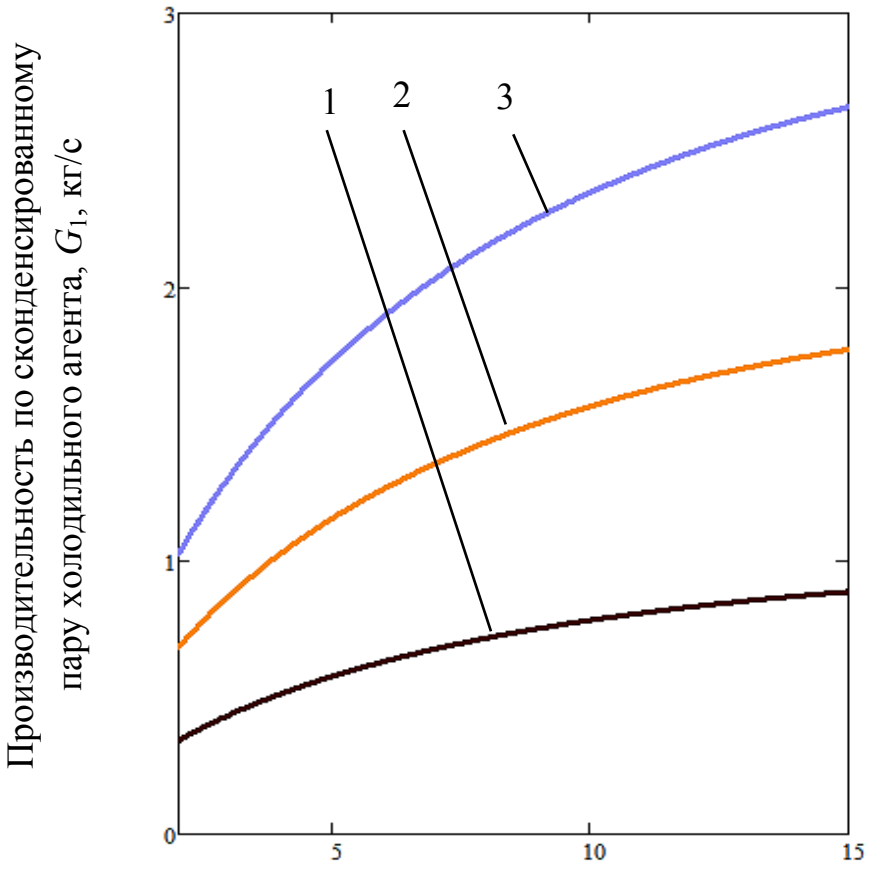



Рисунок 2.8 – Зависимость производительности аппарата по сконденсированному пару рабочего тела от массового расхода при начальной температуре воды: 1 – $t_2'$=35 °С; 2 – $t_2'$=30 °С; 3 – $t_2'$= 25 °С

**Выводы по разделу 2**

1. Разработан научно-практический метод, позволяющий при проектировании (эксплуатации) цехов, использующих водяные конденсаторы и теплообменные аппараты, охлаждаемые оборотной водой, определять (прогнозировать) реальные количественные характеристики работы этих аппаратов при различных условиях эксплуатации (расход охлаждающей воды и ее

входная температура), а значит сформулировать точные требования к характеристикам водоохлаждающих устройств оборотной системы водоснабжения и прогнозировать поведение оборудования при изменении параметров охлаждающей воды, например при работе в нерасчетных условиях.

3. Сущность разработанного метода заключается в установлении зависимостей $t_2'' = f(t_2', G_2)$ и $G_1 = f(t_2', G_2)$, определяющих влияние начального значения температуры охлаждающей воды и ее расхода на температуру охлаждающей воды на выходе из аппарата и производительность аппарата по сконденсированному пару рабочего тела.

4. На распространенном примере горизонтального кожухотрубчатого конденсатора аммиачной холодильной машины показано, как при помощи разработанного научно-практического инструментария разрабатывается цифровой двойник любого типа конденсатора холодильной машины, охлаждаемого оборотной водой, с помощью которого можно определять реальные количественные характеристики работы соответствующих аппаратов в зависимости от расхода охлаждающей воды и ее входной температуры. Наличие такой информации позволяет осознанно управлять работой теплотехнологического оборудования при отклонении параметров работы градирни от номинальных.

Основные научные результаты, изложенные в данном разделе, опубликованы в работе [88].

# РАЗДЕЛ 3
# ОБОСНОВАНИЕ ТЕОРИИ ТЕПЛОМАССООБМЕННЫХ ПРОЦЕССОВ В ВОДООХЛАЖДАЮЩИХ УСТРОЙСТВАХ С ПОДВИЖНЫМИ НАСАДКАМИ

## 3.1. Исследование структуры контактирующих потоков и характер движения жидкости в аппаратах с подвижной насадкой

В данном разделе рассматривается специфика контактирующих потоков и характер движения жидкости в аппаратах с движущейся насадкой.

Важной характеристикой, определяющей эффективность аппаратов с насыпной подвижной насадкой (АПН), является значение поверхности контакта фаз (ПКФ). Определение ПКФ для псевдоожиженного слоя экспериментальными методами – чрезвычайно сложное задание, а опубликованные результаты фрагментарны и противоречивы. Эта поверхность формируется из поверхности капель в слое и жидкостных плѐнках на элементах насадки. Даже в случае возможного существования плѐнки жидкости ее распределение на поверхности оказывается достаточно сложным. Базисом для исследования структуры контактирующих потоков послужили работы проф. Горбиса З.Р., проф. Горина А.Н., проф. Дорошенко А.В., [31, 32, 61].

Состояние псевдоожиженного слоя определяется межфазным взаимодействием жидкостных пленок на поверхности элементов, струи и капель с газовым потоком, а также взаимодействием элементов насадки друг с другом, пленками, струями и каплями. Кроме того, большое значение имеет равномерность псевдоожижения во всем слое и, как следствие, тесный контакт жидкости и газа, препятствующий возникновению таких отрицательных эффектов, как «газовые пробки», «поршневой режим».

Жидкость, существующая на поверхности элементов в виде пленок, перетекает из элемента в элемент в виде струй. В зависимости от режима работы АПН жидкость, орошающая насадку, может: 1) создавать пленку, закрывающую

поверхность насадочных тел; 2) в более насыщенных режимах включаться в состав барботажного газожидкостного слоя (газ распределен в жидкости виде пузырьков); 3) находиться в виде струй и капель, распределенных в газе. Поэтому возникает необходимость рассмотрения условий перехода насадок в псевдоожиженное состояние, существования пленок и струй в псевдосжиженном слое и критических нагрузок, при которых происходит их разрушение. Разрушение пленок и струй может произойти с образованием массы капли под влиянием режима течения и скорости газового потока и элементов насадки.

Если слой частиц удерживается в неподвижном состоянии некоторой объемной силой (гравитационной, центробежной, магнитной), то при достижении определенного значения динамического напора текущей через слой жидкости наступает нарушение устойчивости и возникает так называемое псевдоожиженное состояние слоя твердых частиц. На практике переход в псевдоожиженное состояние достигается, если при параллельной подаче орошающей жидкости в АПН увеличивать постепенно расход газа. Такой взрыхленный динамическим воздействием жидкой среды слой называют также кипящим.

Возникновение кипящего слоя можно характеризовать первым критическим значением скорости течения жидкости через слой. Полное разрушение, сопровождающееся выносом всех или большинства частиц слоя, характеризуется второй критической скоростью течения жидкости через слой. В промежуточной области кипящий слой обладает механизмом саморегулирования, основанным на дисбалансе подъемной силы, действующей на частицы, и изменением скорости течения с изменением порозности слоя. Повышение динамического напора в какой-то части слоя приводит к увеличению свободного прохода для текущей среды и, следовательно, к уменьшению ее скорости и динамического воздействия на элементы насадки (ЭН).

Скорость газа в слое $\omega_г^{\theta}$ определяется степенью его расширения (динамической высотой $H_д$). Псевдоожиженный слой можно представить, как

систему неподвижных элементов, равномерно сосредоточенных на всем объеме, разность которой равна порозности подвижного слоя [32]:

$$H_{д}\left(1-\varepsilon_{д}\right)=H_{сн}\left(1-\varepsilon_{0}\right), \tag{3.1}$$

где $H_{д}$ – динамическая высота, м; $H_{сн}$ – высота насыпного слоя насадки, м; $\varepsilon_{д}$ – порозность динамического слоя; $\varepsilon_{0}$ – порозность слоя неподвижных элементов.

Часть расхода жидкости, стекающей по неподвижным элементам:

$$G_{ж}^{пл}=G_{ж}\left(1-\varepsilon_{д}\right), \tag{3.2}$$

где $G_{ж}$ – расход жидкости, м$^3$/с.

При этом объем стекающей жидкости определяется как:

$$V_{ж}^{пл}=\delta_{ж}F_{эн}n, \tag{3.3}$$

где $\delta_{ж}$ – локальная толщина пленки на поверхности насадки, м; $n$ – количество элементов в насадочном слое; $\eta^{пл}$ – касательные напряжения, возникающие в толще пленки; $F_{эн}$ – площадь элемента насадки, м$^2$.

Тогда касательные напряжения $\eta^{пл}$, возникающие в толще пленки, определяются из отношения:

$$\eta^{пл}=\frac{\delta_{ж}F_{эн}n}{G_{ж}\left(1-\varepsilon_{д}\right)}. \tag{3.4}$$

Наличие элементов насадки влияет на количество удерживаемой жидкости в слое и определяется формулой:

$$V_{ж}=\frac{\bar{\delta}_{ж}F_{эн}n}{1-\varepsilon_{д}}\xi, \tag{3.5}$$

где $V_{ж}$ – объем удерживаемой жидкости, м$^3$; $\xi=1-0,57\left(1-\varepsilon_{д}\right)^{0,67}$ – коэффициент извилистости каналов в псевдоожиженном слое; $\bar{\delta}_{ж}$ – средняя толщина пленки на поверхности насадки, м.

При струйном стекании жидкости с элемента на элемент объем струи и ее длина находятся по следующим зависимостям:

$$V_{\text{с}} = \frac{\pi d_{\text{с}}^2 l_{\text{с}}}{4} = \delta_{\text{ж}} F_{\text{эн}}, \tag{3.6}$$

$$l_{\text{с}} = \frac{1}{F_{\text{эн}} n_0}, \tag{3.7}$$

где $\delta_{\text{ж}}$ – локальная толщина пленки на поверхности насадки, м; $n_0$ – концентрация элементов в единице объема слоя; $d_{\text{с}}$ – диаметр струи, м;

Количество элементов в слое определяется по зависимости:

$$n = \frac{6H_{\text{ст}}\left(1-\varepsilon_0\right)F_{p.з.}}{\pi d_{\text{эн}}^3}; \tag{3.8}$$

$$n_0 = \frac{6H_{\text{сн}}\left(1-\varepsilon_0\right)}{H_{\text{д}}\pi d_{\text{эн}}^3}. \tag{3.9}$$

При условии осесимметричного распада струи (число Вебера $We^* = \frac{\rho_{\text{ж}}\omega_{\text{ж}}^2 l}{\zeta_{\text{ж}}} = 11{,}9$, при котором масса перетекающей капли остается неизменной) получим значение скорости газа $\omega_{\text{г}}^{\,c}$, при котором струи жидкости дробятся газовым потоком:

$$\omega_{\text{г}}^{\,c} = \sqrt{\frac{11{,}9\zeta}{\rho_{\text{г}}}} \cdot \sqrt[4]{\frac{1}{24\cdot\left(1-\varepsilon_{\text{д}}\right)\cdot\bar{\delta}_{\text{ж}}\cdot d_{\text{эн}}}} \tag{3.10}$$

где $d_{\text{ч}} = 2{,}07 d_{\text{с}}$ – диаметр больших частиц, м; $\sigma$ – коэффициент поверхностного натяжения, Н/м;

Уравнение для определения средней толщины пленки на сфере получено, учитывая следующие положения:

- течение жидкости безволновое (переход ламинарного режима течения пленки в ламинарно-волновой при $\text{Re}_{\text{волн}}$=5, волновые процессы снижают среднюю толщину пленки и увеличивают коэффициент теплоотдачи. В ламинарном режиме течения пленки (Re < 5) при увеличении паровой нагрузки среднее расстояние между отрывающимися каплями l уменьшается до величины, определяемой длиной волны тейлоровской неустойчивости, и остается неизменным в ламинарно-волновом режиме (5<Re < 20);

- скольжение фаз по поверхности раздела отсутствует;

- обтекание насадочного элемента газом и жидкостью осесимметричное;

- собственная скорость элементов насадки мала по сравнению со скоростью газа.

На рисунке 3.1 приведена схема течения жидкостной пленки по элементу насадки. Система координат связана с точкой на поверхности сферы: ось $x$ направлена по касательной, ось $y$ – по нормали. Точка на поверхности насадки задана углом $\alpha$, отсчитываемым от передней лобной точки насадки (в набегающем газовом потоке).

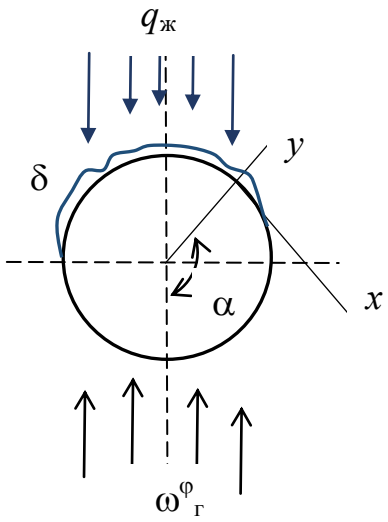



Рисунок 3.1 – Схема течения жидкостной пленки по элементу насадки

Система уравнений, описывающая динамику потока, представлена формулой (3.11):

$$\left.\begin{aligned} &\frac{\partial \omega_ж}{\partial \eta} = g\,sin\,\alpha - \frac{2}{\rho_ж d_{эн}} \cdot \frac{\partial p}{\partial \alpha} + \nu_ж \frac{\partial^2 \omega_ж}{\partial y^2}; \\ &\omega_ж \Big|_{y=0} = 0; \\ &\frac{\partial \omega_ж}{\partial y}\Big|_{y=\delta_\alpha} = 0; \\ &\omega_ж \Big|_{\eta=0} = \omega^0_ж. \end{aligned}\right\} \qquad (3.11)$$

Проведя замену $u = \left(\omega_{ж} - \omega_{ж}^{*}\right)$, где $\omega_{ж}^{*}$ – решение стационарной задачи и применив интегральное преобразование Лапласа с переменной τ, запишем задачу в виде:

$$\left.\begin{aligned} & pu = \nu p \frac{d^2 u}{dy^2} + u^0; \\ & u\Big|_{y=0} = 0; \\ & \frac{du}{dy}\Big|_{y=\delta_\alpha} = 0. \end{aligned}\right\}. \qquad (3.12)$$

Решение которой

$$u = \frac{u^0}{p} \cdot \frac{exp\left(\sqrt{\frac{p}{\nu_{ж}}}\bar{\delta}_\alpha\right) \cdot h \cdot F \cdot \left(\sqrt{\frac{p}{\nu_{ж}}} y\right)}{c \cdot h\left(\sqrt{\frac{p}{\nu_{ж}}}\delta_\alpha\right)} + \frac{u^0}{p}\left[1 - exp\left(\sqrt{\frac{p}{\nu_{ж}}} y\right)\right], \qquad (3.13)$$

где $c$ – коэффициент сопротивления формы; $h$ – высота, м; $p$ – давление, Па; $\tilde{u}$ – осредненная скорость турбулентного потока жидкостной пленки, м/с.

Получим решение системы (3.11):

$$u = \frac{4u^0}{\pi} F \ , \qquad (3.14)$$

где

$$F = \sum_{k=0}^{\infty} \frac{sin\left[\frac{(2k+1)\pi}{2\delta_\alpha}\right]}{2k+1} exp\left[-\frac{(2k+1)^2 \pi^2 \nu_{ж}}{4\delta_\alpha^2}\eta\right], \qquad (3.15)$$

где $k$ – счетчик значений пульсаций скоростей (от 0 до бесконечности).

Решение стационарной задачи представим уравнением:

$$\omega_{ж}^{*} = -\frac{by^2}{2\nu_{ж}} + \left(\frac{b\delta_\alpha}{\nu_{ж}} - \frac{\eta_\alpha}{\mu_{ж}}\right) y \ , \qquad (3.16)$$

где $b = g\,sin\alpha - \frac{2}{\rho_ж d_{эн}} \cdot \frac{\partial p}{\partial \alpha}$; $\mu_ж$ – коэффициент динамической вязкости, (кг·м)/с$^2$; $\nu_ж$ – коэффициент кинематической вязкости жидкости, м$^2$/с.

Окончательный вид выражения для нестационарного профиля скорости жидкости по толщине пленки в каждой точке смоченной поверхности сферы следующий:

$$\omega_ж = \frac{4\omega_ж^0}{\pi} F - \omega_ж^* . \qquad (3.17)$$

Учитывая экспоненциальный характер убывания нестационарной составляющей, можно показать, что влияние нестационарности мизерно и $\omega_ж \cong \omega_ж^*$.

Расход жидкости в пленке определяется по формуле:

$$G_\alpha = \int_0^{\delta_\alpha} \omega_ж dy \ . \qquad (3.18)$$

Учитывая зависимость (3.16):

$$G_\alpha = \frac{1}{3\nu_ж}\left( g\,sin\alpha - \frac{2}{\rho_ж d_{эн}} \cdot \frac{\partial p}{\partial \alpha} \right)\delta_\alpha^2 - \frac{\eta_\alpha \delta_\alpha^2}{2\nu_ж \rho_ж}, \qquad (3.19)$$

где $\nu_ж$ – кинематический коэффициент вязкости жидкости, м$^2$/с; g – ускорение свободного падения, м/с$^2$; $\rho_ж$ – плотность жидкости, кг/м$^3$; $d_{эн}$ – диаметр элемента насадки, м; $\delta_\alpha$ – толщина пленки на поверхности насадки при угле $\alpha$, м; $p$ – статическое давление, Па; $\tau$ – касательные напряжения; $\alpha$ – угол стекания пленки жидкости (в пределах от 0 до $\pi$).

С другой стороны, учитывая что $\omega_ж^0 = \frac{q_ж}{3600}$, где $q_ж$ – плотность орошения, м$^3$/(м$^2$ ·ч):

$$G_\alpha = \frac{q_ж d_{эн}\, sin\alpha}{4 \cdot 3600} \ . \qquad (3.20)$$

Для выражения толщины пленки $\delta_ж$ в каждой точке поверхности сферы с учетом известных законов распределения нормальных и касательных напряжений запишем выражение:

$$\frac{1}{3\nu_ж}\left(g\sin\alpha-\frac{2}{\rho_ж d_{эн}}\cdot\frac{\partial p}{\partial\alpha}\right)\delta_\alpha^3-\frac{\eta_\alpha\delta_\alpha^2}{2\nu_ж\rho_ж}-\frac{q_ж d_{эн}\sin\alpha}{4\cdot 3600}=0\ . \qquad (3.21)$$

При взаимодействии газа с жидкостью возможно частичное обнажение поверхности. Средняя скорость $\omega_ж$ по толщине пленки определяется по зависимости:

$$\omega_{ж,\delta}=\frac{1}{\delta_\alpha}\int_0^{\delta_\alpha}\omega_ж dy=\frac{b\delta_\alpha^2}{3\nu_ж}-\frac{\eta_\alpha\delta_\alpha}{2\nu_ж\rho_ж}. \qquad (3.22)$$

Условие торможения пленки производится при $\omega_{ж,\delta}=0$.

Для определения критической скорости газа используем следующую формулу:

$$\omega_{г,\alpha}^{пл}=\sqrt{\frac{4b\delta_\alpha\rho_ж}{3\rho_г f_\alpha}}\ . \qquad (3.23)$$

Нормальные составляющие действующих на элементы пленки сил (направление от центра сферы) – силы тяжести (3.24), силы поверхностного натяжения (3.25) и силы подпорки (разжижения) газового потока (3.26):

$$dp_g=-\delta_\alpha\cdot\rho_ж\cdot g\cdot\cos\alpha\cdot dF\ , \qquad (3.24)$$

$$dp_\zeta=\frac{\zeta dF}{d_{эн}+2\delta_\alpha}\ , \qquad (3.25)$$

$$dp_\omega=c_\alpha\frac{\rho_г\left(\omega_г^\theta\right)^2}{2}\ , \qquad (3.26)$$

где $\omega_г^\theta$ – действительная скорость движения газа в слое, м/с.

Равнодействующая сила стремится «оторвать» или «прижать» пленку к поверхности и ее направление служит критерием существования пленки в данной точке поверхности.

Выражение для расчета средней по поверхности толщины пленки $\bar{\delta}_{ж}$ получим интегрированием уравнения (3.21) при изменении угла $\alpha$ в пределах от 0 до $\pi$:

$$\frac{1}{3\nu_{ж}}\left[2g-\frac{c_{д}\rho_{г}\left(\omega_{г}^{\theta}\right)^{2}}{\rho_{ж}d_{эн}}\right]\bar{\delta}_{ж}^{3}-\frac{\bar{\eta}\bar{\delta}_{ж}^{2}}{2\nu_{ж}\rho_{ж}}-\frac{q_{ж}d_{эн}}{2\cdot 3600}=0\ . \qquad (3.27)$$

Условие срыва пленки под воздействием газового потока:

$$\omega_{г}^{пл}=\sqrt{\frac{8g\bar{\delta}_{ж}\rho_{ж}}{3\rho_{г}f}}\ . \qquad (3.28)$$

Воздействие взаимодействия элементов насадки (ЭН) на разрушение струй и пленок в псевдоожиженном слое можно вычислить, допуская, что кинетическая энергия их движения тратится на деформацию струй, пленок и крупных «осколков» струй (долей жидкости).

$$\frac{m_{эн}\omega_{эн}^{2}}{2}=\zeta F_{с};\ \frac{m_{эн}\omega_{эн}^{2}}{2}=\zeta F_{ч};\ \frac{m_{эн}\omega_{эн}^{2}}{2}=\zeta F_{эн}\ . \qquad (3.29)$$

Значение критических скоростей движения элементов, при которых происходит разрушение струй, частиц и пленок, могут быть определены по формуле (3.30):

$$\left.\begin{aligned}\omega_{эн}^{с}&=3{,}13\sqrt{\frac{\alpha}{\rho_{эн}}\sqrt[4]{\frac{\delta_{ж}}{\left(1-\varepsilon_{д}\right)d_{эн}^{3}}}}\\ \omega_{эн}^{ч}&=35{,}13\sqrt{\frac{\alpha\bar{\delta}_{ж}\left(1-\varepsilon_{д}\right)}{\rho_{эн}d_{эн}^{2}}}\\ \omega_{эн}^{пл}&=3{,}46\sqrt{\frac{\zeta}{\rho_{эн}d_{эн}}}\end{aligned}\right\}\ . \qquad (3.30)$$

Во время разрушений струй и пленок кинетическая энергия элемента насадки превращается в энергию образовавшихся капель. Пренебрегая кинетической составляющей энергии капель, получим соотношение:

$$\pi d_{\text{кап}}^2 \zeta n_{\text{кап}} = n_{\text{эн}} \frac{m_{\text{эн}} \omega_{\text{эн}}^2}{2} \ . \tag{3.31}$$

и, учитывая, что объем образовавшихся капель равен объему жидкости на выходе

$$\frac{\pi d_{\text{кап}}^3 n_{\text{кап}}}{6} = V_{\text{ж}}^{\text{пл}} . \tag{3.32}$$

С учетом уравнений (3.3) и (3.8) получим зависимости, позволяющие определить диаметр (3.33) и поверхность капель (3.34):

$$d_{\text{кап}} = \frac{72 \zeta \bar{\delta}_{\text{ж}}}{\rho_{\text{эн}} d_{\text{эн}} \omega_{\text{эн}}^2} \ , \tag{3.33}$$

$$V_{\text{ж}}^k = V_{\text{ж}} - V_{\text{ж}}^{\text{пл}}; \quad F_{\text{кап}} = 6 V_{\text{ж}}^k \big/ d_{\text{кап}} ,$$

$$F_{\text{кап}s} = \frac{\left(1-\varepsilon_0\right) H_{\text{ст}} \rho_{\text{эн}} \left(\xi + \varepsilon_{\text{д}} - 1\right) \omega_{\text{эн}}^2}{2\zeta \left(1-\varepsilon_{\text{д}}\right)} \ , \tag{3.34}$$

где $F_{\text{кап}s}$ – поверхность капель, отнесенная к пересечению рабочей зоны – величина поверхности контакта фаз; $\xi = 1 - 0{,}57\left(1-\varepsilon_{\text{д}}\right)^{0{,}67}$ – коэффициент извилистости каналов в псевдоожиженном слое, который учитывает, что жидкость движется между элементами насадки в каналах сложной формы; $\omega_{\text{эн}}^2$ – средняя скорость движения ЭН, м/с.

Значение критической скорости газа, при которой начинается интенсивный вынос капель, образующихся из псевдоожиженного ($\omega_{\text{г}}^{\text{к.у.}}$) слоя (приводящего к повышенной нагрузке на сепаратор), можно оценить при условии равенства диаметра формируемых капель и диаметра витания ($d_{\text{вит}}$), соответствующего скорости газа в слое. При условии равновесия капли под действием сил тяжести и сопротивления газовому потоку $\left( c_{\text{кап}} = \frac{13}{\sqrt{Re_{\text{кап}}}} \right)$, получим:

$$d_{\text{вит}} = 4{,}45 \cdot \omega_{\text{г}}^{\theta} \left( \frac{\rho_{\text{г}} \nu_{\text{г}}^{0,5}}{\rho_{\text{ж}} g} \right)^{2/3} \tag{3.35}$$

$$\omega_{\text{г}}^{\text{к.у.}} = 582 \left( \frac{\rho_{\text{ж}} g}{\rho_{\text{г}} \nu_{\text{г}}^{0,5}} \right)^{2/3} \cdot \zeta \frac{\bar{\delta}_{\text{ж}} \left(1 - \varepsilon_{\text{д}}\right)^2}{\rho_{\text{эн}} d_{\text{эн}}^3 \nu_{\text{с}}^2} \theta \ , \tag{3.36}$$

где $\omega_{\text{г}}^{\text{к.у.}}$ – критическая скорость газа, при которой начинается интенсивный вынос капель, м/с; $\varphi$ – газосодержание, $м^3/м^3$; $\rho_{\text{г}}$ – плотность газа, $кг/м^3$; $\nu_{\text{г}}$ – коэффициент кинематической вязкости газа, $м^2/с$; $\sigma$ – коэффициент поверхностного натяжения, Н/м; $\bar{\delta}_{\text{ж}}$ – средняя по поверхности толщина пленки, м; g – ускорение свободного падения, $м/с^2$; $\nu_{\text{с}}$ – коэффициент кинематической вязкости псевдоожиженного слоя, $м^2/с$.

В предположении о случайном распределении капель по размерам получим выражение (3.37) для вычисления величины капельного уноса из псевдоожиженного слоя:

$$G^{\text{к.у.}} = 2 G_{\text{ж}} \varepsilon_{\text{д}} \left\{ 1 - e^{-0{,}7 \left( \frac{d_{\text{вит}}}{d_{\text{кап}}} \right)^3} \right\} . \tag{3.37}$$

где $G^{\text{к.у.}}$ – величина капельного уноса из псевдоожиженного слоя, $м^3/с$; $G_{\text{ж}}$ – расход жидкости, $м^3/с$; $d_{\text{кап}}$ – диаметр формируемых капель в слое, м; $d_{\text{вит}}$ – диаметр витания капель в слое, м.

## 3.2. Экспериментальное исследование особенностей гидродинамики в аппаратах с подвижной насадкой

Инженерный интерес представляет вопрос сопоставления эффективности насадочных слоев разной конфигурации и принципа контактного взаимодействия между фазами в условиях противотока с вынужденным движением воздушного потока.

В эксперименте была использован экспериментальный стенд и методика, приведенная в [81], но с другим типом насадки. В анализе были использованы данные, полученные ранее в ходе совместных исследований в ОНАПТ под

руководством профессора А.В.Дорошенко, так и авторские исследования [61, 62, 84, 89, 97, 101].

Для исследования гидродинамики насадочных устройств и тепло-массообмена в условиях противоточного движения воздушно-водяного потоков использована экспериментальная установка (рисунок 3.2), в которой доступно визуальное наблюдение развития гидроаэродинамических режимов движения воды и воздуха через насадку, определение удерживающей способности, гидравлического сопротивления, глубины охлаждения воды и коэффициентов тепло- и массообмена.

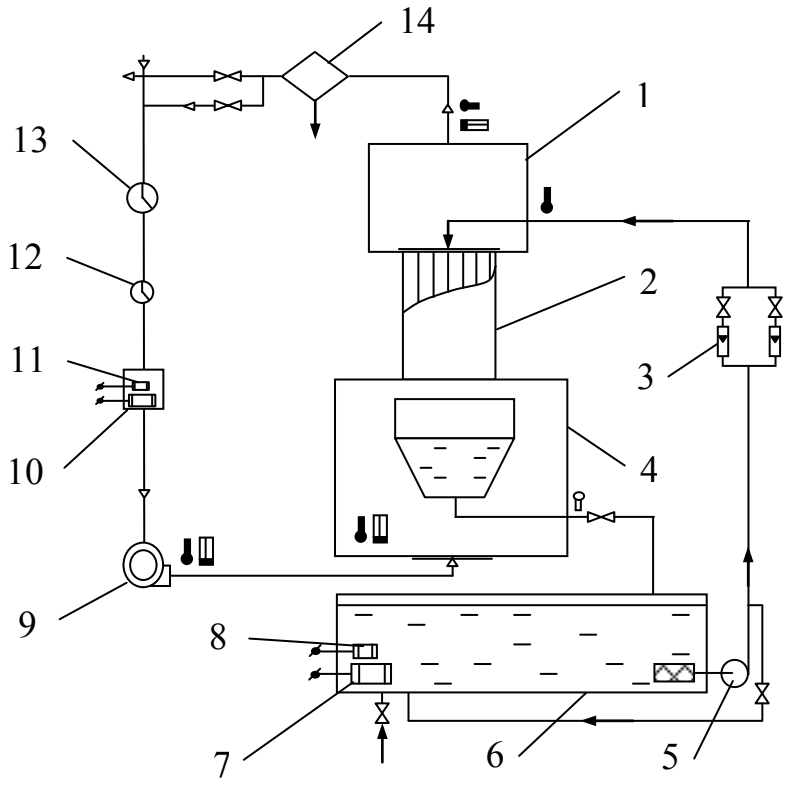



Рисунок 3.2 – Экспериментальный стенд: 1, 2, 4 - верхняя, рабочая и нижняя камеры; 3 - блок ротаметров; 5 - насос; 6 - водяной бак; 7 - водяные ТЭНы; 8 - ТЭН регулятора $t_{ж}$; 9 - вентилятор; 10 - воздушные ТЭНы; 11 - ТЭН регулятора $t_{г}$; 12 - калориметрический расходомер; 13 - расходомер коллекторного типа; 14 - сепаратор капельной влаги

Стенд состоят из головной части и систем подготовки потока. Головная часть стенда – вертикальная колонна, включающая рабочую часть, верхнюю и

нижнюю камеры. Пропускная способность – до 1200 $м^3$/ч газа. В рабочей части размещен слой подвижной насадки; в верхней – водораспределитель трубчатого типа; в нижней – многосекционный водосборник. В камерах установлены отборники статического давления. Замер значений температуры потоков организован в нижней камере и на выходе из сепаратора – в теплоизолированном диффузоре. Сечение камеры составляет 188×188 мм, высота 100...1000 мм.

Воздух подавался вентилятором канальным круглым SYSTEMAIR KD 315 XL1, установленным ниже по потоку, что обеспечивало учет подогрева в вентиляторе, большую стабильность и равномерность распределения. Регулирование расхода достигалось плавным изменением напряжения, подаваемого на электродвигатель. Воздушные ТЭНы расположены перед вентилятором и включали двухпозиционный регулятор температуры; точность регулирования – 0,3 °С. Сепаратор типа ОВМ с пластинами профиля ПК 15837. Использовался расходомер коллекторного типа. Для малых расходов дополнительно использовали калориметрический расходомер, состоящий из 50 последовательно соединенных термопар; для измерения индуцированной э.д.с. применен ампервольтметр Ф 30; тарировали с помощью трубок Пито и анемометров. Для регулирования относительной влажности предусмотрена байпасная линия с расходомером. Вода подавалась насосом Star RS 27/7,5 с регулируемой производительностью (в среднем расход $0{,}417\times10^{-3}$ $м^3$/с, напор 176,6 кПа); предусмотрена байпасная линия. Расходомеры – блок ротаметров типа РС-3 и РС-7. Тепловая нагрузка регулировалась однофазным регулятором напряжения РНО-250-10; температура жидкости – двухпозиционным терморегулятором (усилительный блок УКТ-4, контактный термометр ТК-4) – с точностью поддержания 0,1 °С.

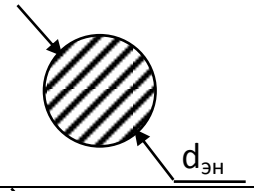
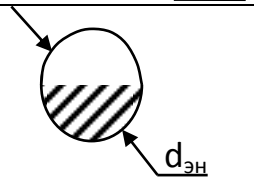
Для измерения параметров воздушных потоков использовались термопары с многоканальным измерительным преобразователем Ш 711/1. Дополнительно температуры измеряли термометрами ТЛ-4 с точностью 0,5 °С. В цепи ТЭНа установлены щитовые амперметры Э377, Э378, классы точности

1,5; в цепи вентилятора – измерительный комплект К-505 с классом точности приборов 0,5; класс точности потенциометра ПП-63 –0,05.

Для измерения потери напора использовали многопредельный микроманометр ММН-240 (5) 11 (класс точности 1,0) и компенсационный микроманометр МКВ-250 (класс точности 0,02) для тарировки. Величину $\Delta p$ определяли как разность статических давлений.

Геометрические характеристики изучаемых модулей приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Геометрические характеристики модулей, используемых в противоточном стенде

| № | Тип элемента насадки (ЭН) | Материал насадки | Геометрия $d_{эн}$, мм | $\rho_{эн,}$ кг/м$^3$ |
|---|---|---|---|---|
| 1 |  | Вспененный полипропилен | 40,1 | 248 |
| 2 | | | 40,3 | 305 |
| 3 |  | Пустой целлулоидный шар, частично заполненный водой | 37,1 | 100...1000 с шагом в 100 единиц |

Диапазон изменения параметров: $d_{эн}$=0,037…0,040 м; $\omega_г$ = 0…6 м/с; $t_ж$ = 25$^o$C…40 $^o$C. (т.к. температура поступающей воды на охлаждение в градирню не должна превышать 65 $^o$C).

Погрешность измерения основных величин, обусловленная точностью измерений, вычислялась при обработке данных для каждого опыта и составляет: точность сведения теплового баланса – 3 до 12 %; $\Delta p$ = 0,2...3 %; $\xi$ = 2...7%; $N_\Sigma$ = 6...8 %; основных кинетических характеристик – 8...12 %. Корректный способ представления результатов измерений состоял в том, чтобы указать наилучшую оценку измеряемой величины. Для этого проводили несколько ($n$) однородных экспериментов. Оценка истинного значения измеряемой величины определялась

как средняя арифметическая. Для всех экспериментальных исследований, представленных в данном разделе, проводилось не менее трех измерений.

С научной и практической точек зрения важными представляется вопросы о характере перехода насадочного слоя из стационарного к подвижному состоянию и анализ состояния псевдоожиженного слоя в аппаратах с подвижной насадкой, вывод расчетных зависимостей, что позволит определить основные параметры структурных характеристик контактирующих сред. Характерные режимы поведения подвижной насадки показаны на рисунке 3.2.

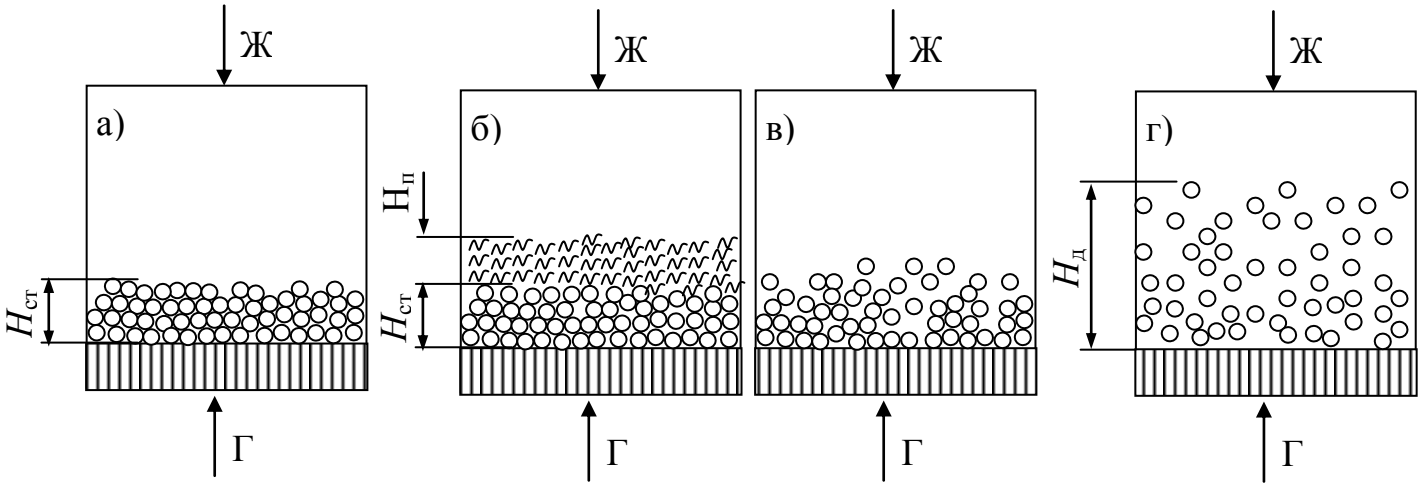



Рисунок 3.2 – Характерные режимы АРН: а) – стационарный; б) – захлебывание стационарной насадки; в) – начальное псевдоожижение; г) – развитое псевдоожижение

Различие фиксированного слоя не зависит от нагрузки по газу и жидкости. Традиционно критическая скорость перехода ($\omega_0$ и $\omega_0'$) определяется визуально анализом кривой псевдоожижения, описываемой зависимостью $\Delta p = f(q_ж, \omega_г)$. Нами проведена ее конкретизация путем построения виброкривой. На рисунке 3.3 показаны полученные кривые псевдоожижения и виброкривая $L_a = f(\omega_г, q_ж)$ при следующих условиях: $H_{ст} = 0{,}1$ м, $d_{эн} = 0{,}04$ м, $\rho_{эн} = 300$ кг/м$^3$, $q_ж = 15$ м$^3$/(м$^2$ч).

Скорость $\omega_г$ приведена к пустому сечению колонны; рассмотрен фиксированный (рисунок 3.2а) и первично уплотненный слой элементов насадки (рисунок 3.2б), имеющий возможность расширяться.

Пояснения по скоростям: $\omega_{max}$ – максимальная скорость, при которой совпадают кривые $\Delta p$ для фиксированного и подвижного слоев; $\omega_з$ – значение скорости, при которой начинается захлебывание стационарного слоя (для фиксированного слоя скорость $\omega_з$ при конкретных нагрузках неизменна; для расширяющегося слоя $\omega_з$ зависит от порозности и не может быть описана с помощью известных зависимостей; $\omega_з$ - соответствует интенсивному росту $\Delta p$, помутнению слоя, образованию пены поверх слоя (частичный обращенный прямоток); $\omega_0$ – минимальная скорость газа, при которой наблюдается устойчивое вертикальное колебание нескольких рядом расположенных ЭН; $\omega_0'$ – значение скорости, которое соответствует началу псевдоожижения; $\omega_1$ – значение скорости, которое соответствует началу развитого псевдоожижения, соответствует активному движению и перемешиванию ЭН; $\omega_{инв}$ – значение скорости, при которой начинается инверсия, скопление ЭН около ограничительной решетки.

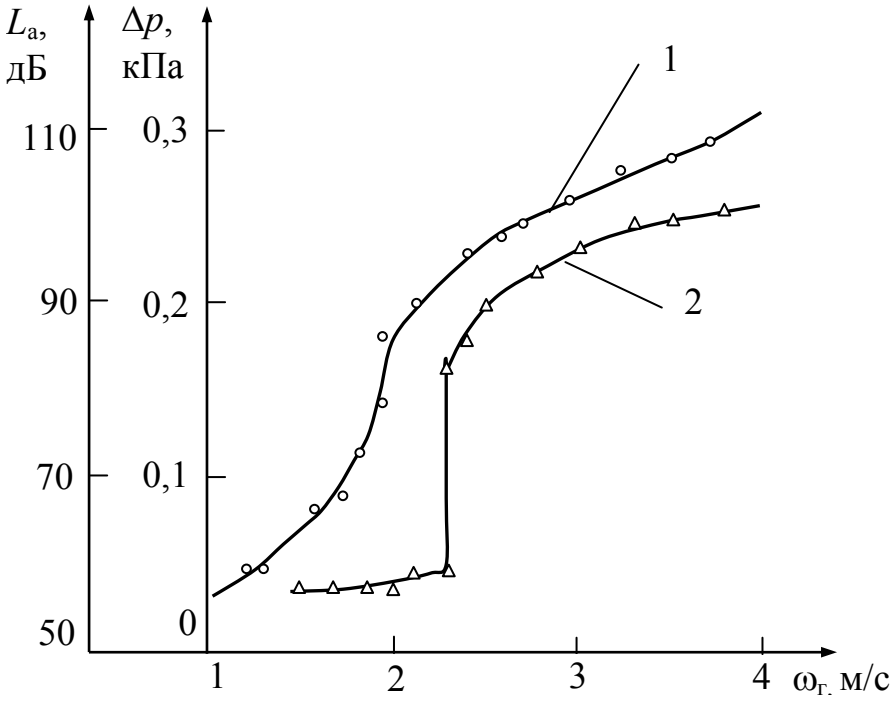



Рисунок 3.3 – Экспериментальные зависимости: 1 – кривая псевдоожижения $\Delta p = f(\omega_г)$; 2 – виброкривая $L_a = f(\omega_г)$

Режим при $\omega_{инв}$ практически сразу трансформируется в «верхнее» захлестывание ЭН, характерное для фиксированного слоя (рисунок 3.2б).

Значение $\omega_0'$ четко фиксируется на виброкривой $L_a=f(\omega_г)$ в виде прыжка ($\cong 20$ дБ или 30 %) и слабо выражено на кривой псевдоожижения (виброускорение стенок колонны определяется состоянием подвижных насадок) (рисунок 3.3).

Стационарному состоянию слоя соответствует практически неизменный уровень виброускорения ($L_a = 5{,}5\omega_г^{0{,}08}$). Процесс перехода ЭН к подвижному состоянию оказался значительно сложнее традиционного представления. При $\omega_г = \omega_0'$ образуются неустойчивые псевдостационарные состояния ЭН, характеризующиеся при неизменных нагрузках, периодическим движением отдельных ЭН (перестройка слоя с изменением различия). Их продолжительность колеблется от десятков секунд до нескольких минут. Изменяется структура слоя и колеблется задержка жидкости в нем, т.е. значение $\omega_0$ характеризуется некоторым диапазоном существования. Ширина этого диапазона зависит от степени первоначального уплотнения слоя, определяемого собственным весом ЭН и действием внешних нагрузок и вибраций. Например, для ЭН при $\rho_{эн}$=300 кг/м$^3$ и $d_{эн}$=0,037 м эта величина составляет 0,4 м/с.

Нами установлено, что элементы при $\rho_{эн} < 200$ кг/м$^3$ переходят в подвижное состояние, минуя захлебывание в стационарном состоянии; при $\rho_{эн} > 200$ кг/м$^3$ псевдоожижение осуществляется в условиях захлебывания расширяющегося псевдостационарного слоя; при $\rho_{эн} > 700$ кг/м$^3$ эта картина сохраняется при больших значениях $H_ж$, причем часть жидкости выносится за пределы слоя и располагается поверх его верхнего предела в виде слоя пены толщиной $H_п$ свыше 0,02 м.

Воздействие нагрузок по газу и жидкости на удерживающую способность слоя подвижной насадки при $H_{сн}$=0,1 м приведено на рисунке 3.4.

Можно сделать вывод о более сложном протекании процессов в трехфазной системе, чем предполагалось ранее. Приведем описание протекания процесса при варьировании плотности насадочного слоя.

1. При $\rho_{энI}$ ($\rho_{эн}$ < 200 кг/м$^3$) система переходит в стойкое псевдоожиженное состояние с незначительным накоплением жидкости в стационарном слое. Различия: малые значения $H_ж$, причем задержка жидкости практически не изменяется с ростом $\omega_г$ (рисунок 3.4а); наблюдается резкий рост динамической высоты $H_д$ с увеличением $\omega_г$, что приводит к увеличению общей высоты аппарата.

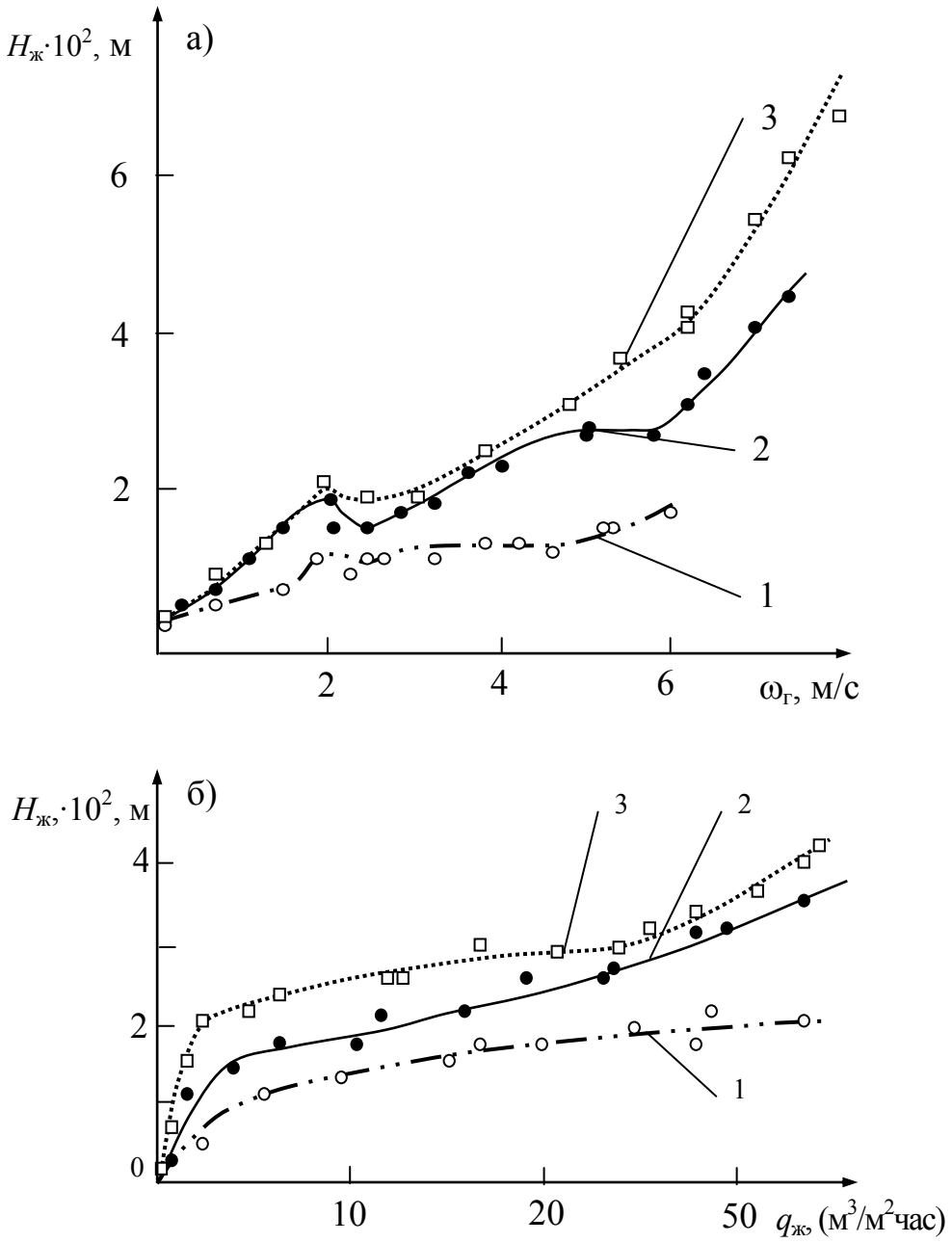



Рисунок 3.4 – Зависимость удерживающей способности слоя подвижной насадки от нагрузок по газу и жидкости при $H_{ст}$ = 0,1 м: а) $H_ж = f(\omega_г)$; б) $H_ж = f(q_ж)$. 1 – $\rho_{эн}$ =100 кг/м$^3$; 2 – $\rho_{эн}$ = 500 кг/м$^3$; 3 – $\rho_{эн}$ =800 кг/м$^3$

2. При $\rho_{энII}$ ($\rho_{эн}$ = 200…700 кг/м$^3$) началу псевдоожижения предшествует частичное захлебывание стационарного слоя; характер перехода определяет всѐ последующее поведение системы. Скорость начала захлебывания аппарата $\omega_з$ достаточно высока (≈6 м/с); унос жидкости из рабочей зоны $\Delta G_ж$ незначителен до достижения значения скорости $\omega_з$.

3. При $\rho_{энIII}$ ($\rho_{эн}$ > 700 кг/м$^3$) картина переходных процессов в целом аналогична указанным в п.2. Различия: дальнейший рост $H_ж$ сопровождает перераспределение общей массы жидкости за счет ее выноса из слоя насадки в расположенный над ней пенный слой; зафиксирован резкий рост $\Delta G_ж$ при $\omega_г > \omega_з$

На основе анализа полученных зависимостей влияния нагрузок по воде и газу на удерживающую способность слоя подвижной насадки при $H_{ст}$=0,1 м сделан вывод о том, что предпочтительным для реализации массообменных процессов представляется диапазон $\rho_{эн}$ = 200…700 кг/м$^3$, отличающийся широким рабочим участком скорости $\omega_г$, приемлемыми значениями уноса жидкости $\Delta G_ж$ и сравнительно небольшой динамической высотой слоя $H_д$.

Рассмотрим характерные режимы псевдоожижения:

• при 0 < $\omega_г$ ≤2,0 м/с – состояние системы стационарное с характерной локальной перестройкой структуры неподвижного слоя и некоторым ростом порозности. Линейный рост $H_ж$ ($\omega_г$) вплоть до скорости начала псевдоожижения $\omega_0'$ с прогрессирующим захлестыванием перестраиваемого неподвижного слоя.

• при 2,0 < $\omega_г$ ≤2,5 м/с – режим начального псевдоожижения (переходной режим). Отмечается характерный пик $H_ж$ при скорости газа $\omega_0'$ ( рисунок 3.4а) с последующим восстановлением до предыдущего значения; система неустойчива, часть слоя остается неподвижной и имеет место его периодическая перестройка. Задержка жидкости при $q_ж$ < 5 м$^3$/(м$^2$ч) (рисунок 3.4б) в режиме развитого псевдоожижения снижается до значений, характерных для неподвижного слоя. Это предел для градирен с подвижной насадкой (ГРН) связан с осушением слоя; здесь их эксплуатация нецелесообразна, несмотря на высокие значения времени нахождения жидкости в слое.

• при $2,5 < \omega_г \leq 6,0$ м/с наблюдается режим развитого псевдоожижения. Весь слой насадки подвижен, система однородна. Сравнение характеристик системы с аналогичным режимом для зоны $\rho_{энI}$ показывает, что новый характер перехода к подвижности сказался на поведении системы в целом: поддерживается состояние начального захлебывания. Однако, он с ростом $\omega_г$ не развивается в дальнейшем в развитое захлебывание благодаря компенсирующему механизму расширения слоя. Такая своеобразная ситуация начального захлебывания, поддерживаемого в широком диапазоне $\omega_г$, обеспечивает возможность устойчивой эксплуатации аппаратов с регулярной насадкой в режиме высоких нагрузок. В пределах описанного режима можно выделить участок $\omega_г \cong 4,7...6,0$ м/с, где зависимость $H_ж$ от $\omega_г$ отсутствует. Этот участок предшествует новому резкому росту $H_ж$.

• при $6,0 < \omega_г \leq 8,0$ м/с фактически это предыдущий режим с резким ростом составляющей захлебывания. Условно его можно назвать режимом захлебывания подвижного слоя, отметив существенное отличие от аналогичного режима при стационарной насадке. Если в последних условиях режим захлебывания означает практическую невозможность дальнейшей эксплуатации, то применительно к аппаратам с подвижной насадкой такая возможность сохраняется благодаря наличию пропускной способности аппарата по жидкости и достаточно высокой интенсивности протекания процессов.

В дополнение к описанию режимов можно выделить гидродинамические режимы работы АПН: 1) начальное псевдоожижение; 2) промежуточное псевдоожижение; 3) развитое (полное) псевдоожижение.

В режиме начального псевдоожижения наблюдается “фонтанирование”: в псевдоожиженное состояние переходят насадочные тела только в центральной части АПН, а у стенок они остаются неподвижными. Жидкость стекает по поверхности в виде пленки. Сопротивление слоя с увеличением скорости газа в этом режиме примерно постоянное.

В режиме промежуточного псевдоожижения пристеночные слои насадки приходят в движение и начинают перемещаться в ядро газового потока, но их движение у стенок заторможено. С увеличением концентрации насадки в

псевдоожиженом ядре возрастает количество удержанной в слое жидкости и его гидравлическое сопротивление. Причем, изменение расхода газа на 30% вызывает рост гидравлического сопротивления на 70% от первоначальных значений.

В режиме развитого псевдоожижения, поступающем при определенной для каждой плотности орошения скорости газа, пристеночный слой насадки разрушается, она полностью переходит в псевдоожиженное состояние, а газовый поток практически равномерно распределяется по всему сечению аппарата. При этом наблюдается хорошее перемешивание жидкости и пузырьков газа в объеме подвижного слоя. Некоторое увеличение сопротивления слоя в этом режиме обусловлено ростом количества удерживаемой им жидкости со скоростью газового потока. Жидкость в аппарате присутствует в основном в виде капель или газожидкостной структуры, близкой к пенной.

Важнейшими гидродинамическими характеристиками градирен с подвижной насадкой (ГРН), необходимыми для инженерного расчета, являются критические скорости ($\omega_0'$ ,$\omega_1$), расход напора в рабочей зоне ($\Delta p$), задержка жидкости ($H_ж$) и динамическая высота слоя ($H_д$). Эта информация позволяет выбрать рабочий режим тепломассообменного аппарата (ТМА), рассчитать высоту колонны и мощность вентилятора.

С учетом влияния $q_ж$ и $\rho_{эн}$ получены следующие зависимости для определения скорости, которая соответствует началу псевдоожижения:

$$\omega_0' = \frac{4320 \cdot \rho_{эн}^{-1,21} \cdot \omega_0}{4320\rho_{эн}^{-1,21} + q_ж^{(-1,25\cdot 10^{-4}\rho_{эн}+0,275)}}, \qquad (3.38)$$

Это уравнение справедливо при $200 \le \rho_{эн} \le 1000$ кг/м$^3$ и $5 \le q_ж \le 25$ м$^3$/(м$^2$ч).

Значение $\omega_1$ характеризует переход к развитому псевдоожижению, т.е. к однородно псевдоожиженному слою:

$$\omega_1 = 1{,}4 \cdot \omega_0'. \qquad (3.39)$$

Динамическая высота характеризуется средним значением колеблющегося уровня подвижной насадки (РН) и определялась визуально. В установившемся режиме эти колебания характеризуются постоянной амплитудой.

$$H_{д} = H_{ст} + H_{ст}\left(\omega_{Г} - \omega_0'\right)\left[16{,}2e^{-0{,}002\rho_{эн}-70d_{эн}} + 0{,}007q_{ж}\right]. \quad (3.40)$$

При $\omega_{г} = \omega_0'$ величина $H_{д}$=$H_{ст}$. Формула (3.40) справедлива для диапазона $q_{ж} \le 25$ м$^3$/(м$^2$ч); $H_{ст}$ = 0,5...0,2м; $\rho_{эн}$ = 90…1000 кг/м$^3$; $d_{эн}$ = 0,035…0,042 м.

Величина потерь напора газового потока $\Delta p$ определяет мощность электродвигателя вентилятора (без учета затрат энергии на сепарацию и потерь в коммуникациях). Традиционно пользуются соотношением ($\frac{\Delta p}{H_{ст}}$), но основной характеристикой слоя РН является его динамическая высота $H_{д}$. Комплекс ($\frac{\Delta p}{H_{ст}}$) приводит к искожению физической картины, поскольку, например, при $\rho_{эн}$ = 1000 кг/м$^3$ эта величина превышает $10^4$ Па/м. Это максимальное значение соответствует весу неподвижного слоя ЭН, в котором пустоты полностью заполнены жидкостью. Это должно привести при потерях более $10^4$ Па/м к обращенному прямотоку, что на практике не наблюдается даже при $\omega_{г}$ > 8 м/с. Поэтому следует пользоваться удельной динамической потерей напора, то есть величиной ($\frac{\Delta p}{H_{д}}$). Она состоит из динамического удельного веса ЭН ($\frac{g \cdot M_{эн}}{F_{к} \cdot H_{д}}$) и потерь напора $\Delta p_{д}$, характеризующих вклад в общую величину потерь напора задержанной жидкости и трения от перемешивания элементов в псевдоожиженном слое:

$$\Delta p = \Delta p_{д} H_{д} + \frac{g M_{эн}}{F_k},$$

$$\Delta p_{д} = 0{,}8 H_{ст}^{-0{,}65} \omega_{г} e^{1{,}85\cdot10^{-3}\rho_{н} + 1{,}56\cdot10^{-2} q_{ж} + 2{,}86}, \quad (3.41)$$

где $M_{эн}$ - масса слоя ЭН, кг/с; $F_k$ – площадь поверхности контакта фаз, м$^2$.

Уравнение (3.41) адекватно экспериментальным данным с среднеотносительной ошибкой 0,11 и справедливо в диапазонах: 0,05 ≤ $H_{ст}$ ≤ 0,2 м; $\omega_{о}$ < $\omega_{г}$ ≤ 4,5 м/с; 5 ≤ $q_{ж}$ ≤ 25 м$^3$/(м$^2$· ч); 200 ≤ $\rho_{эн}$ ≤ 1000 кг/м$^3$.

Повышение $H_{ст}$ приводит к снижению $\Delta p_д$, что свидетельствует об ухудшении качества псевдоожижения. Для элементов с $\rho_{эн}$ = 90 кг/м$^3$ величина $\Delta p_д$ не зависит от $\omega_г$; при $\omega_г = \omega'_0$ имеет место наименьшее отличие, которое было получено для разных плотностей $\rho_{эн}$. Более тяжелым ЭН соответствует большая величина $\Delta p_д$, совпадающая с физическими представлениями. При $q_ж < 5$ м$^3$/(м$^2$·ч) нарушается экспоненциальный характер уравнения (3.41).

**Выводы по разделу 3**

На основании проделанной работы в данном разделе можно сделать следующие выводы:

1. В связи с отменой действия типовых проектов градирен, а также применением новых материалов, схем, конструкций и технологических элементов с улучшенными свойствами при конструировании новых и реконструкции старых градирен, необходимо проведение технологических расчетов, в которых могут быть использованы приведенные функциональные зависимости $G^{к.у.}$, $\omega_г^{к.у.}$, $G_а$. Они позволяют, при ограниченной эмпирической информации о состоянии псевдоожиженного слоя, прогнозировать значение структурных характеристик – количество удерживаемой жидкости, величину поверхности контакта фаз, капельный унос при изменении конструктивных ($\rho_{эн}$, $d_{эн}$) и режимных ($\omega_г$, $q_ж$) параметров.

2. Эффективность процесса охлаждения оборотной воды в градирне значительно зависит от структуры потока жидкой и газовой фаз.

3. Важнейшими гидродинамическими характеристиками градирен с подвижной насыпной насадкой, необходимыми для инженерного расчета, являются критические скорости ($\omega'_0$ ,$\omega_1$), расход напора в рабочей зоне ($\Delta p$), задержка жидкости ($H_ж$) и динамическая высота слоя ($H_д$). Эта информация позволяет выбрать рабочий режим тепломассообменного аппарата (ТМА), рассчитать высоту колонны и мощность вентилятора.

4. Для аппаратов с подвижной насыпной насадкой, используемых на предприятиях пищевых производств, предпочтительным для реализации массообменных процессов представляется диапазон $\rho_{эн} = 200…700$ кг/м$^3$ и скорость $\omega_г$ до 6 м/с, что соответсвует приемлемыми значениями уноса жидкости $\Delta G_ж$ и сравнительно небольшой динамической высотой слоя $H_д$.

5. Предложены зависимости для определения критической скорости ($\omega'_0$ , $\omega_1$), расхода напора в рабочей зоне ($\Delta p$), задержки жидкости ($H_ж$) и динамической высоты слоя ($H_д$) в аппаратах с подвижной насыпной насадкой.

Основные научные результаты, изложенные в данном разделе, опубликованы в работах [84, 86, 89, 96, 97].

# РАЗДЕЛ 4
# СИНТЕЗ СИСТЕМ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОТЫ ОБОРОТНОЙ ВОДЫ БЕЗ ПОВЫШЕНИЯ ЕЕ ТЕМПЕРАТУРНОГО УРОВНЯ

Основными задачами теплоснабжения являются отопление, горячее водоснабжение и вентиляция. Температура оборотной воды, направляемой на охлаждение составляет обычно 35-45°С. Этот температурный уровень существенно ниже тех значений температуры теплоносителя, которые традиционно используются для решения названных задач теплоснабжения. Ниже последовательно рассмотрено решение вопроса об обеспечении возможности использования теплоты оборотной воды при имеющемся температурном потенциале для полного или частичного выполнения каждой из задач теплоснабжения.

## 4.1. Схемные решения использования теплоты оборотной воды без повышения температурного уровня для теплоснабжения

*Система «теплый пол»*

Для решения задач отопления используются разные температурные графики (значения температур на выходе из источника теплоты и входе в него). Системы отопления делятся на низко- и высокотемпературные. Традиционно в автономных системах отопления используется температурный режим, при котором температура подачи составляет +70…+80 °С, а температура обратки +60 °С. Даже для низкотемпературной системы отопления температурный график составляет 60/40 °С.

Поэтому температура воды, поступающей на охлаждение в оборотном цикле, недостаточна для использования в рамках классических решений. Каждое здание имеет вполне определенную отопительную характеристику и потому при существенном понижении температуры греющего теплоносителя необходимо соответствующее увеличение площади поверхности отопительных приборов. При

использовании радиаторов или конвекторов попытка перехода на температуру греющего теплоносителя 35-40°С привела бы к необходимости увеличения поверхности приборов в 5-10 раз, что обычно представляется невозможным в том числе и с архитектурной точки зрения.

Логичным решением этого противоречия является применение технологии «мягкого тепла», предусмотренной в европейском стандарте EN422. Максимальный уровень температуры пола в соответствии с правилами комплексной безопасности зданий, установленными СНиП 41-01-2003 «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха», варьирует в диапазоне +24…+31°С.

Классическая схема реализации этой технологии с использованием водогрейного котла представлена на рисунке 4.1. Котел в большинстве случаев нагревает воду до 70…90°С, для понижения температуры применяются смесительные узлы и термостатические трехходовые смесительные клапаны.

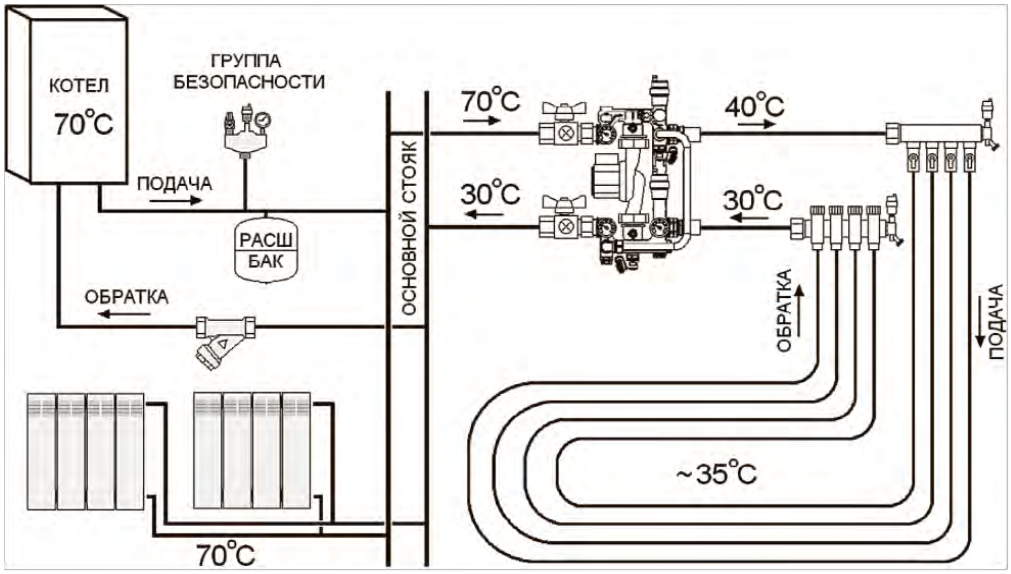



Рисунок 4.1 – Классическая схема системы «водяной теплый пол»

Схема подключения системы «водяной теплый пол» к центральному отоплению показана на рисунке 4.2. Самый важный компонент в этой системе –

коллекторная группа (6), отвечающая за распределение и смешивание потоков. Коллектор для теплого пола выполняет следующие функции:

- регулирование расхода теплоносителя: ротаметр позволяет перенаправлять теплоноситель, снизив его подачу в короткие петли и увеличивая в длинные контуры;
- регулирование температуры теплоносителя: осуществляется при помощи работы термодатчика (отслеживающего температуру воды), трехходового клапана, регулирующего подачу теплоносителя, и смесительного узла, в котором и происходит перемешивание теплоносителя различных температур;
- обеспечение безопасности системы: этот функционал обеспечивают воздухоотводчик, сливные краны для возможной эвакуации теплоносителя, а также отсекающие краны как на входе, так и на выходе.




Рисунок 4.2 – Система «водяной теплый пол»: 1 – центральная система отопления; 2 – трубы; 3 – теплоизоляция с мультифольгой; 4 – тепло-гидроизоляция; 5 – верхний слой покрытия пола; 6 – коллекторная группа

Для решения поставленной в рассматриваемом в данной работе случае предлагается часть идущей на охлаждение воды напрямую направлять в трубчатую систему теплого пола (рисунок 4.3).

Наиболее целесообразно прорабатывать такое техническое решение на стадии проектирования новых промышленных предприятий, в составе которых

используется система оборотного промышленного водоснабжения, для отопления административных зданий.

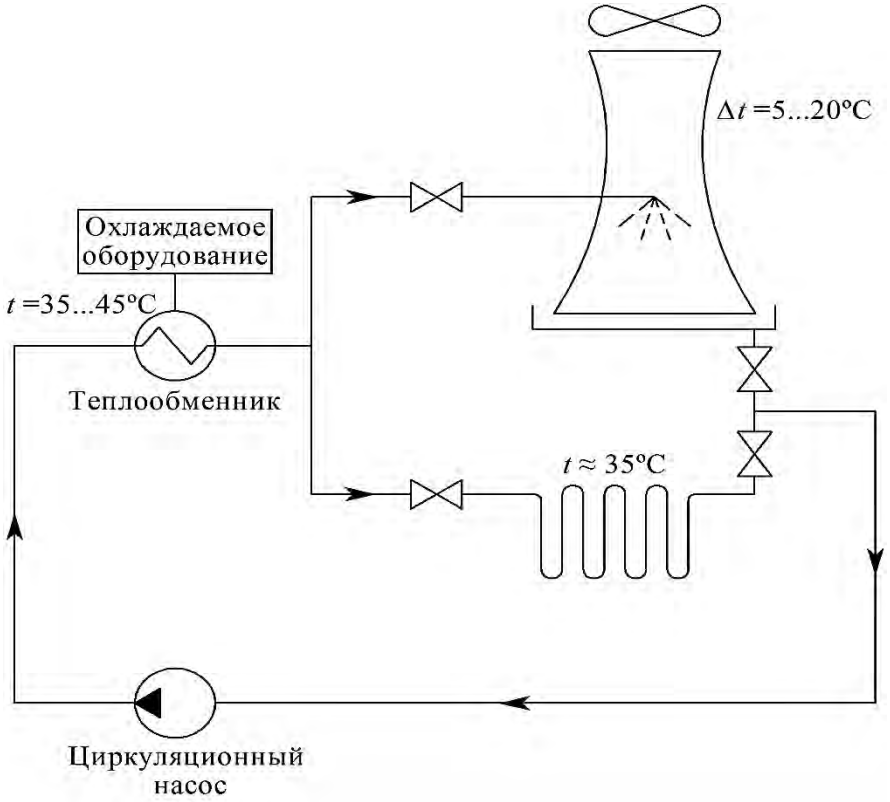



Рисунок 4.3 – Схема подключения системы «теплый пол» к системе оборотного водоснабжения

Для того, чтобы потребитель имел стабильное теплоснабжение через систему «теплый пол», в случае остановки параллельно подключенной градирни в схеме необходимо предусмотреть теплоаккумулятор.

*Система на базе вакуумных радиаторов*

Вакуумные радиаторы могут применяться как для индивидуальных домов с автономной системой теплоснабжения [163, 187], так и для многоквартирных домов, использующих централизованные источники. Для последних установка вакуумных радиаторов актуальна только при наличии поквартирных или общедомовых приборов учета. Данная разработка рассматривается как альтернатива распространенным алюминиевым и чугунным радиаторам, т.к. обеспечивает большую площадь нагрева за более короткий период времени

(таблица 4.1). Как отмечается, вакуумные приборы обеспечивают температуру в помещении на 2-3 градуса ниже, чем традиционные батареи, однако расходы на отопление дома снижаются в среднем на 17%. Применение вакуумных радиаторов дает экономию теплоносителя до 80% и за благодаря тепловой инерции процесс теплопередачи от теплоносителя к воздуху в помещении продолжается дольше.

Таблица 4.1 – Сравнительные показатели радиаторов для теплоснабжения

| Радиатор | Расход теплоносителя г/сек. | Температура теплоносителя, °С | Поверхность нагрева прибора в % за 2 мин. | Поверхность нагрева прибора в % за 4 мин. |
|---|---|---|---|---|
| Чугунный | 50 | 75 | 25 | 40 |
| Алюминиевый | 50 | 75 | 45 | 85 |
| Вакуумный | 50 | 75 | 70 | 100 |

Вакуумный радиатор представляет собой теплообменник, в котором циркулирует два вида жидкости (рисунок 4.4).

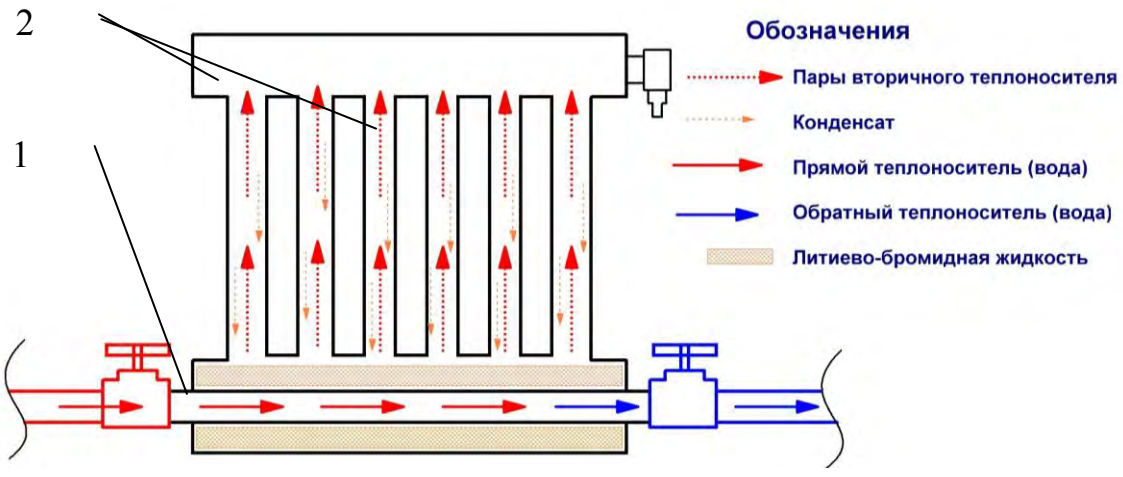



Рисунок 4.4 – Принципиальная схема вакуумного радиатора: 1 – коллектор с первичным теплоносителем; 2 – вертикальные секции радиатора со вторичным теплоносителем

В нижней части радиатора расположена горизонтальная труба (коллектор), по которой движется теплоноситель – вода или незамерзающая жидкость.

Непосредственно над трубой располагаются секции радиатора, пространство которых заполнено вакуумом, в котором содержится литиево-бромидная смесь или этанол. Особенностью литиево-бромидной смеси и этанола является то, что температура испарения этих веществ при нормальных условиях около +60°С, а при создании разреженной атмосферы (вакуума) внутри секций радиатора температурный порог снижается до +35°С.

Принцип действия таких радиаторов состоит в следующем: при протекании теплоносителя с температурой +35°С в коллекторе (1) происходит процесс теплообмена между теплоносителем и жидкостью, находящейся внутри радиатора. Литиево-бромидная жидкость закипает, поднимается вверх и равномерно распределяется в полости секции радиатора, затем, передав теплоту стенкам радиатора, конденсируется и стекает вниз, где опять закипает и поднимается. Благодаря этому вся поверхность радиатора прогревается за короткое время до температуры +35°С.

Исходя из принципа действия и конструкционных особенностей, можно выделить следующие преимущества теплообменного прибора:

- отсутствие воздушных пробок, отложений накипи, грязи непосредственно внутри радиатора;
- низкое гидравлическое сопротивление;
- полное отсутствие или минимальная коррозия;
- стабильная теплоотдача от первичного теплоносителя, т.к. на внутренней поверхности корпуса не оседает грязь;
- минимальное число резьбовых соединений, что делает маловероятными случаи возникновения протечек;
- нет необходимости проведения работ по промывке системы;
- широкий выбор теплоносителя: антифриз, вода, пар и др.

Температурный уровень оборотной воды, идущей от технологического оборудования, позволяет рассматривать ее в качестве первичного теплоносителя,

заполняющего коллектор вакуумных радиаторов. Схема подключения аналогична рисунку 4.3. Ввиду достаточно простой конструкции целесообразность данного решения определяется экономическим расчетом, приведенным в разделе 7.

## 4.2. Схемные решения использования теплоты оборотной воды без повышения температурного уровня для ступени предварительного подогрева воды в системах горячего водоснабжения

Согласно своду правил 30.13330.2016 «Внутренний водопровод и канализация зданий», составленному на основании СНиП 2.04.01-85, а также СанПиН 2.1.4.1074, СанПиН 2.1.4.2652, СанПиН 2.1.4.2496-09, СанПиН 2.1.4.2496, свод правил СП.13330.2020 «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха», ГОСТу Р 56779-2015 расчетное значение температуры горячей воды независимо от применяемой системы теплоснабжения должна быть не ниже 60°С и не выше 65°С [24-25, 151, 176].

Температурный уровень оборотной воды, направляемой на охлаждение, не позволяет нагревать водопроводную воду до заданной температуры. Однако, учитывая, что температура исходной водопроводной воды в течение года меняется в пределах 5-15°С, при помощи оборотной воды можно провести предварительный подогрев водопроводной воды.

Подобная техническая задача решается при реализации двухступенчатого подогрева воды в тепловых пунктах зданий, присоединенных к системе централизованного теплоснабжения. В этом случае предварительный подогрев водопроводной воды производится за счет использования теплоты обратной воды, идущей от теплоиспользующих установок в обратную магистраль. При этом решаются две задачи:

− во-первых, снижается расход сетевой воды, что способствует увеличению пропускной способности трубопроводов тепловой сети и снижению потребляемой сетевыми насосами электрической мощности;

− во-вторых, снижается температура воды в обратном трубопроводе, что уменьшает потери теплоты в наружных сетях, а при теплоснабжении от ТЭЦ способствует дополнительной выработке электрической энергии по теплофикационному циклу.

Теплообменник первой ступени устанавливается на обратном трубопроводе системы отопления последовательно с ней (рисунок 4.5). Он работает как экономайзер. В нем холодная вода с температурой +5 °С подогревается до 30-40°С. Затем подогретая вода подается во вторую ступень и догревается до требуемой температуры, обычно 60°С, горячим теплоносителем. Вторая ступень включается параллельно или последовательно системе отопления в зависимости от схемы.

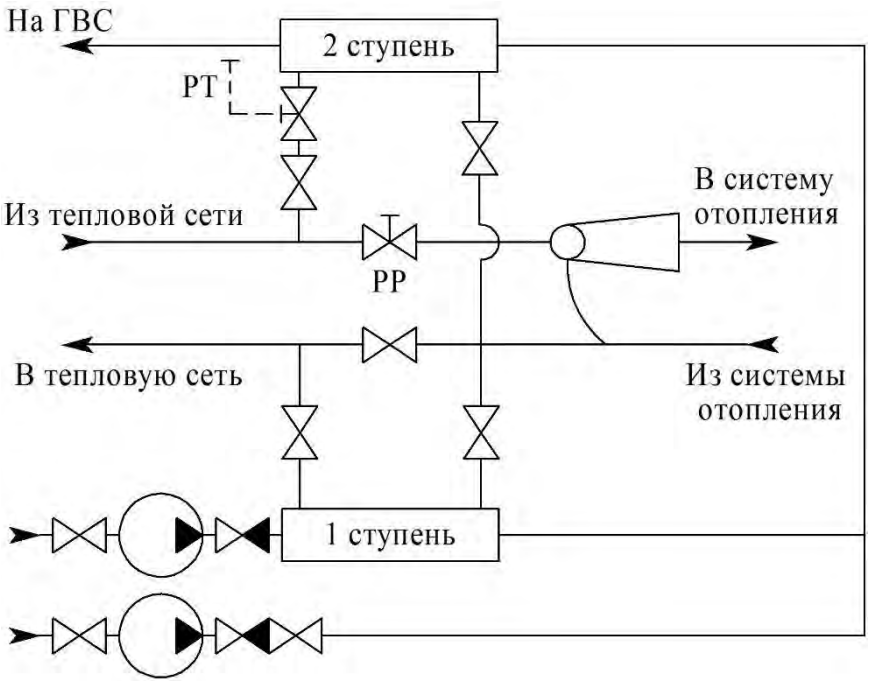



Рисунок 4.5 – Двухступенчатая последовательная схема присоединения к теплосети систем отопления и горячего водоснабжения [112]

Требования к температуре теплоносителя в отопительной системе производственного или общественного объекта регламентируются ДБН (В. 2.5-39 Тепловые сети) и СНиП 2.04.05 «Отопление вентиляция и кондиционирование», которые и устанавливают укладку, проектирование и использование инженерных систем.

Совершенно очевидно, что идея этого решения может быть легко переориентировано на решение задачи, рассматриваемой в данной работе. В теплообменнике первой ступени нагрев водопроводной воды будет производиться за счет использования теплоты оборотной воды, остальная часть схемы остается без изменений (рисунок 4.6). Расход воды на отопление является величиной постоянной и поддерживается регулятором расхода РР. Расход сетевой воды на ГВС – величина переменная. Постоянная температура горячей воды на выходе из подогревателя поддерживается регулятором температуры РТ в зависимости от ее расхода.

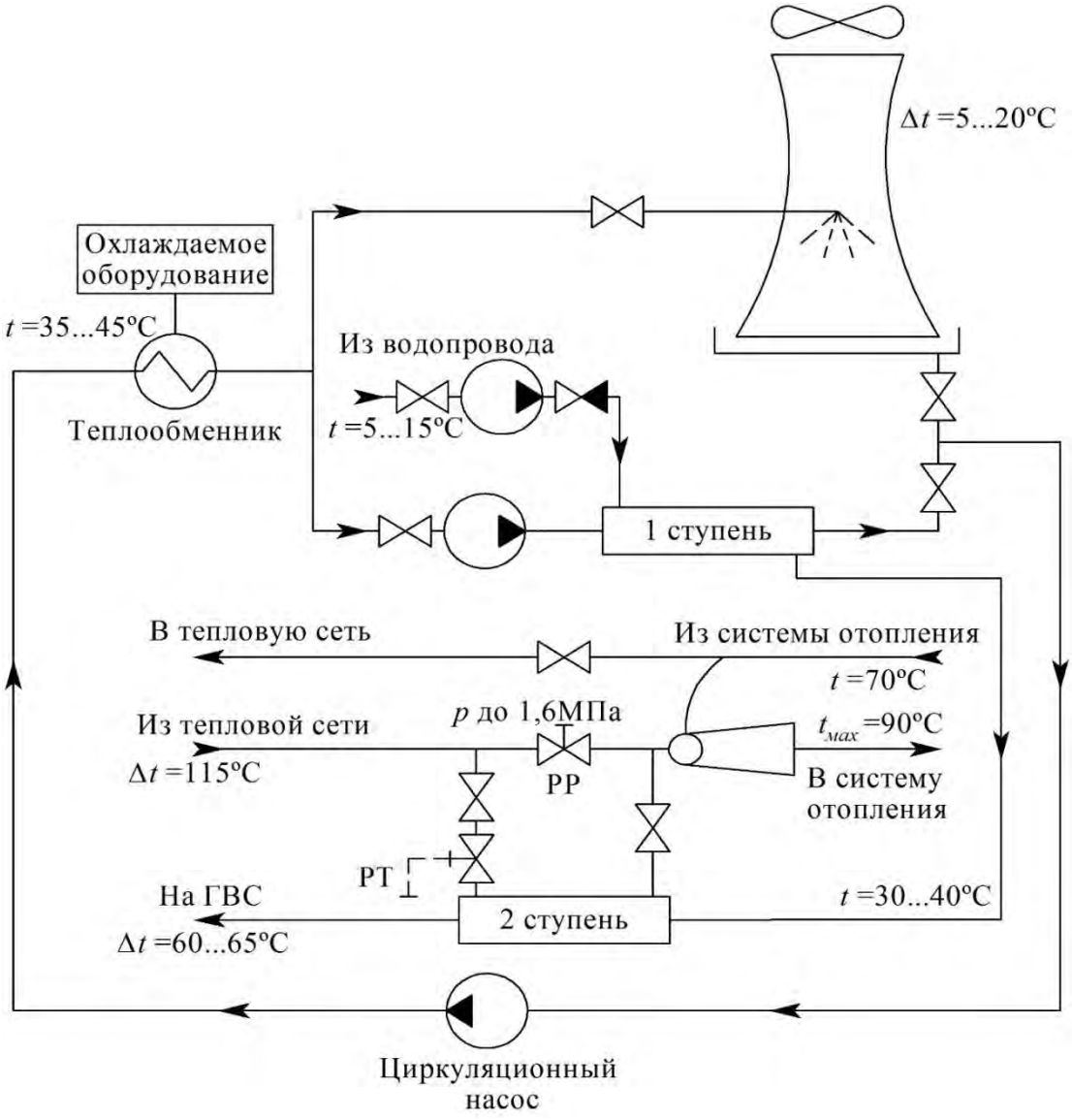
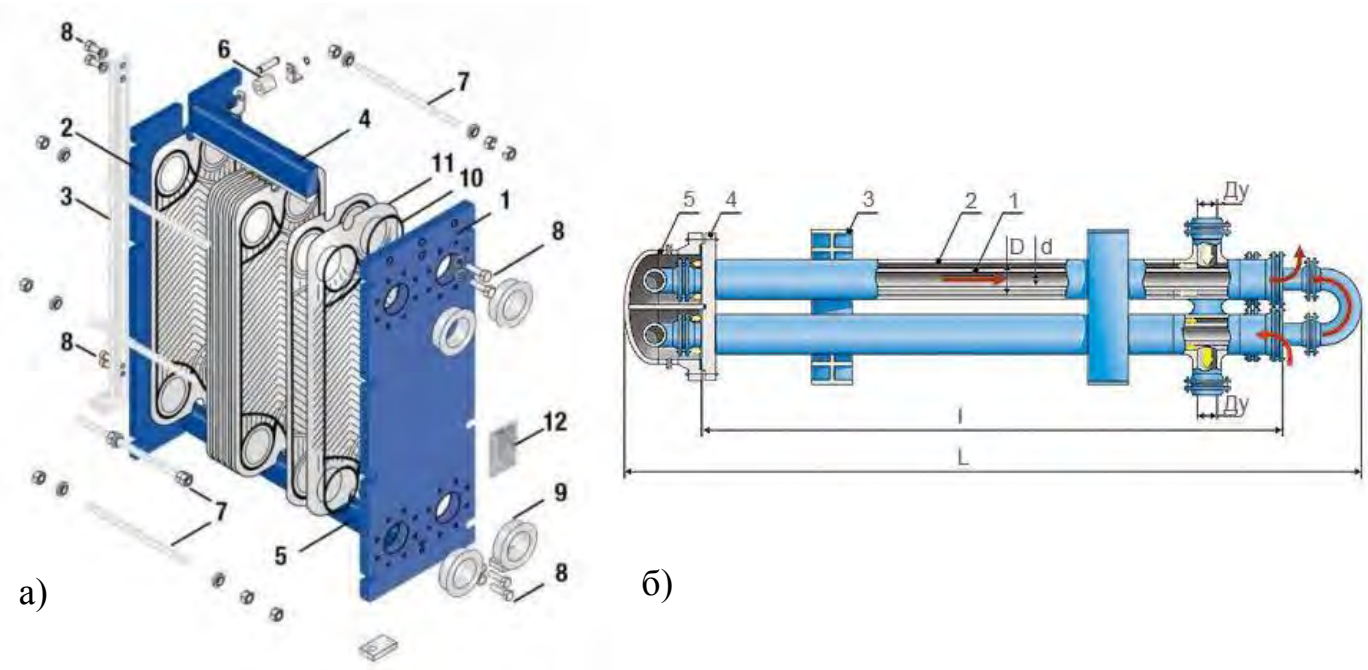



Рисунок 4.6 – Схема подключения системы горячего водоснабжения к системе оборотного водоснабжения

Достоинством схемы является независимый расход теплоты на отопление от потребности теплоты на ГВС. При этом наблюдаются колебания расхода сетевой воды на абонентском вводе, связанные с неравномерным потреблением воды на горячее водоснабжение, поэтому устанавливается регулятор расхода РР, поддерживающий постоянным расход воды в системе отопления.

Наиболее распространенные конструкции теплообменников первой ступени – рекуперативные ТОА типа «труба в трубе» (ТУ 3612-014-00220302-99. «Теплообменники «труба в трубе» [200]) и пластинчатые (ТУ У 28.2-32762338-003-2014 Теплообменники пластинчатые [205]) (рисунок 4.7).




а) б)

Рисунок 4.7 – Конструкция теплообменников первой ступени нагрева воды для ГВС: а) пластинчатый ТОА: 1 – основная плита; 2 – прижимная плита; 3 – опора; 4 – верхняя направляющая; 5 – нижняя направляющая; 6 – направляющий ролик; 7 – стяжные шпильки и гайки; 8 – крепежные болты; 9 – резиновые втулки; 10 – уплотнения; 11 – теплообменные пластины; 12 – табличка; б) ТОА типа «труба в трубе»: 1 – внутренняя труба; 2 труба кожуха; 3 – опора; 4 – решетка кожуховых труб; 5 – камера

К несомненным преимуществам указанных ТОА относятся: развитая теплообменная поверхность при небольшом обьеме; относительно небольшие массо-габаритные характеристики, высокая коррозионная стойкость, низкие теплопотери, высокий коэффициент теплопередачи ($k$>800Вт/(м$^2$К), простота монтажа и диагностики.

## 4.3. Схемные решения использования теплоты оборотной воды без повышения температурного уровня для систем вентиляции воздуха

Параметры микроклимата при отоплении и вентиляции помещений (кроме помещений, для которых метеорологические условия установлены другими нормативными документами) строго нормируются по ряду нормативных документов, например, по ГОСТ 30494 [39], ГОСТ 12.1.005 [36], СанПиН 2.1.2.1002 и СанПиН 2.2.4.548 для обеспечения метеорологических условий и поддержания чистоты воздуха в обслуживаемой или рабочей зоне помещений (на постоянных и непостоянных рабочих местах). Основные санитарно-гигиенические требования к вентиляции производственных помещений определены санитарными нормативами, а также строительными нормами и правилами СНиП 41-01-2003 «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха».

Для эффективной работы вентиляции важно, чтобы еще на стадии ее проектирования было предусмотрено выполнение ряда санитарно-гигиенических и технических требований. Так, температура приточного воздуха в помещении должна быть 18…22$^o$С (не ниже 12$^o$С), оптимальная относительная влажность – 40…60 % [36].

Стандартная комплектация вентиляционной установки включает воздуховоды, клапана воздушные, фильтры грубой, средней и тонкой очистки воздуха, калорифер, вентилятор, шумоглушитель и др.

Калориферы, используемые для подогрева уличного воздуха зимой, бывают электрическими, водяными или паровыми. В водяных калориферах теплоноситель – вода с температурой 70…95 °С.

Поскольку температура охлаждаемой оборотной воды выше заданной температуры воздуха, очевидно, что с ее помощью задача подогрева вентиляционного воздуха может быть решена. Однако поскольку температура охлаждаемой оборотной воды существенно ниже традиционно принятой температуры греющего теплоносителя, направляемого в калорифер, решение задачи по предложенному пути приведет к существенному увеличение требуемой поверхности теплообмена калорифера. Схема подключения калорифера центрального кондиционера к системе оборотного водоснабжения показана на рисунке 4.8.

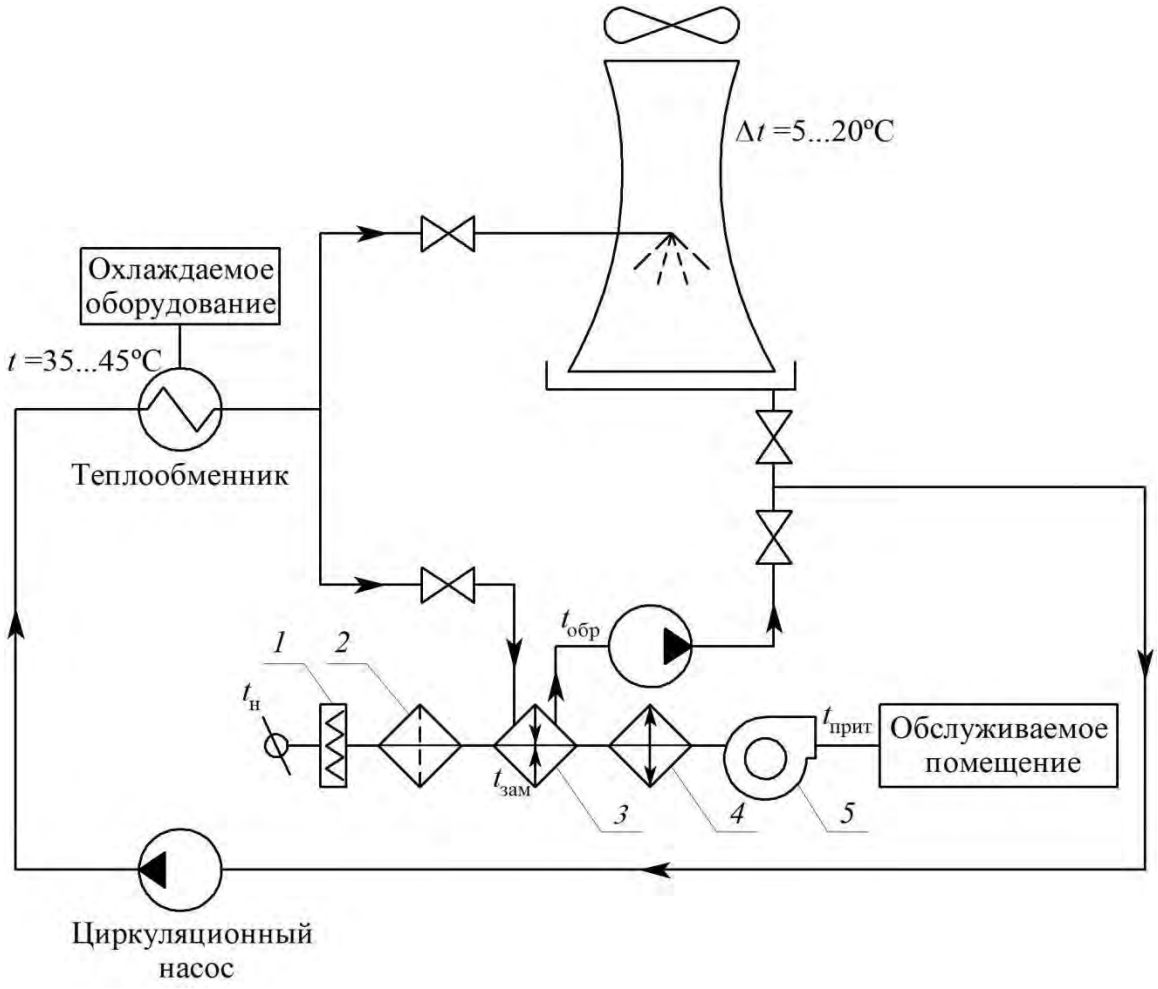



Рисунок 4.8 – Схема подключения калорифера центрального кондиционера к системе оборотного водоснабжения: 1 – направляющие решетки; 2 – фильтр; 3 – водяной калорифер; 4 – охладитель; 5 – вентилятор

Идея использования теплоты оборотной воды в калорифере центрального кондиционера может быть сфокусирована и на фанкойл, работающий в режиме обогрева.

Фанкойл – это агрегат, включающий теплообменник с вентилятором, фильтр, пульт управления (встроенный или выносной) (рисунок 4.9). Воздух из помещения подается вентилятором на теплообменник фанкойла, в котором он охлаждается или подогревается. Сегодня наиболее широкое применение нашли системы «чиллер-фанкойл».

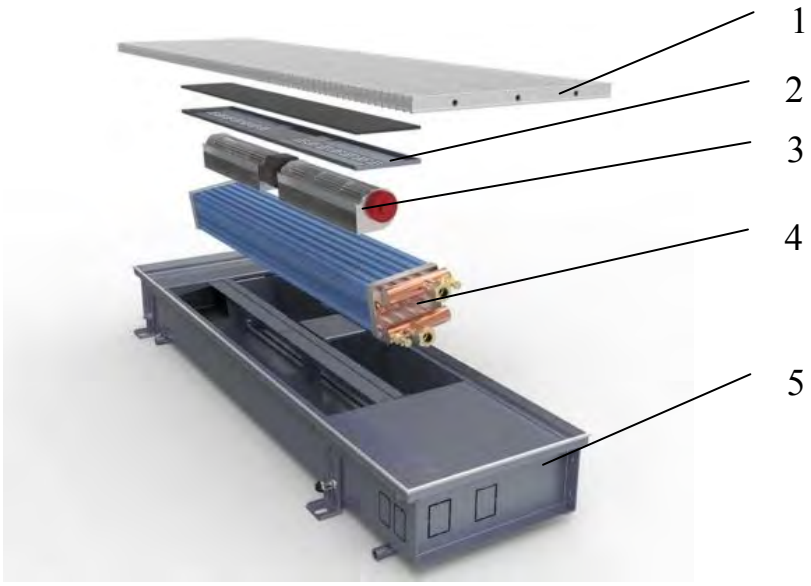



Рисунок 4.9 – Потолочный фанкойл: 1 – крышка; 2 – воздушные фильтры; 3 – вентилятор; 4 – водяной трубчатый теплообменник; 5 – корпус

По рекомендациям во избежание температурного расслоения воздуха в помещении, фанкойл не следует запитывать водой, температура которой превышает 65 °С. Использование воды с очень высокой температуре может вызывать поскрипывание, связанное с тепловым расширением компонентов (пластика и металла). Рабочий диапазон температуры воды, подаваемой на фанкойл 39…65 $^{o}$С, поэтому оборотная вода с температурой 35…45 $^{o}$С вполне может рассматриваться как теплоноситель. Позиция 3 на рисунке 4.8 может быть заменена на фанкойл.

## 4.4. Базовые показатели экономии вторичных энергоресурсов

Количество утилизированной теплоты:

$$Q_{\text{ут}} = G \cdot c \cdot (t_{\text{вх}} - t_{\text{вых}}), \tag{4.1}$$

где $G$ – массовый расход оборотной воды, кг/с; $c$ – удельная массовая теплоемкость воды, кДж/(кг·К); $t_{\text{вх}}$, $t_{\text{вых}}$ – значения температуры воды на входе и на выходе в оборудование (ТОА 1 ступени, теплый пол, калорифер, фанкойл), $^{o}$С.

Количество сэкономленного топлива, которое бы было использовано в рамках теплогенерирующей установки для выработки соответствующего количества теплоты:

$$B_{\text{т}} = \frac{Q_{\text{ут}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{уст}}}, \tag{4.2}$$

где $B_{\text{т}}$ – количество сэкономленного топлива, м$^3$/с; $Q_{\text{ут}}$ – количество утилизированной теплоты, кВт; $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ – низшая теплота сгорания природного газа, кДж/м$^3$; $\eta_{\text{уст}}$ – КПД теплогенерирующей установки.

Годовой экономический эффект от использования теплоты оборотной воды:

$$\text{Эк} = (\frac{V_{\text{т}} \cdot n \cdot 3600}{1000} \text{Ц}_{\text{т}} - \text{Д}), \tag{4.3}$$

где Эк – годовой экономический эффект, руб.; $\text{Ц}_{\text{т}}$ – цена топлива, руб./1000 м$^3$; $n$ – число часов в году, когда используется оборотная вода для работы установки; Д – дополнительные эксплуатационные затраты, связанные с использование теплоты оборотной воды, руб./год

Срок окупаемости:

$$\text{Т}_{\text{ок}} = \frac{\text{Инв}}{\text{Эк}}, \tag{4.4}$$

где Инв – объем инвестиций на создание и введению в эксплуатацию установки по использованию теплоты оборотной воды, руб.

Данные показатели учтены при технико-экономической оценке предлагаемых решений в разделе 7.

**Выводы по разделу 4**

1. Использование систем оборотного водоснабжения относится к первостепенным направлениям экологизации промышленных предприятий и рационального развития энергетического хозяйства.

2. В работе приведены примеры использования теплового потенциала воды в цикле оборотного водоснабжения без повышения ее температурного уровня для решения задач теплоснабжения.

3. Обосновано, что для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения могут быть использованы стандартные аппаратные и технологические решения путем их использования по предложенной в диссертации схеме, а именно:

- для задач отопления в наибольшей мере подходит технология «теплый пол» при запитке нагревательных элементов напрямую оборотной водой, идущей на охлаждение, и реализации количественного регулирования;

- для горячего водоснабжения целесообразно использование двухступенчатой системы нагрева таким образом, чтобы в теплообменнике первой ступени в качестве греющего теплоносителя выступала не вода, отработавшая в отопительных приборах, а идущая на охлаждения оборотная вода;

- при решении задач вентиляции возможно обеспечение полного нагрева вентиляционного воздуха путем создания калорифера с поверхностью теплообмена в несколько раз превышающей эту величину для стандартного калорифера (в связи с намного меньшей величиной среднелогарифмического температурного перепада, возникающей при использовании охлаждаемой оборотной воды вместо стандартного теплоносителя). Либо по аналогии с двухступенчатой системы подогрева водопроводной воды можно обеспечить предварительный нагрев воздуха в сравнительно небольшом калорифере с использованием теплоты оборотной воды и завершить нагрева воздуха в теплообменнике второй ступени с использованием стандартного теплоносителя. Также обоснована возможность прямого использования теплоты оборотной воды для реализации воздушного отопления зданий при помощи фанкойлов.

Основные научные результаты, изложенные в данном разделе, опубликованы в работе [82].

# РАЗДЕЛ 5
# МОДЕЛИРОВАНИЕ СИСТЕМ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОТЫ ОБОРОТНОЙ ВОДЫ НА БАЗЕ ПАРОКОМПРЕССИОННЫХ ТЕПЛОНАСОСНЫХ УСТАНОВОК

## 5.1. Особенности расчета и прогнозирования работы парокомпрессионных теплонасосных установок, работающих на хладагентах четвертого поколения

5.1.1. Анализ метрических оценок работы теплоутилизационных установок: поиск компромисса между энергетикой, экономикой и экологией

Исследования, основанные на энергетическом и эксергетическом анализе, необходимы для эффективного использования энергетических ресурсов для различных систем [19, 65, 71, 150, 203, 208, 234, 237, 253, 266, 317].

В большинстве работ анализ теплонасосных систем основан на первом законе термодинамики, т. е. на тепловом балансе термодинамической системы без учета потерь и необратимости процессов [111]:

$$q_{\text{И}} + l_{\text{сж}} = q_{\text{КД}} = q_{\text{ТН}} \ , \tag{5.1}$$

где $q_{\text{И}}$ – удельная теплота, отводимая в испарителе от низкопотенциального источника, кДж/кг; $l_{\text{сж}}$ – удельная работа сжатия компрессора, кДж/кг; $q_{\text{КД}} = q_{\text{ТН}}$ – удельная теплота, отводимая в конденсаторе к высокопотенцильному источнику (теплопроизводительность), кДж/кг.

Общепринятым показателем энергетической эффективности применения парокомпрессионных тепловых насосов является критерий термодинамического совершенства системы – коэффициент теплотрансформации или коэффициент производительности (*COP,* $\mu_{\text{тн}}$), равный отношению полной теплопроизводительности к полному энергопотреблению [169, 221]:

$$\mu_{\text{ТН}} = \frac{q_{\text{КД}}}{l_{\text{сж}}} = \frac{q_{\text{ТН}}}{l_{\text{сж}}} \tag{5.2}$$

По рекомендациям Международного Института Холода в качестве эталона всех установок, работающих по обратному циклу, принят обратный обратимый цикл Карно, для которого коэффициент теплотрансформации имеет максимальное значение в заданном диапазоне температур:

$$COP_{\text{КАРНО}} = \frac{T_{\text{ВТИ}}}{T_{\text{ВТИ}} - T_{\text{НТИ}}}, \tag{5.3}$$

где $T_{\text{ВТИ}}$ и $T_{\text{НТИ}}$ – значения температуры высокопотенциального и низкопотенциального источников, соответственно, К.

Термодинамический анализ цикла теплового насоса проводится при сравнении действительного цикла с теоретическим для определения необратимостей и поиска путей их минимизации.

В парокомпрессионном тепловом насосе имеют место следующие необратимости:

- необратимость в процессе сжатия в компрессоре;

- необратимость в процессе дросселирования;

- необратимости в процессах теплообмена между рабочим веществом и внешними источниками теплоты при подводе и отводе теплоты в цикле.

Определение степени термодинамического совершенства цикла является важным этапом энтропийно-циклового метода термодинамического анализа циклов холодильных машин и тепловых насосов.

Степень термодинамического совершенства определяется как для теоретического (5.4), так и для действительного (5.5) циклов:

теоретическая степень термодинамического совершенства

$$\gamma_{\text{теор}} = \frac{COP_{\text{теор}}}{COP_{\text{КАРНО}}}, \tag{5.4}$$

действительная степень термодинамического совершенства

$$\gamma_{\text{дейст}} = \frac{COP_{\text{дейст}}}{COP_{\text{КАРНО}}}. \tag{5.5}$$

При формировании алгоритма расчета были приняты методики термодинамического анализа среднетемпературной ПТНУ с РТО по [111] и эксергетического анализа по [19, 202].

Термодинамический анализ, базируемый на понятии энтропии, ее количественном изменении и необратимости процессов не раскрывает качественную составляющую энергии, так как не учитывает свойства окружающей системы среды и необратимость процессов внутри системы.

Второй закон термодинамики вводит понятие эксергии, как удобного инструмента для анализа как количества, так и качества используемой энергии. Баланс эксергии подобен балансу энергии, но имеет фундаментальное отличие в том, что энергетический баланс является утверждением закона сохранения энергии, а эксергетический баланс, применяемый к процессам, показывает, какая часть входящей в систему эксергии была использована (безвозвратно потеряна) системой, т.е. эксергия может рассматриваться как утверждение закона деградации энергии.

Эксергетический метод, составленный на основе первого и второго законов термодинамики, позволяет выполнить как относительную (эксергетический КПД), так и абсолютную оценку степени термодинамического совершенства системы [19, 65, 66, 134, 325]. При анализе учитывают затраченную эксергию и получаемый при этом эксергетический КПД. Задача состоит в том, чтобы подведенная эксергия в анализируемую систему была минимальной и реализовывалась с максимально возможным эксергетическим КПД.

Поскольку в теплонасосных установках приходится иметь дело с непрерывным потоком рабочего тела (хладагентов), для удобства анализа этих установок представляется целесообразным оперировать понятием эксергии системы для случая, когда процессы в этой системе совершаются в потоке [124, 332].

Эксергия  определяется как максимальное количество работы, достижимое при переводе потока вещества из исходного состояния в мертвое посредством процессов, в ходе которых поток может взаимодействовать только с окружающей

средой. В идеальном процессе преобразования энергии эксергия не теряется, но в любом реальном процессе имеют место потери эксергии, и в этом основное отличие энергии от эксергии [19].

Эксергия теплового потока является работой, получаемой в цикле Карно, если приемник теплоты – окружающая среда. Определение эффективности тепловых циклов на основе эксергии, а не работы, позволяет сравнивать установки, работающие в разных условиях окружающей среды.

Значение удельных эксергий хладагента в характерных точках процесса определяются по формуле Гюи–Стодолы [19]:

$$e_i = (h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0), \tag{5.6}$$

где $h_0$, $s_0$ – энтальпия и энтропия хладагента при параметрах окружающей среды $T_0$=303К, $p_0$ = 0,1МПа.

При анализе термодинамических циклов в качестве $T_0$ была принята температура источника низкопотенциальной теплоты, как среда, обладающая неограниченной теплоемкостью [169].

Основные выводы по усовершенствованию энергопреобразующих систем, к которым также относятся ПТНУ, формулируются на основании анализа величины потери эксергии в компоненте и эксергетического КПД системы в целом.

Уравнение эксергетического баланса через удельные величины для ПТНУ:

$$\sum d = e_{\text{вх}} - (\sum e_{\text{вых}} + \Delta e), \tag{5.7}$$

где $\Delta e$ – приращение эксергии системы между начальной и конечной точками процесса, кДж/кг; $\sum e_{\text{вх}}$ и $\sum e_{\text{вых}}$ – суммы входящих и выходящих потоков эксергии, соответственно, кДж/кг; $\sum d$ – сумма потерь эксергии, кДж/кг.

Эксергетический КПД ($\eta_e$) характеризует степень необратимости реальных процессов и циклов, протекающих в различном теплотехническом оборудовании.

$$\eta_e = \frac{\sum e_{\text{вых}}}{\sum e_{\text{вх}}} = \frac{\sum e_{\text{вх}} - \sum d_i}{\sum e_{\text{вх}}} = 1 - \frac{\sum d_i}{\sum e_{\text{вх}}}. \tag{5.8}$$

Для обратимых процессов потери эксергии $\Sigma d$ =0 и эксергетический КПД $\eta_e$ = 1, для необратимых $\Sigma d > 0$ и $\eta_e < 1$. Таким образом, потери эксергии характеризуют необратимость происходящих в системе процессов.

К показателям, характеризующим работу ПТНУ, так же относятся:

Экологический коэффициент преобразования (теплотрансформации):

$$ECOP = \frac{q_{\text{ТН}}}{\sum d_i}. \tag{5.9}$$

Функция *ECOP* является относительно новой (предложена в 2004г.) и является инструментом для экологической оценки воздействие тепловых машин на окружающую среду. Она показывает соотношение между ожидаемым эффектом (теплопроизводительность теплового насоса) и потерей (рассеиванием) эксергии. Величина *ECOP* всегда имеет положительные значения.

Индекс эксергетической устойчивости [317]:

$$\text{ИЭУ} = \frac{1}{\eta_e} - 1. \tag{5.10}$$

Термодинамический анализ цикла является той базой, на которой можно решать более сложные задачи, например, проводить термодинамическую и термоэкономическую оптимизацию, синтезировать новые схемные решения.

В процессе выбора хладагента в основном используются три экологических показателя (рисунок 5.1).

Хотя каждый из показателей служит одной и той же цели – количественной оценки воздействия хладагентов на глобальное потепление, их использование может привести к разным выводам. Поэтому для корректного проектирования, эксплуатации и прогнозирования работы парокомпрессионных систем неотъемлемым этапом должна быть оценка ее влияния на климат за весь срок эксплуатации. Ниже приведена подробная характеристика каждого показателя и их взаимная сравнительная характеристика.

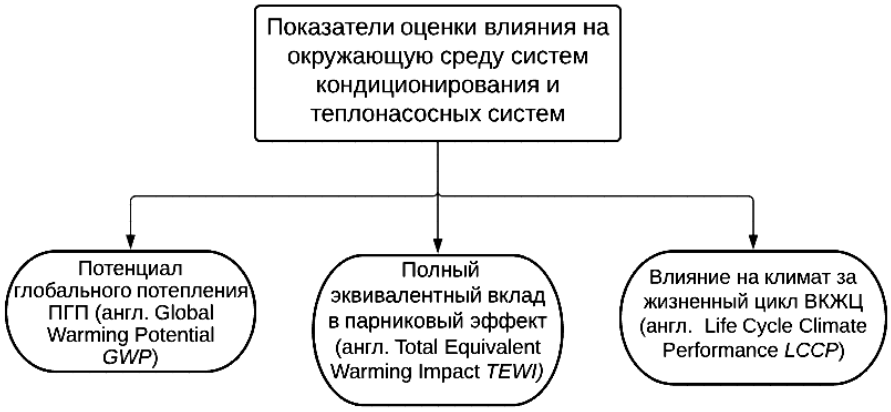



Рисунок 5.1 – Современные экологические показатели, характеризующие влияние на окружающую среду систем кондиционирования и теплонасосных установок

Потенциал глобального потепления ПГП (англ. *Global Warming Potential* – *GWP*) – это теплота, поглощаемая любым парниковым газом в атмосфере, кратная количеству теплоты, которое может быть поглощено той же массой диоксида углерода ($CO_2$). Для $CO_2$ *GWP* равен 1. Для других газов это зависит от газа и временных рамок. Значения *GWP* оцениваются и обновляются для каждого временного интервала по мере улучшения методов.

Чем больше *GWP*, тем больше конкретный газ нагревает Землю по сравнению с $CO_2$ за этот период времени. Оценки значений *GWP* за 20 и 100 лет периодически включаются в отчеты Межправительственной группы экспертов по изменению климата. *GWP* представляют собой общую единицу измерения, которая позволяет аналитикам суммировать оценки выбросов различных газов (например, для составления национального кадастра парниковых газов) и позволяет разработчикам политики сравнивать возможности сокращения выбросов по секторам и газам.

*GWP* зависит от следующих факторов: поглощение инфракрасного излучения данным газом, спектральное положение его поглощающих длин волн, время жизни газа в атмосфере. Высокий *GWP* коррелирует с большим поглощением инфракрасного излучения и длительным временем жизни в

атмосфере. Зависимость *GWP* от длины волны поглощения более сложна. Даже если газ эффективно поглощает излучение на определенной длине волны, это может не сильно повлиять на его *GWP*, если атмосфера уже поглощает большую часть излучения на этой длине волны. Значения *GWP* хладагента приводятся в специализированной литературе [147].

Полный эквивалентный вклад в парниковый эффект (англ. *Total Equivalent Warming Impact TEWI*) – эталон для оценки общих выбросов. Данный параметр имеет хорошо стандартизированный метод расчета, который описан, например, в европейском стандарте EN-378-1-2014 «Холодильные системы и тепловые насосы - Требования безопасности и окружающей среды. Основные требования, определения, классификация и критерии выбора» [47].

Помимо прямого воздействия хладагента (которое оценивается с помощью *GWP*), любая система или процесс, требующий подвода энергии, косвенно влияет на окружающую среду путем эмиссии $CO_2$ в процессе производства этой энергии.

*TEWI* является показателем для оценки парникового эффекта путем сочетания прямого вклада от выбросов хладагентов в атмосферу и косвенного вклада от выбросов углекислого газа и других газов, образующихся при выработке энергии, необходимой для работы холодильной системы в течение всего срока ее эксплуатации [334]:

$$TEWI = GWP \cdot m_{\text{х.а.}} \cdot L_{\text{год}} \cdot n + GWP \cdot m_{\text{х.а.}} \cdot (1 - \alpha_{\text{ут}}) + E_{\text{год}} \cdot \beta \cdot n, \qquad (5.11)$$

где *GWP* – потенциал глобального потепления хладагента по отношению к $CO_2$ ($GWP_{CO2}$=1), кг$CO_2$/кг; $m_{\text{х.а.}}$ – масса хладагента в установке, кг (из т/д расчета); $\alpha_{\text{ут}}$ – величина утилизации хладагента (эмиссия) из установки, от 0 до 1; $L_{\text{год}}$ – величина утечек хладагента в течение года, % (2-5% от заправки); $n$ – средний срок работы установки, лет (мин 15 лет); β – коэффициент косвенных выбросов - масса выделяющегося при производстве 1 кВт·ч электроэнергии диоксида углерода, кг·$CO_2$ /(кВт·ч) (0,165 кг·$CO_2$ /(кВт·ч) ; $E_{\text{год}}$ – годовое энергопотребление, кВт·ч/год.

Показатель *TEWI* предназначен для расчета полного влияния процессов искусственного охлаждения на парниковый эффект. Этот показатель учитывает как прямое влияние на парниковый эффект хладагента, если имеет место его утечка, так и косвенное воздействие холодильной системы вследствие потребления ею энергии, используемой для энергоснабжения установки при ее нормальной работе в течение всего срока ее эксплуатации.

Прямые выбросы включают ежегодную утечку хладагента и утечки, вызванные катастрофами; косвенные выбросы связаны с жизненным циклом хладагента, с производством и транспортировкой системы и хладагента. Показатель *TEWI* более показателен, чем *GWP*, но он не принимает во внимание все сопутствующие косвенные выбросы.

Показатель «влияние на климат за жизненный цикл» (англ. *Life Cycle Climate Performance – LCCP*) - был разработан в 1999 г. экспертом, работающим в Агентстве по охране окружающей среды США и членом Группы по Монреальскому протоколу по технологии и экономической оценке, который заметил, что *TEWI* игнорирует значительные выбросы нежелательного гидрофторуглерода (HFC) - 23, побочного продукта гидрохлорфторуглерода. В 2005 г. совместный комитет Межправительственной группы экспертов ООН по изменению климата МГЭИК и ГТОЭО одобрили показатель *LCCP* для использования при оценке низкоуглеродного холодильного оборудования и оборудования кондиционирования воздуха.

На практике расчет *LCCP* сложнее, чем *TEWI*, и предназначен для предоставления целостной картины воздействия установки на окружающую среду. *LCCP* рассчитывается как сумма прямых и косвенных эмиссий системы за весь период существования системы «от колыбели до могилы» (рисунок 5.2).

Параметр *LCCP* определяется по следующим формулам:

*LCCP* = прямое воздействие *(DE)*+ косвенное воздействие (*IE*). (5.12)

$$DE = m_{\text{х.а.}}(n \cdot L_{\text{год}} + EOL)(GWP + adp.GWP), \quad (5.13)$$

где $m_{х.а.}$ – масса хладагента в установке, кг (из т/д расчета); $n$ – средний срок работы установки, лет (мин 15 лет); $GWP$ – потенциал глобального потепления хладагента по отношению к $CO_2$ ($GWP_{CO2}$=1), кгCO2экв/кг; $L_{год}$ – величина утечек хладагента в течение года, % от заправки (2-5 %); $EOL$ – остаток хладагента на конец срока службы, % от заправки (принимаем 15% от заправки); $adp.GWP$ – адаптационный потенциал глобального потепления хладагента, кг$CO_{2экв}$/кг (по табл. для R1234yz =3,3, R600a=1,7, R=1336mzz=3,1).

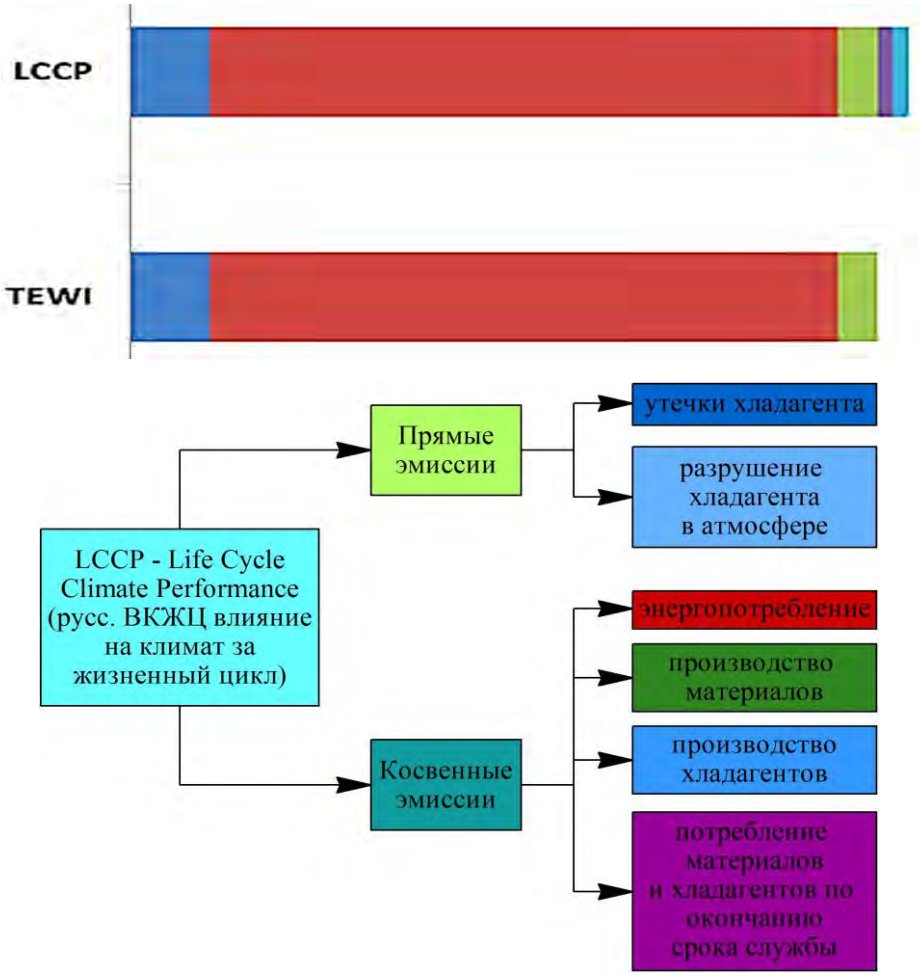



Рисунок 5.2 – Визуальное сравнение параметров *TEWI* и *LCCP*

$$IE = n \cdot E_{год} \cdot EM + \sum(m \cdot MM) + \sum(m_{пм} \cdot RM) + m_{х.а.}(1 + n \cdot L_{год}) \cdot RFM) + \\ + m_{х.а.} \cdot (1 - EOL) \cdot RFD \quad , \qquad (5.14)$$

где $E_{год}$ – годовое энергопотребление, кВт·ч/год; $EM$ – эмиссия $CO_{2.}$, приходящаяся на 1 кВт·ч энергии, (кг$CO_{2экв}$ /(кВт·ч); (0,54…0,86 кг

$CO_{2ЭКВ}$/(кВт·ч); $m$ – масса установки, кг; $MM$ – эмиссии $CO_2$ при производстве материалов, кг $CO_{2\ ЭКВ}$/кг; $m_{пм}$ – масса переработанного материала (вторсырья), кг; $RM$ – эмиссии $CO_2$ при производстве вторсырья, кг$CO_{2экв}$ /кг; $EOL$ – остаток хладагента на конец срока службы, % от заправки (принимаем 15% от заправки); $RFM$ – эмиссии при производстве хладагента, кг$CO_{2экв}$ /кг; $RFD$ – эмиссии при уничтожении хладагента, кг $CO_{2\ ЭКВ}$/кг.

Методика определения *LCCP* – очень гибкий инструмент, применяемый к любому типу стационарных холодильных систем, систем кондиционирования и тепловых насосов, использующих парокомпрессионный цикл и потребляющих электроэнергию из электросетей. Различные системы можно сравнивать, если расчеты производятся с одинаковыми допущениями и в соответствии с предложенным методом расчета.

Эта методология использована для сравнения различных опций для снижения общих эмиссий теплонасосной установки в течение срока ее службы. Результаты по *TEWI и LCCP,* полученные для среднетемпературной ПТНУ, приведены в п. 5.3.

В настоящее время нет общепризнанной методики экономических обоснований эффективности применения тепловых насосов. Ее разработка во многом осложнена отсутствием единой типовой методики технико-экономических расчетов, утвержденной на государственном уровне. Применяемая сейчас при составлении бизнес-планов методика ПРООН (Программа Развития Организации Объединенных Наций) оперирует критериями чистой дисконтированной прибыли и связывает выбор того или иного технического решения с экономическим интересом инвестора, ставя этот выбор в зависимость от существующей на данный момент налоговой системы, тарифной и ценовой политики, таможенного законодательства и других факторов, которые с течением времени могут меняться.

Для дальнейшей оценки и выбора «желательного» хладагента для рассматриваемой ПТНУ был использовали метод многокритериальной оптимизации, который широко применяется в социологии, экономике, медицине

[117, 220, 226, 250, 263], с использованием вышеуказанных экологических параметров.

5.1.2. Метод многокритериальной оптимизации

Алгоритм многокритериального сравнительного анализа реализуется следующим образом.

Прежде всего, выполняется термодинамический расчет характеристик цикла ПТНУ для заданных условий, формируется набор параметров, которые подлежат оценке.

Задача сводится к опредлению обобщенного безразмерного критерия $D_{\text{х.а.абс}}$. (формулы (5.15)-(5.18)), который сводит все оценки по отдельным критериям в единую числовую оценку.

$$D_i^{\min} = \min D_j(X_j^0) = K_i(X_i^0), \quad i = 1...n; \quad D_i^{\max} = \max D_j(X_j^0), \quad i = 1...n. \tag{5.15}$$

$$\mu_{Ki}(X) = \begin{cases} 0, & \text{если } D_i(X) > D_i^{max} \\ \dfrac{D_i^{max} - D_i}{D_i^{max} - D_i^{min}} & \text{если } D_i^{min} < D_i \le D_i^{max}, \\ 1, & \text{если } D_i(X) \le D_i^{min} \end{cases} \tag{5.16}$$

Для каждого критерия выбрано «желаемое» значение критерия $D_i=D_{max}$ и $D_i=D_{min}$. Значение $D_i$ зависит от конкретного значения каждого термодинамического параметра.

Если абсолютное значение параметра должно стремиться к минимальному значению, то $D^0_{\text{х.а.абс.}}$ можно получить из уравнения (5.17):

$$D^0_{\text{х.а.абс.}} = \frac{D_i - D_{\min}}{D_{\max} - D_{\min}}, \tag{5.17}$$

где $D_{max}$ – максимальное значение анализируемого параметра из всего массива значений для рассматриваемых хладагентов; $D_{min}$ – минимальное значение анализируемого параметра из всего массива значений для рассматриваемых хладагентов; $D_i$ – определенное значение анализируемого параметра для конкретного рассматриваемого хладагента.

Если абсолютное значение параметра должно стремиться к максимальному значению, то $D^0_{\text{х.а.абс.}}$ можно получить из уравнения (5.18):

$$D^0_{\text{х.а.абс.}} = \frac{D_{\max} - D_i}{D_{\max} - D_{\min}} \tag{5.18}$$

По каждому критерию среди всех одновременно анализируемых хладагентов выбирается наилучшее значение обобщенного критерия $D_{\text{х.а.абс.}}$.

Обобщенный критерий $D_{\text{х.а.абс.}}$ определяется как:

$$D_{\text{х.а.абс.}} = \sum_{i=1}^{n} D^0_{\text{х.а.абс.}_i} \tag{5.19}$$

Минимальное значение критерия $D_{\text{х.а.абс.}}$ соответствует лучшему хладагенту среди одновременно анализируемых работающих тел.

Поиск компромисса переменных управления рабочего тела $X$ формулируется как задача нечеткого нелинейного программирования с $n$ несовместимыми критериями (экономическими, экологическими и термодинамическими), $m$ переменными решения и $k$ нелинейными ограничениями:

$$\text{оптимальное } K\,[K_{\text{т.д.}}(X),\ K_{\text{экол}}(X),\ K_{\text{экон.}}(X)] \tag{5.20}$$

при условии

$$G_{Li} \pounds\ G_i(X) \pounds\ G_{Ui},\ I = 1,2,\ldots,\ k \tag{5.21}$$

$$X_{Li} \pounds\ X_i \pounds\ X_{Ui},\ i = 1,2,\ldots,\ m, \tag{5.22}$$

где $K_{\text{т.д.}}(X)$, $K_{\text{экол}}(X)$, $K_{\text{экон}}(X)$ - нечеткие локальные критерии термодинамической, экологической и экономической эффективности; $X$ ($X_1$, $X_2$, …, $X_{\text{m}}$) – вектор управляющих переменных; $G_{Li}$, $G_{Ui}$ – соответственно нижняя и верхняя границы для ограничений $G_i(X)$ и $X_{Li}$, $X_{Ui}$ – соответственно нижняя и верхняя границы для управляющих переменных.

Многокритериальный подход основан на синергетическом сочетании формальных и неформальных процедур принятия решений для выбора компромиссного решения проблемы. Не существует полностью формальных математических инструментов для решения многокритериальной задачи, и необходима дополнительная экзогенная информация.

В настоящем исследовании применяется следующая последовательность шагов принятия решений при нечетком термоэкономическом анализе холодильных систем [226]:

• определение оптимального по Парето (или компромиссного) множества $X_P$ как формального решения многокритериальной задачи для минимизации конфликтного источника неопределенности;

• размытие целей, а также ограничений для представления плохо структурированной ситуации;

• выбор схемы для преобразования векторного критерия $K$ [$K_{т.д.}(X)$, $K_{экол.}(X)$, $K_{экон.}(X)$] в скалярную комбинацию $K_{т.д.}(X)$, $K_{экол}(X)$, $K_{экон}(X)$;

• Оценка вектора окончательного решения $X_{opt}\hat{I}\,X_{\boldsymbol{P}}$ для минимизации неопределенности источника неопределенности.

## 5.2. Исследование эффективности циклов парокомпрессионных теплонасосных установок, работающих на хладагентах четвертого поколения

### 5.2.1. Исходные данные

Для исследования эффективности циклов парокомпрессионных теплонасосных установок, работающих на хладагентах четвертого поколения и природных, для нужд теплоснабжения и горячего водоснабжения были приняты следующие исходные данные:

- тип теплового насоса: ПТНУ «вода-вода»;
- тип цикла: с внутренней регенерацией;

- источник низкопотенциальной теплоты: оборотная (технологическая) вода предприятий пищевых производств $t_{Н}$ =20…40 °С;

- назначение: отопление административного комплекса (температура воды, подаваемой в отопительную системы $t_{Впотр}$= 70…80 °С; горячее водоснабжение административного комплекса и производственных цехов $t_{Впотр}$ = 60 °С.

- эффективность внутреннего теплообменника равна 60%.

- разность температур на выходе из конденсатора 5°С;

- отношение давления конденсации к давлению кипения $P_r < 9$, т.е рассматриваем циклы с одноступенчатым сжатием.

- тепловая нагрузка на конденсатор $Q_{КД}$ = 450 кВт.

Пассивный эксперимент был проведен на модели парокомпрессионной установки типа «вода-вода», состоящей из четырех основных элементов (рисунок 5.3). Для предотвращения гидравлического удара и «горячего» дросселирования в цикле предусмотрена внутренняя регенерация теплоты в регенеративном теплообменнике (РТО). Как отмечено в [169], внутрицикловая регенерация также способствует возрастанию коэффициента теплотрансформации $\mu_{тн}$ и эксергетического КПД $\eta_e$.

Исследуемые рабочие тела – хладагенты четвертого поколения по классификации ASHRAE и природные: R1234ze, R1336mzz (E), R600a, R744 (таблица с термодинамическими и экологическими характеристиками приведена в п.1.5).

Вся система была смоделирована на основе теплового баланса, при этом были приняты следующие допущения:

- каждый компонент теплового насоса анализируется как контролируемый объем при стационарном режиме;

- тепловые потери в регенеративном теплообменнике и на линиях всасывания/нагнетания пренебрежительно малы;

- падение давления во всасывающей и нагнетательной линиях не учитываются;

- изменение фазового состояния хладагента в испарителе и конденсаторе осуществляется при постоянном давлении, кроме циклов на R744;

- теплота передается только путем теплопередачи от низкопотенциального источника к хладагенту (в испарителе) и от хладагента высокопотенциальному источнику (в конденсаторе);

- не учитываются потери кинетической и потенциальной энергии потока;

- в теоретических циклах осуществляется адиабатное сжатие хладагента в компрессоре и изоэнтальпное расширение в дросселирующем устройстве;

- изоэнтропный КПД компрессора составляет 85% (для теоретического цикла); механический КПД компрессора и электрический КПД двигателя компрессора составляют 85 % и 90 % соответственно (для реального цикла);

- параметры окружающей среды – средняя температура НПИ $T_0$=303 К при $p_0$ = 0,1МПа.

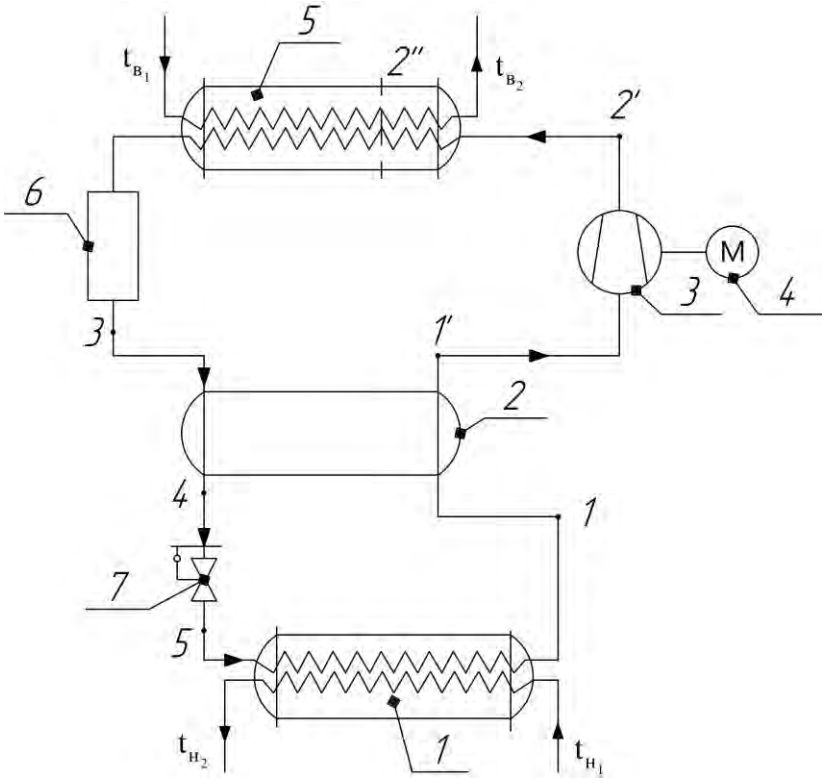



Рисунок 5.3 – Схема парокомпрессионного теплового насоса: 1 – испаритель; 2 – регенеративный теплообменник, 3 – компрессор, 4 – электромотор; 5 – конденсатор; 6 – ресивер; 7 – дросселирующее устройство

Термодинамическая эффективность тепловых насосов оценивалась, базируясь на методику, предложенную авторами в [111, 202].

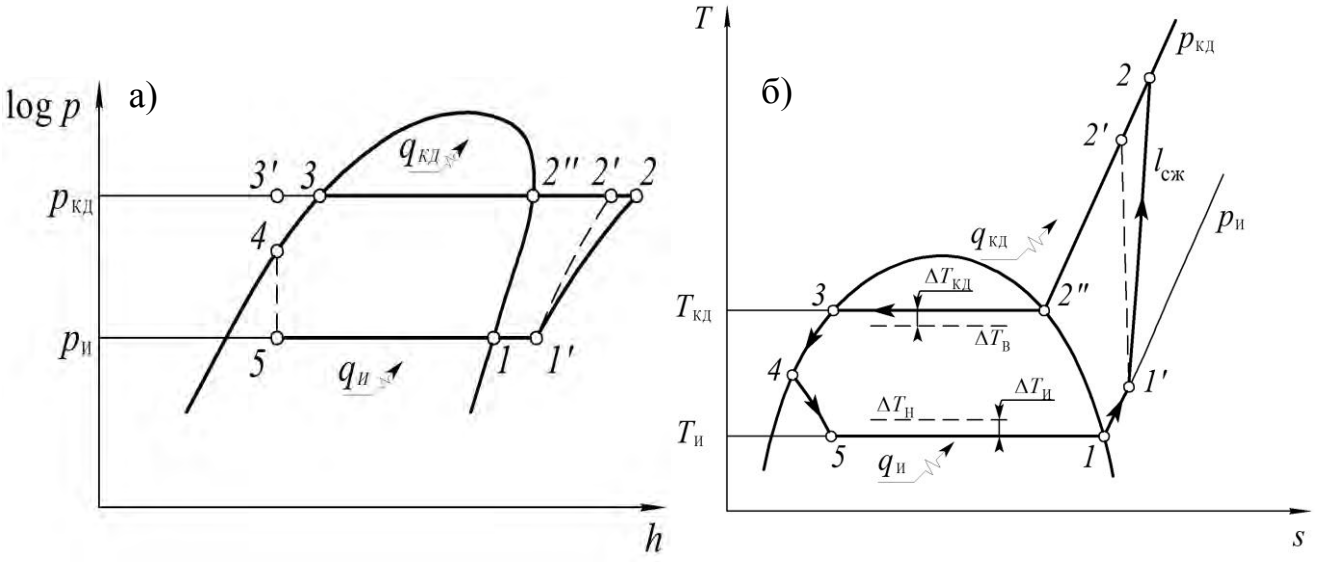



Рисунок 5.4 – Расчетный термодинамический цикл парокомпрессионного теплового насоса: а) в lg *p-h* диаграмме; б) *T-s* диаграмме

Процесс кипения *(5-1)* происходит при постоянном давлении $p_{И}$. Затем сухой насыщенный пар поступает в регенеративный теплообменник *(1-1′)*, где происходит внутрицикловая регенерация. Далее перегретый пар подается в компрессор (процесс *1′-2′*- изоэнтальпное сжатие – характерен для теоретического цикла; процесс *1′-2* – политропное сжатие – характерен для реального цикла). Значение энтальпии в точке *2* вычисляется с учетом влияния индикаторного КПД компрессора. Конденсация паров хладагента в процессе *(2′ (2)-3)* происходит при переменной температуре, но при постоянном давлении $p_{КД}$. В этом цикле теплота переохлаждения *(3-4)* идет на перегрев паров хладагента перед входом в компрессор (*1-1′*). Перегрев паров хладагента после испарителя приводит к повышению конечной температуры сжатия *(*точки *2′(2).),* в результате возрастает разность удельных энтальпий для полезной теплоты и, как следствие, увеличивается коэффициент преобразования энергии в цикле. Переохлажденное рабочее вещество проходит через дросселирующее устройство, в котором происходит необратимое понижение давление до $p_{И}$ и цикл повторяется.

5.2.2. Термодинамический расчет циклов парокомпрессионных теплонасосных установок на хладагентах четвертого поколения для обеспечения горячего водоснабжения

Значение температуры кипения хладагента в испарителе и значение температуры конденсации определялись по формулам (5.23) и (5.24), соответственно:

$$t_{\text{И}} = t_{\text{Н2}} - 10\,,\ ^{\circ}\text{C} \tag{5.23}$$

$$t_{\text{КД}} = t_{\text{В2}} + \Delta t_{\text{КД}} = t_{\text{В2}} + 3...5\,^{\circ}\text{C}\,, \tag{5.24}$$

где $t_{\text{Н2}}$ – температура НПИ после теплового насоса, °С;

$t_{\text{В2}}$ – температура ВПИ после теплового насоса, °С.

Для каждого хладагента были построены теоретические и действительные циклы в диаграммах состояния lg *p*-*h* (Приложение Б) и выполнены полные термодинамический и эксергетический расчеты по методикам, указанным в п. 5.1 данного раздела. В качестве примера на рисунках 5.5 и 5.6 показаны циклы ПТНУ на R600a.

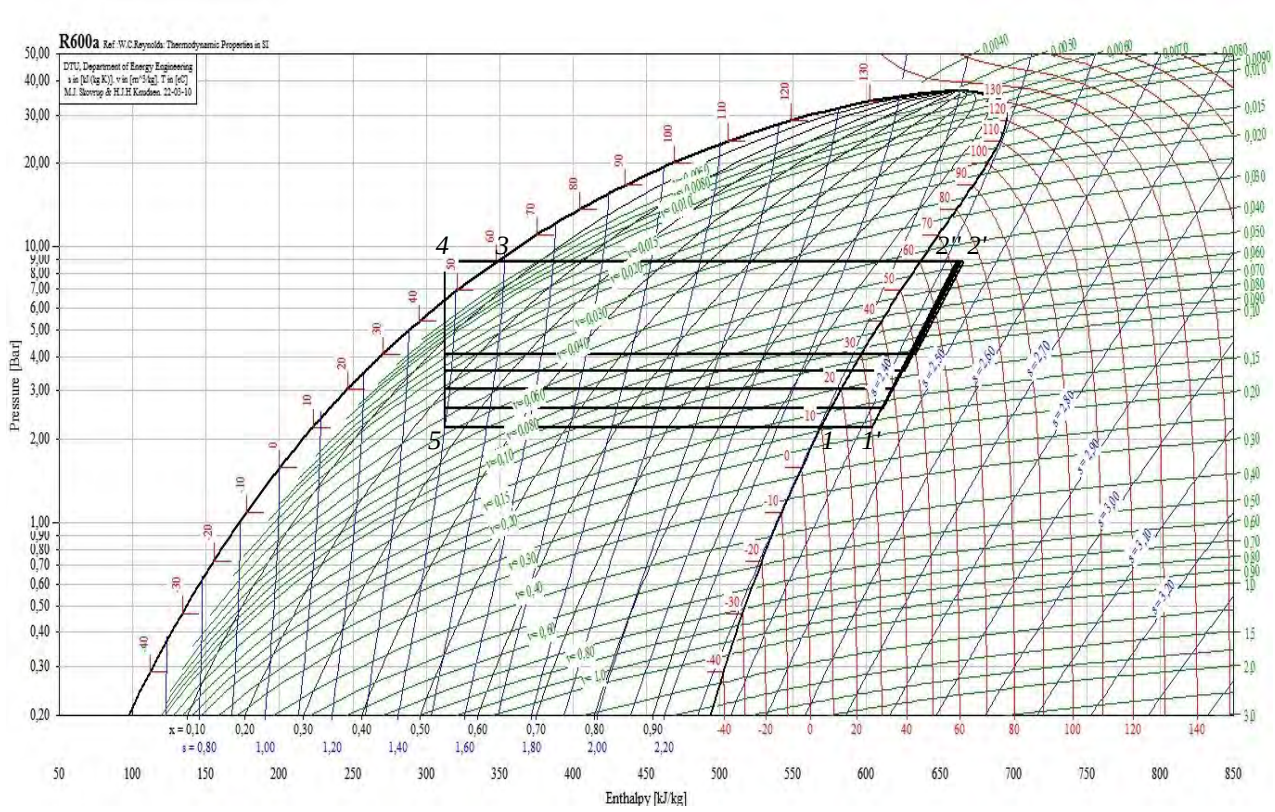



Рисунок 5.5 – Теоретические термодинамические циклы ПТНУ на R600a при $t_{\text{КД}}$=60 ºС и $t_{\text{И}}$=10…30 °С

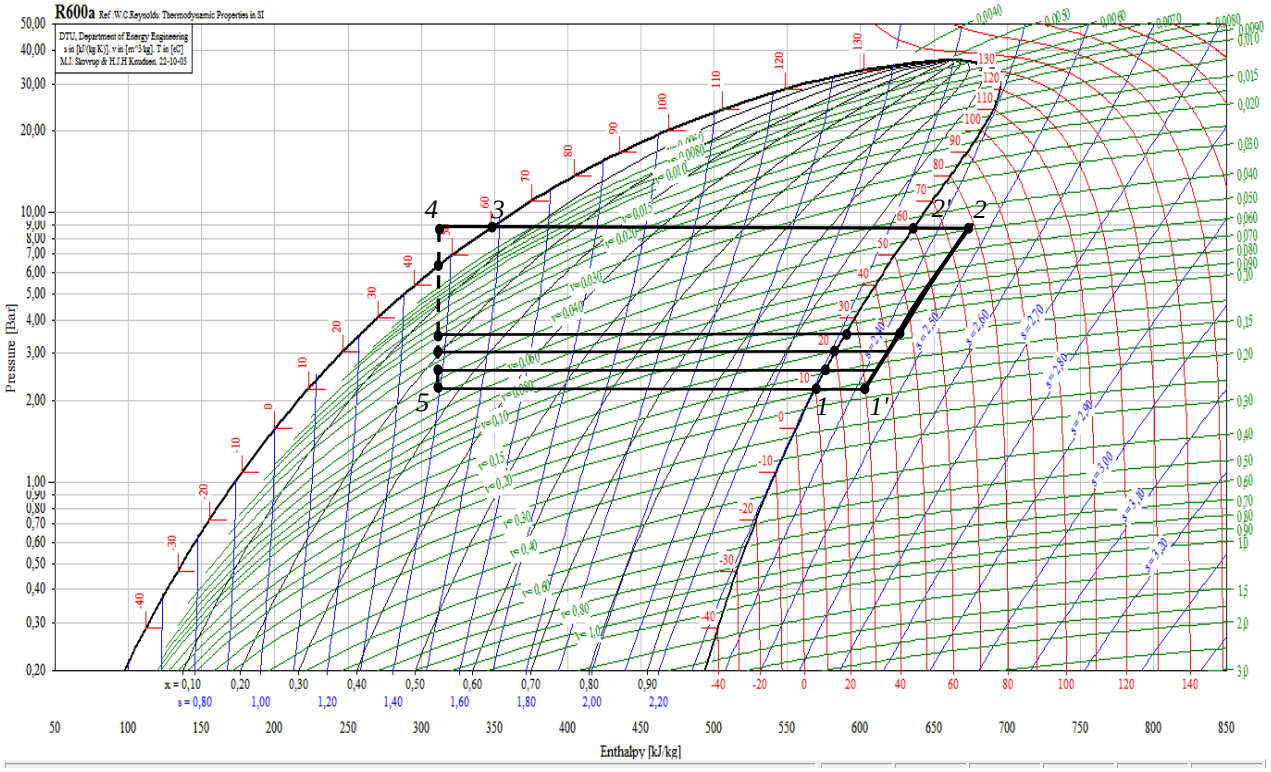



Рисунок 5.6 – Действительные термодинамические циклы ПТНУ на R600a при $t_{КД}$=60 ºС и $t_{И}$=10…30 °С

Для оценки работы ПТНУ типа «вода-вода», работающей на современных хладагентах, использовано программное обеспечение: REFPROF ver.9.0 [292], MS Excel (в открытом доступе), CoolPack 1.49. (IPU@Mechanical Engineering Technical University of Denmark, в открытом доступе) [258].

В работе получены зависимости основных термодинамических показателей ПТНУ ($\mu_{тн}$, *ECOP*, эксергетический КПД ($\eta_e$); степень термодинамического совершенства ($\gamma_{дейст}$), коэффициент теплотрансформации ($\mu_{тн}$) от температуры кипения исследуемых хладагентов (рисунки 5.7-5.9).

На рисунке 5.7 отмечена прямопропорциональная связь $\mu_{тн}$ от температуры кипения хладагента для теоретического и действительного циклов для всех хладагентов. Это объясняется тем, что при неизменной температуре конденсации (т.е. высокопотенциального источника) с повышением температуры кипения (т.е. низкопотенциального источника) разница температур уменьшается ($T_{ВТИ}$-$T_{НТП}$) (формула (3)).

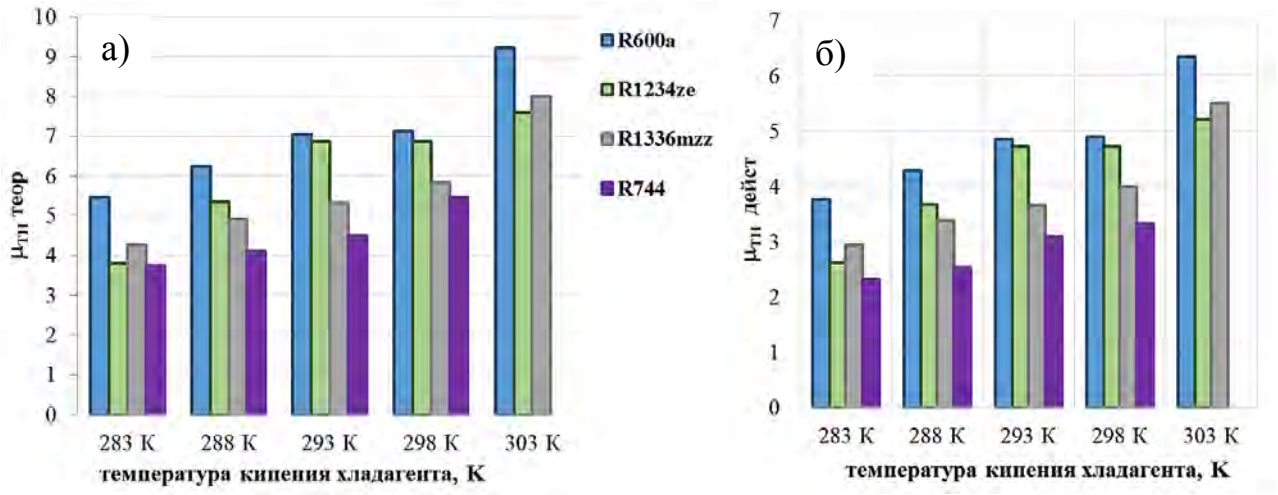



Рисунок 5.7 – Зависимость $\mu_{ТН} = f(t_И)$ для теоретического (а) и действительного (б) циклов

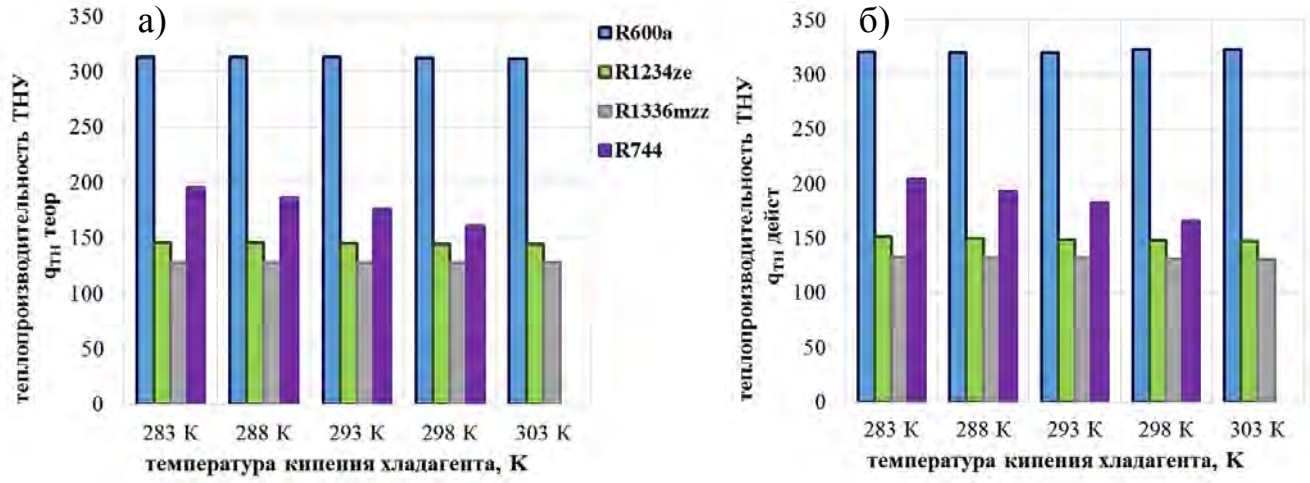



Рисунок 5.8 – Зависимость $q_{ТН} = f(t_И)$ для теоретического (а) и действительного циклов (б)

При повышении температуры кипения хладагента на каждые 5 градусов повышение $\mu_{тн}$ составило: для R600a – 13…29%; для R1234ze – 11…36%; R1336mzz – 8…34%; R744 – 7…22%. Для идеального обратимого цикла Карно с повышением температуры кипения хладагента на каждые 5 градусов повышение $\mu_{тн}$ составило в среднем 11…17%. Наибольшее абсолютное значение коэффициента теплотрасформации зафиксировано для R600a, а наименьшие

абсолютные значения для каждой установленной температуры кипения для R744. Усредненные значения $\mu_{тн.теор}/\mu_{тн.дейст}$ для каждого исследуемого рабочего вещества составило: для R600a – 7,0/4,82%; для R1234ze – 6,1%/4,2%; R1336mzz – 5,7%/4,0%; R744 – 4,46%/2,8%.

Для всех исследуемых хладагентов в диапазоне значений температуры кипения $t_И$=10…30 °С отмечается лишь незначительное снижение теплопроизводительности (до 1%), и только для R744 – на 5…7,6% (рисунок 5.8). Т.е. для работы ПТНУ для обеспечения горячего водоснабжения изменение температуры низкопотенциального источника в пределах 20…40 °С не оказывает существенного влияния на величину $q_{ТН}$ .

Для природных хладагентов наблюдается повышение (для R600a – 2-3%; R744 – 15…23%) значения степени термодинамического совершенства с повышением $t_И$ на каждые 5 градусов; для R1234ze и R1336mzz, несмотря на то, что значения $\gamma$ меняются на ±4…12%, линии тренда имеют тенденцию на повышение.

Основные термодинамические показатели, характеризующие работу ПКТУ типа «вода-вода» при $t_И$ = 20°С и $t_{КД}$=60°С, приведены в таблицах 5.1 и 5.2.

Таблица 5.1 – Термодинамические характеристики действительных циклов ПТНУ типа «вода-вода» при $t_И$ = 20°С и $t_{КД}$=60°С

| Хладагент/ показатель | R1234ze | R1336mzz (E) | R600a | R744 |
|---|---|---|---|---|
| $\mu_{тн}$ | 4,72 | 3,67 | 4,85 | 3,1 |
| $COP_{КАРНО}$ | 8,33 | 8,33 | 8,33 | 7,53 ($COP_{Лоренца}$) |
| $\gamma_{дейст}$ | 0,57 | 0,44 | 0,58 | 0,41 |
| $\eta_e$ | 0,34 | 0,26 | 0,35 | 0,3 |
| $ECOP_{дейст}$ | 7,3 | 5,14 | 7,61 | 4,57 |
| $ИЭУ_{дейст}$ | 1,96 | 2,78 | 1,88 | 2,37 |

Таблица 5.2 – Термодинамические характеристики теоретических циклов ПТНУ типа «вода-вода» при $t_{И}$ = 20°С и $t_{КД}$=60°С

| Хладагент/ показатель | R1234ze | R1336mzz (E) | R600a | R744 |
|---|---|---|---|---|
| $\mu_{тн}$ | 6,86 | 5,33 | 7,05 | 4,5 |
| $COP_{КАРНО}$ | 8,33 | 8,33 | 8,33 | 8,38 ($COP_{Лоренца}$) |
| $\gamma_{теор}$ | 0,57 | 0,64 | 0,85 | 0,54 |
| $\eta_e$ | 0,38 | 0,3 | 0,4 | 0,44 |
| $ECOP_{теор}$ | 8,92 | 6,08 | 9,33 | 6,38 |
| $ИЭУ_{теор}$ | 1,6 | 2,35 | 1,53 | 1,3 |

Для хладагентов R1234ze и R600a значения $\mu_{тн}$ имеют незначительную разницу – на 2,7%, и степень термодинамического совершенства $\gamma_{дейст}$ одинаковая – 0,57; наименьшее значение $\mu_{тн}$ и $ECOP_{дейст}$ получено для R744. Наибольшие значения *ECOP* у циклов на R1234ze и R600a: ожидаемый эффект ПТНУ почти в 7,5 раз превышает эксергетические потери. Поэтому на данном этапе исследований для заданных исходных данных для ПКТУ в качестве рабочего тела целесообразно рассматривать R600a и R1234ze.

5.2.3. Эксергетический анализ режимов работы теплонасосных установок на хладагентах четвертого поколения

Проведенный эксергетический анализ учитывает все потери, возникающие в системе парокомпрессионного теплового насоса, для расчета эксергетического КПД. Рассчитывались так же такие параметры, как: эксергетическая эффективность, эксергетическая деструкция по элементам системы.

Потери эксергии уменьшаются по мере увеличения температуры кипения $t_{И}$ хладагента, как это показано на рисунке 5.9. Это можно объяснить тем, что с увеличением $t_{И}$ увеличивается удельная холодопроизводительность $q_{о}$, т.е. количество теплоты, отводимой от НПИ – увеличивает охлаждающий эффект и, таким образом, уменьшают эксергетические потери. Самые высокие суммарные

потери эксергии, вызванные необратимостью термодинамических процессов, отмечены для циклов на R600a, при этом и темп их снижения так же наиболее высокий; наименьшие суммарные потери эксергии среди анализируемых хладагентов у циклов на R1336mzz.

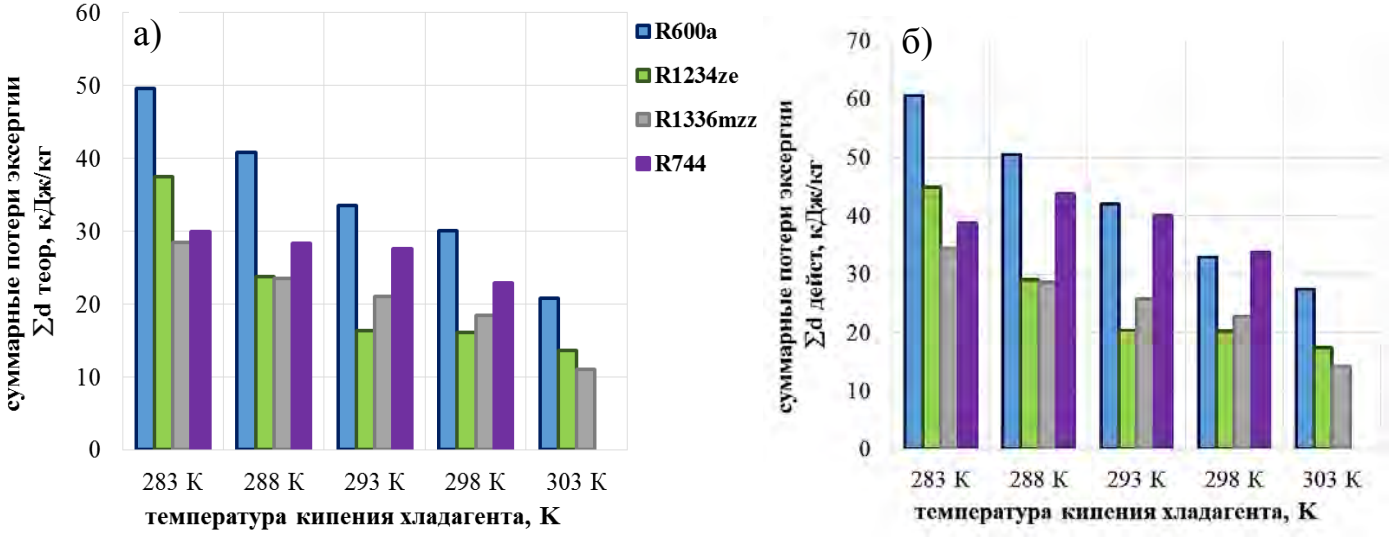



Рисунок 5.9 – Зависимость $\sum d=f(t_{И})$ для теоретического и действительного циклов

Обратнопропорциональная зависимость между суммарными эксергетическими потерями $\sum d$ и значением температуры испарения хладагентов $t_{И}$ подтверждается также работами [232, 264] для R134a, R600a, R290, R1234ze, R152a.

Распределение потерь эксергии по элемента насоса для исследуемых хладагентов (рисунок 5.10) при $t_{И}$ = 20°C и $t_{КД}$=60°C позволяет выделить компрессор и конденсатор как элементы с наибольшими потерями, первопричиной можно считать неконтролируемый теплооообмен от рабочего тела с высокой температурой через стенки к окружающему воздуху.

В теоретических циклах на компрессор и конденсатор приходится в среднем 30% всех потерь, а на в действительном – 45% и 22%, соответственно. Т.е. именно эти узлы необходимо усовершенствовать, чтобы повысить эффективность работы установок. Как для природных хладагентов, так и для хладагентов четвертого поколения наименьший «вклад» в потери эксергии приходится на регенеративный

теплообменник (эффективность составила $\eta^{e}_{\text{РТО}}$ = 88…93% – для теоретических циклов и $\eta^{e}_{\text{РТО}}$ = 90…94% – для действительных циклов).

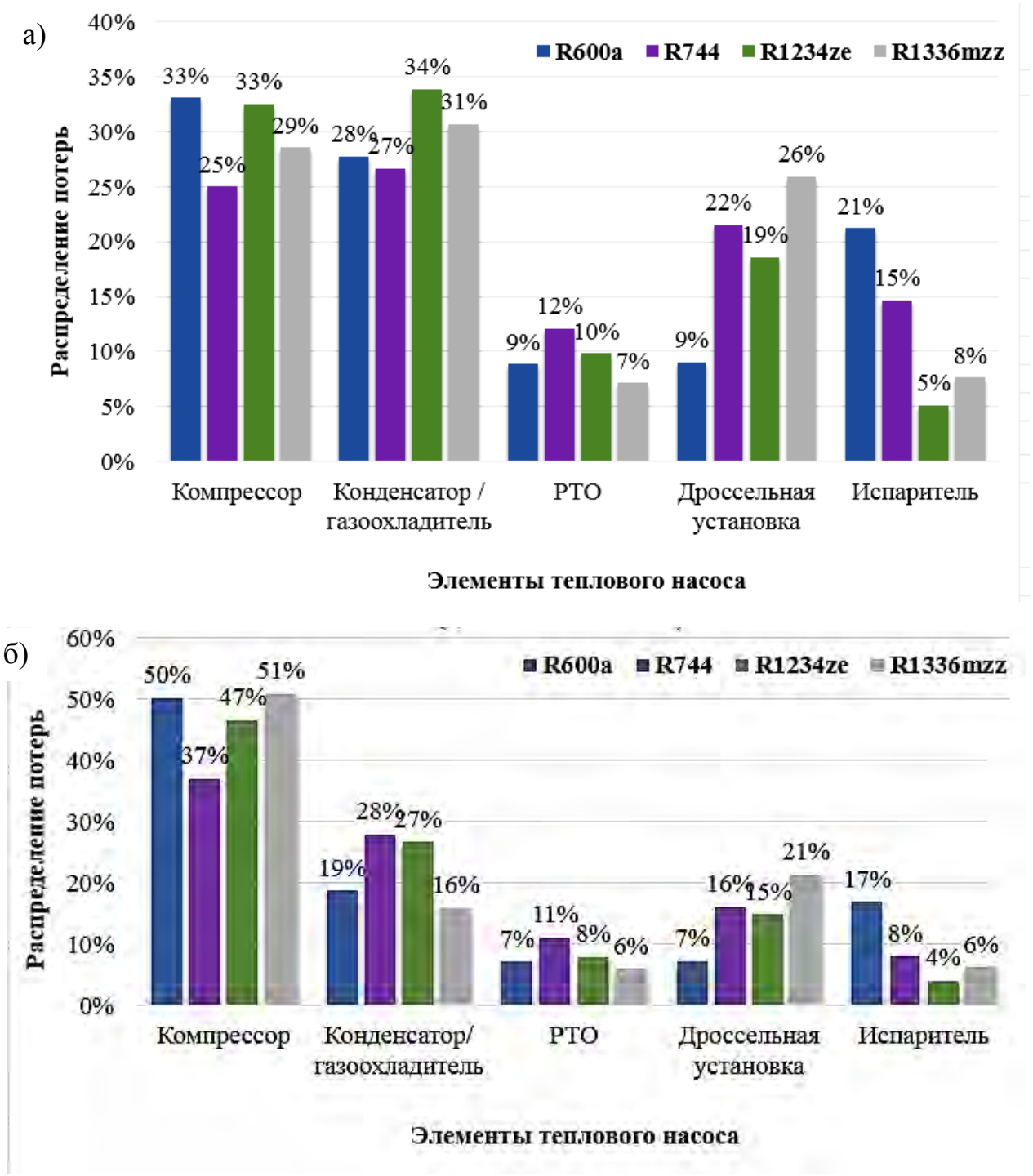



Рисунок 5.10 – Процентное распределение потерь эксергии по элементам ПТНУ: а) в теоретических циклах; б) действительных циклах

Зависимость $\eta_e = f(t_И)$ показана на рисунке 5.11. Зависимость $\eta_e = f(t_И)$ носит прямопропорциональный характер: с увеличением температуры кипения эксергетический КПД системы повышается. Подобный результат подтверждается в работах зарубежных исследователей для других хладагентов: R1234yf, R1234ze, R245fa and R227ea [233, 326].

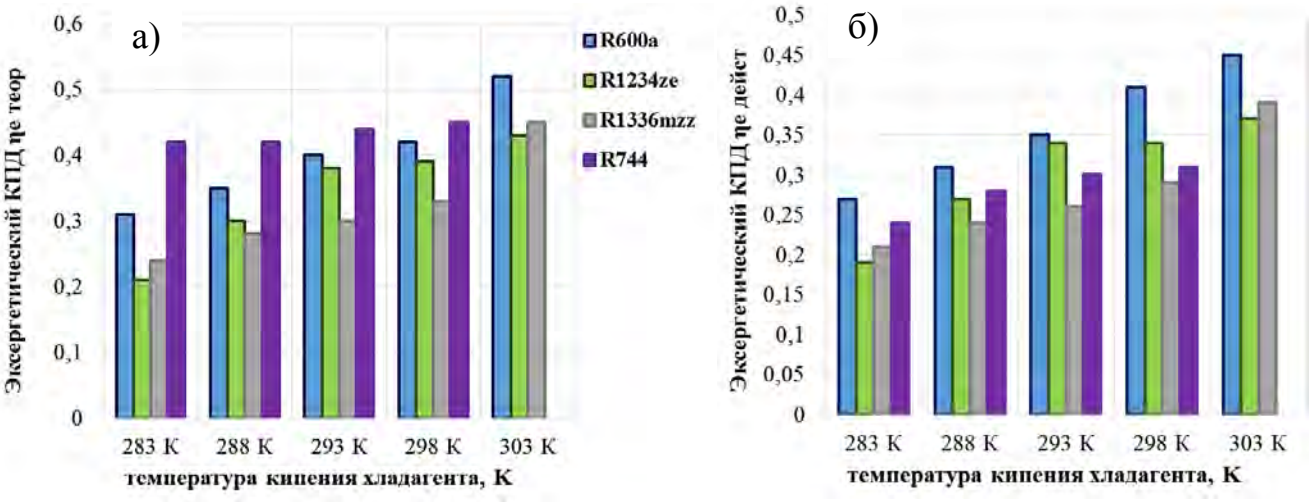



Рисунок 5.11 – Зависимость $\eta_e = f(t_И)$ для теоретического (а) и действительного (б) циклов

В теоретических циклах наиболее высокое значение $\eta_e$ у R600a и R 744 для каждой установленной температуры кипения. В действительных же циклах наименьшие значения у R1336mzz.

Влияние значения температуры кипения *ECOP* показано на рисунке 5.12.

С повышением температуры кипения так же повышается давление кипения, что приводит к увеличению холодопроизводительности, снижению степени сжатия давления и работы компрессора. Таким образом, как и $\mu_{тн,}$ величина *ECOP* увеличивается. Для R 744 разница в *ECOP* составляет около 2,1–3,5%. Несмотря на самые высокие эксергетические потери как в теоретических, так и в действительных циклах на R600a значения *ECOP* максимальны, что показывает лучшее соотношение между ожидаемым эффектом (теплопроизводительность теплового насоса) и потерей (рассеиванием) эксергии по сравнению с другими хладагентами.

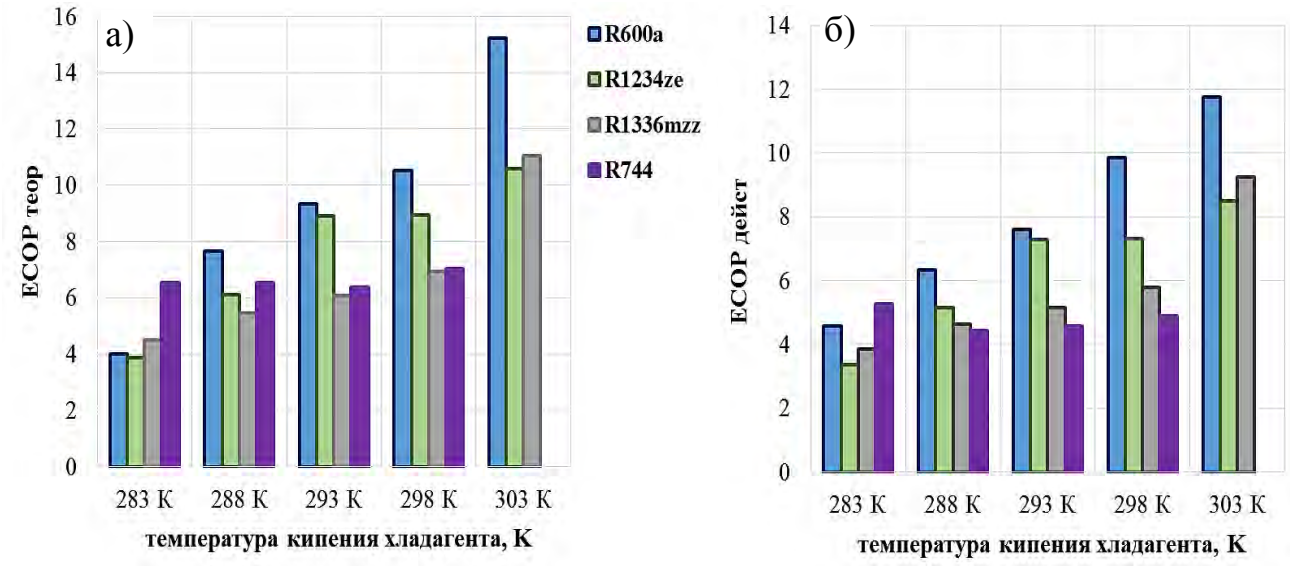



Рисунок 5.12 – Зависимость $ECOP=f(t_{И})$ для теоретического и действительного циклов

Наименьшие значения *ECOP* определены для R 744. Это объясняется особенностями термодинамических характеристик, в частности скрытой теплотой парообразования и параметрами критической точки.

5.2.4. Прогнозирование эффективности работы среднетемпературных теплонасосных установок, работающих на диоксиде углерода

Постепенная отмена ГХФУ форсировала исследования по альтернативным хладагентам для тепловых насосов и, в частности по диоксиду углерода R744. За последнее десятилетие появилось много работ показывающих, что системы на основе диоксида углерода имеют большой потенциал в двух секторах – в мобильном кондиционировании воздуха и в тепловых насосах для одновременного охлаждения и обогрева. Ввиду достаточно невысоких значений температуры и давления в критической точке ($t_{кр.} = 304К$, $p_{кр} = 7{,}36МПа$) R744 рекомендовано применять в каскадных и транскритических системах.

Целью данного этапа работы была оценка диоксида углерода как рабочего тела при нетипичных начальных параметрах при работе среднетемпературных парокомпрессионных тепловых насосов.

Важно понимать, чтобы цикл на R744 работал в субкритическом режиме, температура отвода теплоты должна быть ниже критической точки, которая недостаточно высока для систем водяного отопления. Как правило, для горячего

водоснабжения вода должна быть нагрета не менее чем до 60 °С. Для достижения этого и более высоких значений температуры цикл должен перейти в транскритическую зону, т.к выше критической точки.

Несмотря на то, что теплоотвод на высоком температурном уровне осуществляется при высоких значениях давления, могут создаваться риски для безопасности во время работы и требуются прочное оборудование, новейшие производственные технологии могут легко соответствовать требуемым стандартам качества и безопасности. Кроме того, потенциальное преимущество работы этих установок при высоком давлении заключается в том, что повышенная плотность паров позволяет использовать более компактные системы.

Для прогнозирования оптимального давления отвода теплоты (давления нагнетания) была рассчитана зависимость, предложенная в [314]:

$$p_{\text{опт}} = 4{,}9 + 2{,}25t_{\text{КД}} - 0{,}17t_{\text{И}} + 0{,}002t_{\text{КД}}^2 = 14{,}4 \text{ МПа}. \qquad (5.25\text{а})$$

Система теплового насоса, работающая на R744, состоит из испарителя, компрессора, газоохладителя, регенеративного теплообменника (ВТО) и расширительного устройства (рисунок 5.13).

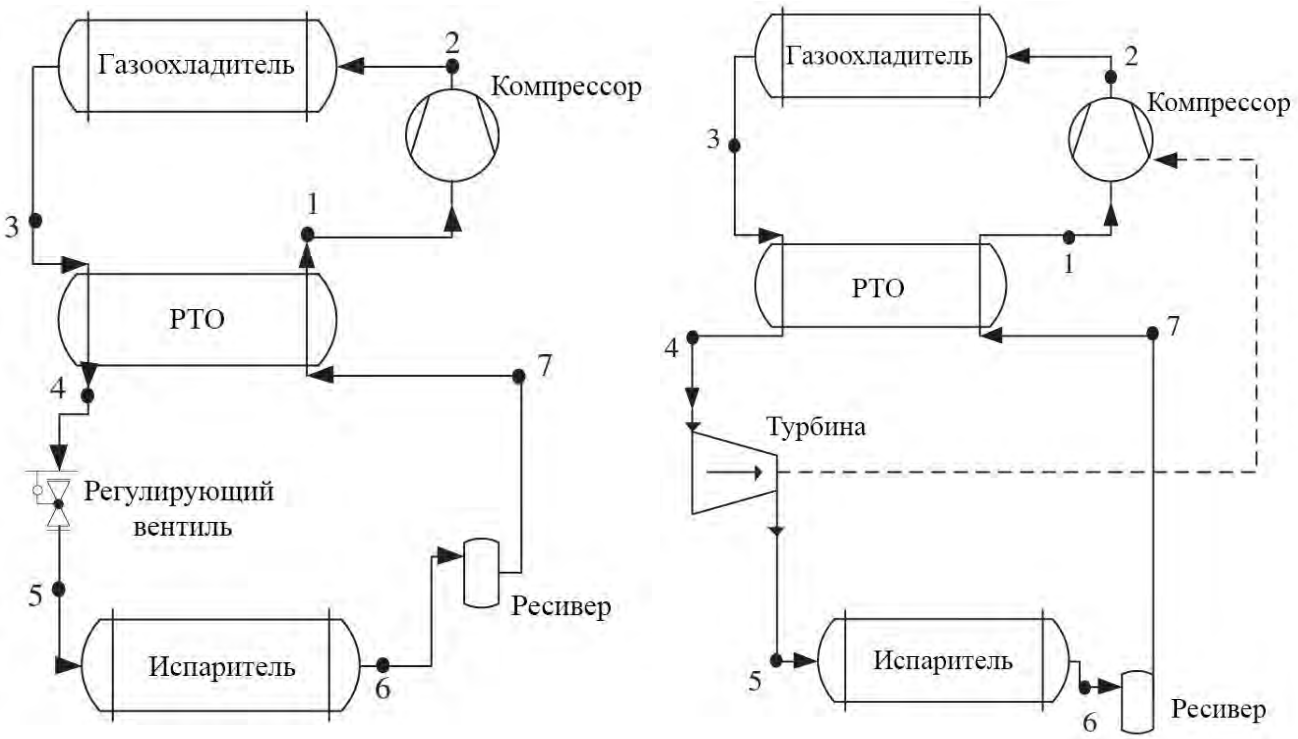



Рисунок 5.13 – Компоновочные схемы ТНУ на R744: а) с регулирующим вентилем; б) с расширительной турбиной

Основное отличие теоретического цикла от реального цикла на этапе расширения. Здесь детандер схемы теоретического цикла заменяется турбиной (рисунок 5.13б). Кроме того, в компрессоре адиабатное сжатие заменяется политропным сжатием (неизоэнтропический процесс).

В отличие от докритической области теплофизические свойства сверхкритического рабочего тела будут иметь резкий скачок температуры в области, которая выше критической точки. Эта характеристика сильно влияет на теплопередачу и температурный профиль газоохладителя и, как следствие, эта характеристика будет иметь значительное влияние на размер теплообменника.

Термодинамические циклы парокомпрессионного теплового насоса, работающего на R744, в диаграмме состояния lg *p*-*h* показаны на рисунке 5.14.

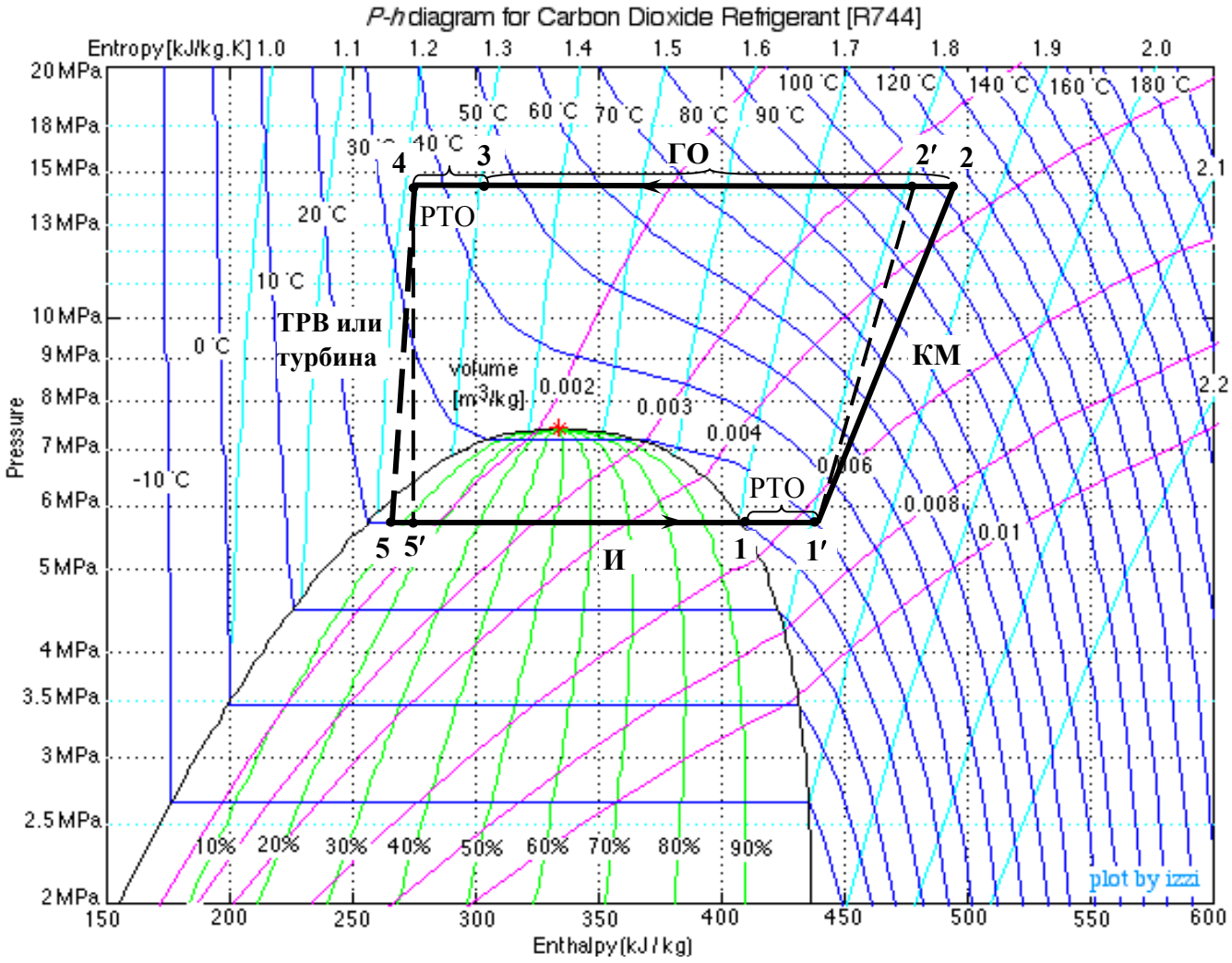



Рисунок 5.14 – Термодинамические циклы парокомпрессионного теплового насоса, работающего на R744, в log *p*-*h* диаграмме: 1-2′-3-4-5′-6-1– теоретический цикл; 1-2-3-4-5-6-1 – реальный цикл

Максимальный теоретический *COP* цикла – образца ПТНУ на R744 – это *COP* газовых теплоутилизационных установок, т.е. это *COP* Лоренца, который определяется по формуле (5.26):

$$COP_{\text{Лоренца}} = \frac{\overline{\Delta T}_{\text{ВТИ}}}{\overline{\Delta T}_{\text{ВТИ}} - \overline{\Delta T}_{\text{НТИ}}}, \tag{5.26}$$

где $\overline{\Delta T}_{\text{ВТИ(НТИ)}} = \dfrac{T_{\text{вх}} - T_{\text{вых}}}{\ln \dfrac{T_{\text{вх}}}{T_{\text{вых}}}}$ – среднетемпературные напоры на двух температурных уровнях, К.

Изотермические процессы в обратимом цикле Карно заменены на политропные процессы, приближенные к изобарным, поэтому для каждого температурного уровня определяется среднелогарифмический температурный напор.

На практике термодинамические процессы содержат многочисленные потери, которые снижают фактическое значение *COP* и составляют до доли от значения $COP_{\text{Лоренца}}$. Фактическая эффективность работы системы или эксергетический КПД определяется по уравнению:

$$\eta_e = \eta_{\text{Лоренца}} = \frac{COP_{\text{тн}}(\mu_{\text{тн}})}{COP_{\text{Лоренца}}}. \tag{5.27}$$

При выборе нового хладагента для применения необходимо одновременно учитывать такие параметры, как доступность, безопасность и экологичность. Одним из таких критериев предложен индекс устойчивости (анг. *Sustainability index*, *SI*), который определяется уравнением (5.28):

$$SI = \frac{1}{(1 - \eta_e)}. \tag{5.28}$$

Расчетные данные по теоретическому и действительному циклам приведены в таблице 5.3.

Таблица 5.3 – Расчетные данные по теоретическому и действительному циклам ПТНУ на R 744 при $t_{И}$ = 20°С и $t_{КД}$=60°С

| Цикл | $\overline{\Delta T}_{ВТИ}$, К | $\overline{\Delta T}_{НТИ}$, К | $COP_{Лоренца}$ | $COP_{тн}$ | $\eta_{Лоренца}$ | $SI$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Теоретический цикл | 324,0 | 285,33 | 8,38 | 4,5 | 0,54 | 1,77 |
| Действительный цикл | 329 | 285,33 | 7,53 | 3,1 | 0,41 | 1,42 |

Полученные значения $COP_{Лоренца}$ и $COP_{тн}$ хорошо согласуются с данными других исследователей [313, 316.].

Алгоритм оценки эксергетических потерь в каждом элементе ПТНУ на базе эксергетического баланса и первого закона термодинамики. Для проведения анализа используют уравнения эксергетического баланса каждого компонента системы и системы в целом.

Испаритель

$$m_{х.а}e_{И}^{вх} + m_{х.а.}q_{И}(1-\frac{T_0}{\overline{\Delta T}_{НТИ}}) = m_{х.а.}e_{И}^{вых} - m_{х.а.}d_{И}\ . \qquad (5.29)$$

$$m_{х.а.}d_{И} = m_{х.а.}(e_{И}^{вых} - e_{И}^{вх}) - m_{х.а.}q_{И}(1-\frac{T_0}{\overline{\Delta T}_{НТИ}}) \qquad (5.30)$$

Используя значения энтальпии и энтропии в точках, перепишем уравнение (5.30) следующим образом:

$$m_{х.а.}d_{И} = m_{х.а.}\left[(h_{1'} - h_{5'}) - T_0(s_{1'} - s_{5'})\right] - m_{х.а.}q_{И}(1-\frac{T_0}{\overline{\Delta T}_{НТИ}}) =$$

$$= d_{И} = q_{И}(1-\frac{T_0}{\overline{\Delta T}_{НТИ}}) - \left[(h_{5'} - h_{1'}) - T_0(s_{5'} - s_{1'})\right], \qquad (5.31)$$

где $(1-\frac{T_0}{\overline{\Delta T}_{\text{НТИ}}})\cdot q_{\text{И}} = d_{\text{И}}$ – величина потерь эксергии, отведенной от НТИ в испарителе; $\overline{\Delta T}_{\text{НТИ}} = \frac{t_{\text{н1}} - t_{\text{н2}}}{\ln(\frac{t_{\text{н1}}+273}{t_{\text{н2}}+273})}$ – среднелогарифмическая температура низкопотенциального источника в испарителе, К.

Компрессор

Внешние потери эксергии в компрессоре и двигателе вызваны механическим трением

$$d_{\text{КМ}}^{\text{внеш}} = W_{\text{КМ}} - l_{\text{КМ}} \ , \qquad (5.32)$$

где $W_{\text{КМ}}$ – электрическая мощность компрессора, кВт.

Внутренние потери в компрессоре обусловлены необратимостью происходящих в нем процессов:

$$d_{\text{КМ}}^{\text{внутр}} = T_0(s_{2'} - s_{1'}) \ . \qquad (5.33)$$

Кондесатор

$$m_{\text{х.а.}} e_{\text{КД}}^{\text{вх}} = m_{\text{х.а.}} e_{\text{вых}} + m_{\text{х.а.}} q_{\text{КД}}(1-\frac{T_0}{\overline{\Delta T}_{\text{ВТИ}}}) + m_{\text{х.а.}} d_{\text{КД}} . \qquad (5.34)$$

$$m_{\text{х.а.}} d_{\text{КД}} = m_{\text{х.а.}}(e_{\text{КД}}^{\text{вх}} - e_{\text{КД}}^{\text{вых}}) - m_{\text{х.а.}} q_{\text{КД}}(1-\frac{T_0}{\overline{\Delta T}_{\text{ВТИ}}}) \text{ или}$$

$$d_{\text{КД}} = (h_{2'} - h_3 - T_0(s_{2'} - s_3)) - q_{\text{КД}}(1-\frac{T_0}{\overline{\Delta T}_{\text{ВТИ}}}) = (q_{\text{КД}} - T_0(s_{2'} - s_3)) - q_{\text{КД}}(1-\frac{T_0}{\overline{\Delta T}_{\text{ВТИ}}}) . \qquad (5.35)$$

где $d_{\text{КД}} = q_{\text{КД}}(1-\frac{T_0}{\overline{\Delta T}_{\text{ВТИ}}})$ – величина потерь эксергии, отведенной от ВТИ в конденсаторе; $\overline{\Delta T}_{\text{ВТИ}} = \frac{t_{\text{в2}} - t_{\text{в1}}}{\ln\frac{t_{\text{в2}}+273}{t_{\text{в1}}+273}}$ – среднелогарифмическая температура высокопотенциального источника в конденсаторе, К.

Внутренний регенеративный теплообменник

$$m_{\text{х.а.}} d_{\text{РТО}} = m_{\text{х.а.}} T_0 ( s_{1'} - s_1 - ( s_3 - s_4 )) = m_{\text{х.а.}} T_0 ( s_{1'} - s_1 - s_3 + s_4 ) \ . \qquad (5.36)$$

Расширительное устройство

$$m_{\text{х.а.}} e_{\text{РУ}}^{\text{вх}} = m_{\text{х.а.}} e_{\text{РУ}}^{\text{вых}} + m_{\text{х.а.}} d_{\text{РУ}} \ . \qquad (5.37)$$

$$d_{\text{РУ}} = m_{\text{х.а}} ( e_{\text{РУ}}^{\text{вх}} - e_{\text{РУ}}^{\text{вых}} ) = m_{\text{х.а}} T_0 ( s_{5'} - s_4 ) . \qquad (5.38)$$

Полную эксергетическую деструкцию (необратимые потери эксергии) можно рассчитать как сумму эксергетических деструкций в различных компонентах системы.

$$\sum d = d_{\text{И}} + d_{\text{КМ}}^{\text{внеш}} + d_{\text{КМ}}^{\text{внутр}} + d_{\text{КД}} + d_{\text{РТО}} + d_{\text{РУ}} . \qquad (5.39)$$

$$\eta_e = \frac{\sum e_{\text{вых}}}{\sum e_{\text{вх}}} = \frac{\sum e_{\text{вх}} - \sum d_i}{\sum e_{\text{вх}}} = 1 - \frac{\sum d_i}{\sum e_{\text{вх}}} . \qquad (5.40)$$

Для реального цикла использованы параметры точек 2 и 5 вместо 2′ и 5, соответственно.

При анализе термодинамических циклов на R744 в качестве температуры окружающей среды была принята усредненная температура оборотной воды как удобный уровень для расчета эксергетической эффективности низкотемпературных технических систем.

Для оценки работы ПТНУ типа «вода-вода», работающей на R744, использовано программное обеспечение: CoolPack 1.49. [258] (IPU@Mechanical Engineering Technical University of Denmark, в открытом доступе), Microsoft Excel Excel 10 (в открытом доступе).

Потери эксергии в различных компонентах ПКТУ при $t_{\text{И}}$ = 20°С показаны на рисунок 5.15.

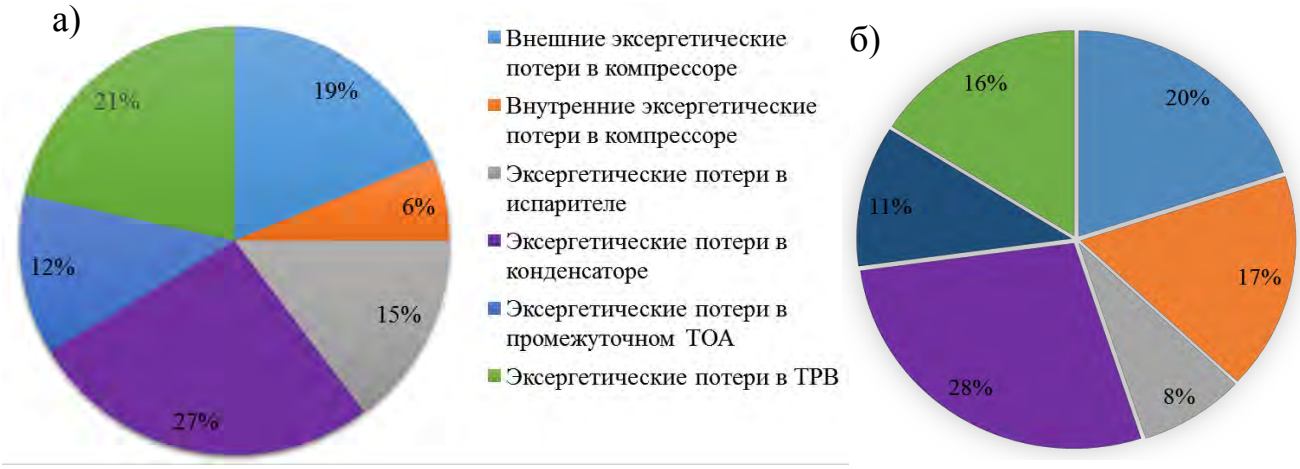



Рисунок 5.15 – Распределение эксергетических потерь по элементам ПТНУ, работающей на R744, при $t_И$ = 20°С: а) в теоретическом цикле; б) в действительном цикле

Данные хорошо коррелируются с результатами, полученными в работе [314].

Суммарные потери эксергии для действительного цикла максимальны в компрессоре (~ 25 %) и в газоохладителе (27%). Основными причинами потерь эксергии в компрессоре является необратимость происходящих процессов: внешняя конвекция, потери давления на трение во впускных и выпускных клапанах.

В газоохладителе для обоих циклов потери примерно одинаковые и составляют 27% и 26 %, соответственно. Потери эксергии в газоохладителе могут связаны с увеличением перепада температур в теплообменнике, а также с увеличением потери давления на трение из-за быстрого увеличения скорости потока, что вызывает увеличение необратимости.

Как отмечалось в [313, 315], необратимость в испарителе и газоохладителе возникает из-за разницы температур между двумя теплоносителями, потери давления и неконтролируемого теплообмена с окружающей средой. Результаты показывают, что почти 90 % необратимости в теплообменниках происходит из-за разницы значений температуры контактируемых сред.

Замена расширительного клапана турбиной является единственным доступным вариантом для улучшения производительности системы и уменьшения необратимости процесса расширения. Сообщалось, что турбина с рекуперацией работы расширения с изоэнтропическим КПД 60 % снизит вклад этого процесса в необратимость полного цикла на 31 % в термодинамическом цикле. Следовательно, улучшение производительности системы с помощью этого метода является весьма значительным. Однако такое обширное добавление оборудования может быть экономически невыгодным во многих практических приложениях, особенно для небольших мощностей.

Схема системы оборотного водоснабжения предприятий пищевой промышленности с параллельно функционирующими градирней и среднетемпературным парокомпрессионным тепловым насосом на R744 представлена на рисунке 5.16.

Поток воды из теплообменника (1) направляется частично на охлаждение в градирню (7) и на тепловой насос (4). Тепловой потенциал воды (так называемая низкопотенциальная теплота) передается рабочему телу теплового насоса, а затем передается воде, поступающей от потребителя (высокопотенциального источника). Расход воды регулируется вентилями (3). Количество воды, поступающей из теплообменника (1), обычно является значительным, и охлаждать всю воду в тепловом насосе нецелесообразно, так как такая горячая вода потребителю не нужна

## 5.3. Сравнительная оценка экологических показателей работы парокомпрессионных теплонасосных установок на разных хладагентах

Для проведения сравнительной оценки экологических показателей работы ПТНУ типа «вода-вода» на разных хладагентах в качестве эталонного хладагента принят R410A, как один из наиболее применяемых на данный момент хладагентов в парокомпрессионных системах. Расчеты выполнены при $t_{И}$ = 20°C

и $t_{КД}$=60°С по методике, указанной в п. 5.1, с использованием Microsoft Excel Excel 10. Полученные значения экологических показателей приведены в таблице 5.4

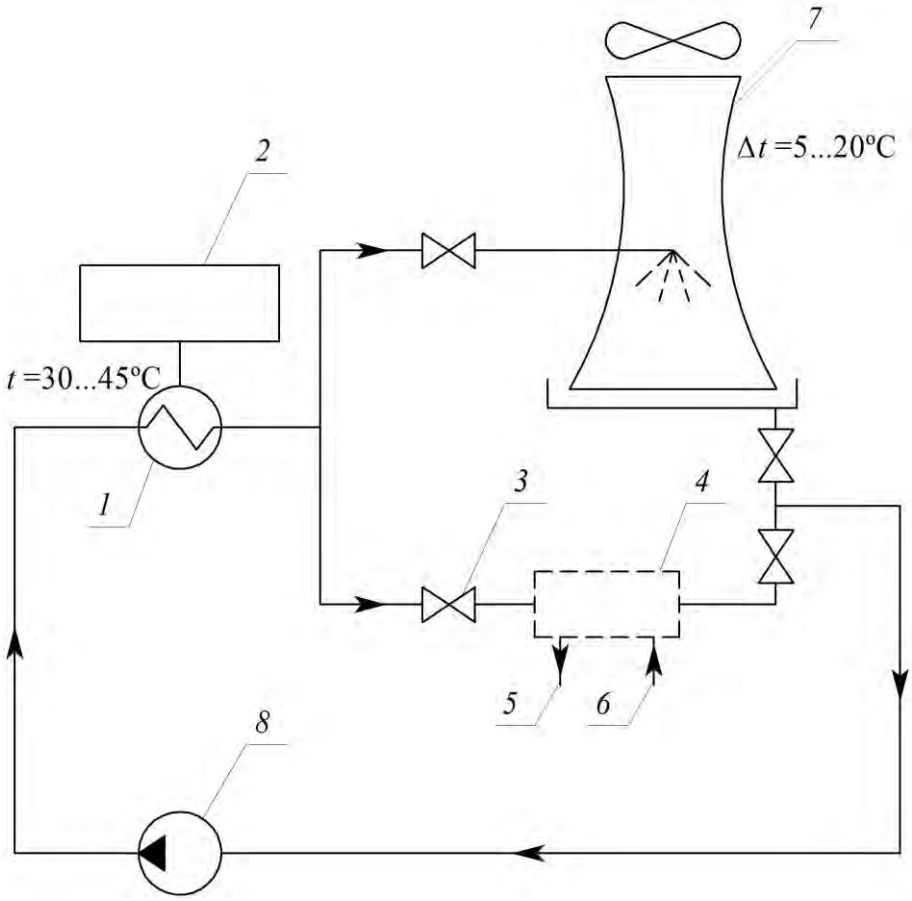



Рисунок 5.16 – Схема системы оборотного водоснабжения предприятий пищевой промышленности с параллельно функционирующими градирней и среднетемпературным парокомпрессионным тепловым насосом: 1 - теплообменник технологического оборудования; 2 - технологическое оборудование; 3 - регулирующий клапан; 4 - среднетемпературный парокомпрессионный тепловой насос; 5 - линия подачи горячей воды на потребление; 6 - линия подачи воды от водопотребителя; 7 - градирня; 8 - циркуляционный насос

Таблица 5.4 – Расчетные значения экологических показателей ПТНУ типа «вода-вода» при $t_И$ = 20°С и $t_{КД}$=60ºС

| Хладагент | R1234ze | R1336mzz (E) | R600a | R744 | R410a |
|---|---|---|---|---|---|
| *GWP* | 7 | 18 | 3 | 1 | 2000 |
| % от R410a | 0,35 | 0,9 | 0,15 | 0,05 | 100% |
| *TEWI,* кг$CO_{2экв}$ | 16,33 | 36,33 | 8,58 | 10,43 | 43,3 |
| % от R410a | 37,7 | 83,9 | 20,0 | 24,09 | 100% |
| *LCCP,* кг$CO_{2экв}$ | 16,58 | 36,52 | 8,64 | 10,68 | 45,4 |
| % от R410a | 36,2 | 80,4 | 19,0 | 23,52 | 100% |
| % от *TEWI* | +1,51 | +0,52 | +0,7 | +2,4 | +4,84 |

Исходя из полеченных результатов, наиболее экологически чистым хладагентом с наименьшим *GWP* является R600a со значением суммарной эмиссии эквивалентного $CO_2$ за весь период жизненного цикла (15 лет) в 8,64 кг$_{CO2}$. Непосредственный вклад в *TEWI* вносит величина коэффициента преобразования ПТНУ $\mu_{тн}$. Так, при использовании хладагента, требующего на 3% больше электроэнергии на привод оборудования ТНУ или ХМ, показатель *TEWI* будет почти в 3 раза выше. Так, несмотря на то, что $GWP_{R600a} > GWP_{R744}$ в 3 раза, энергопотребление ПТНУ на R744 на 45,26% больше, чем для ПКТУ на R600a, а значит и удельные косвенные выбросы больше, что подтверждается расчетами. Из рассматриваемых альтернативных рабочих тел наихудшие экологические показатели у R1336mzz (E), т.к. суммарная эмиссия эквивалентного $CO_2$ за весь период жизненного цикла превышает аналогичный показатель для R600a в 4,2 раза.

Результаты *LCCP* показывают, что производительность системы и выбросы при производстве оборудования являются доминирующими факторами выбросов $CO_2$ в течение всего срока службы ПКТУ. Результаты сравнения

хладагентов на основе *TEWI* и *LCCP* прямопропорционально зависят от величины потребляемой энергии со стороны ПКТУ, что также отражается на КПД системы.

### 5.4. Выбор хладагента методом многокритериальной оптимизации

Для дальнейшей оценки и выбора «желательного» хладагента для рассматриваемой ПТНУ был использовали метод многокритериальной оптимизации (п. 5.1.2).

Было проанализировано девять показателей: термодинамические, экологические и экономический, а именно, теплопроизводительность ПКТУ ($q_{тн}$, кДж/кг); действительный эксергетический КПД ($\eta_e$); действительная степень термодинамического совершенства ($\gamma_{дейст}$); действительный коэффициент теплотрансформации ($\mu_{ТН}$); *GWP*, кг$CO_{2экв}$/кг; *TEWI*, кг$CO_{2экв}$/кг; *LCCP*, кг$CO_{2экв}$/кг; индекс воспламеняемости; стоимость 1кг хладагента (Приложение Г). Как видно из рисунка 5.17 наименьшее значение критерия $D_{х.а.абс.}$ получены для природного хладагента R600a и синтетического R1234ze; критерии $D_{х.а.абс.}$ для R600a в 3 раза мешьше, чем для R744 и в 5,8 раза меньше, чем для R1336mzz.

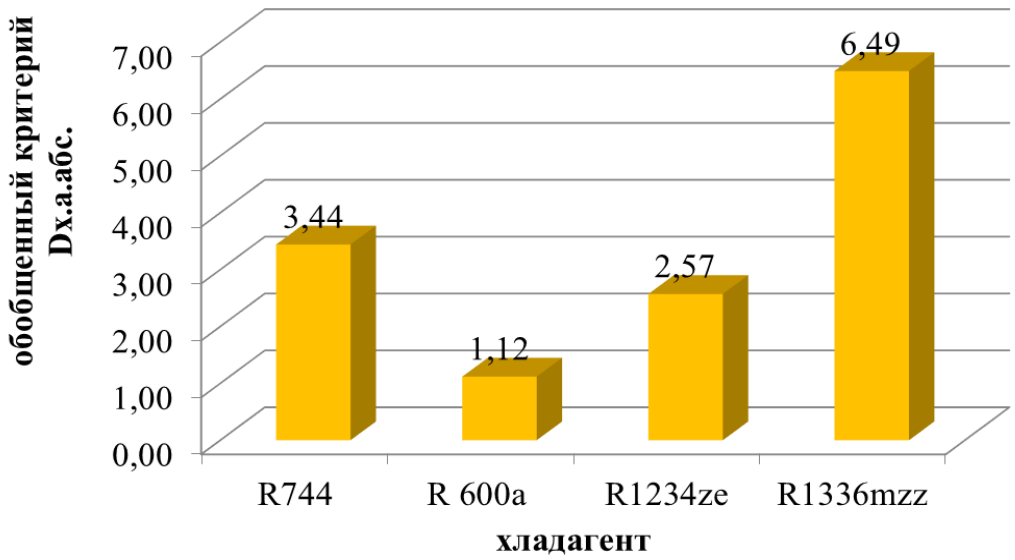



Рисунок 5.17 – Значения обобщенного критерия $D_{х.а.абс}$ для рассматриваемых хладагентов

## 5.5. Прогнозирование эффективности работы парокомпрессионных теплонасосных установок для теплоснабжения

Для этом этапе приведен пример расчета среднетемпературных теплонасосных установок по утилизации теплоты оборотной воды ППП с исходно низкой температурой применительно к теплоснабжению реального объекта.

Для расчетов были приняты следующие хладагенты третьего поколения (R142b, R152a), четвертого поколения (R1234yf, R1234ze) и природные (R290, R600a). Основные термодинамические характеристики исследуемых хладагентов приведены в разделе 1 п.1.5.

Был применен алгоритм расчета и прогнозирования работы ПТНУ, подробно приведенный в п.5.2. и 5.4.

Для каждого хладагента были построены циклы в диаграмме состояния lg *p-h* (Приложение Б) и выполнены полные термодинамический и эксергетический расчеты по методикам, указанным в п. 5.1 данного раздела. В качестве примера на рисунке 5.18 показаны циклы ПТНУ на R 600a.

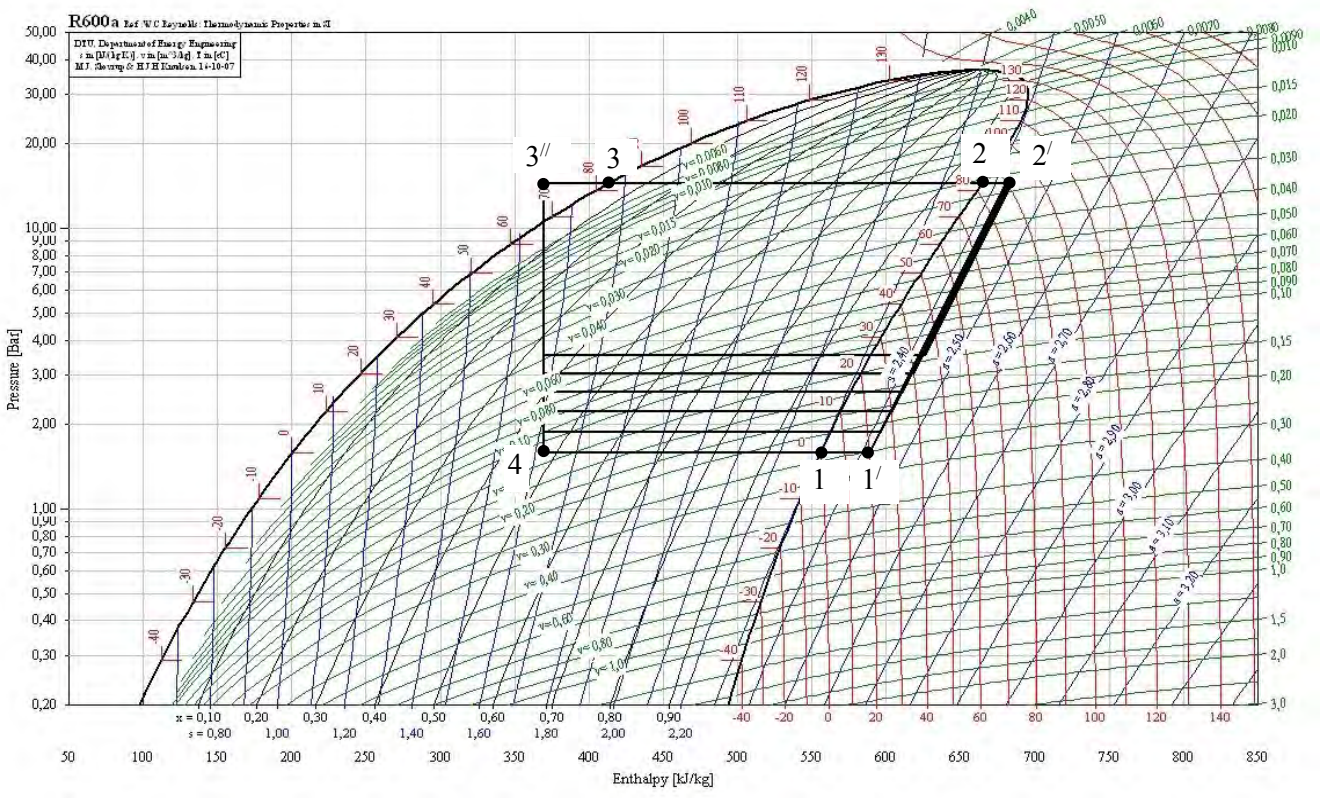



Рисунок 5.18 – Термодинамические циклы одноступенчатой ПТНУ на R600a при $t_{КД}$=83 ºС и $t_{И}$=0…25 °С в lg *p-h* диаграмме

Для оценки работы ПКТУ типа «вода-вода», работающей на современных хладагентах, использовано программное обеспечение: REFPROF ver.9.0, MS Excel (в открытом доступе), CoolPack 1.49. (IPU@Mechanical Engineering Technical University of Denmark, в открытом доступе).

Термодинамические циклы для других хладагентов (Приложение Б) имеют тот же порядок процессов, но отличаются параметрами в узловых точках.

Используя термодинамические параметры узловых точек каждого хладагента на были расчитаны параметры, характеризующие работу ПТНУ (таблица 5.5). На этом этапе работы мы попытались адаптировать многокритериальную оптимизацию для проведения сравнительного анализа выбора «желательного» хладагента для нашей системы теплового насоса.

Таблица 5.5 – Термодинамические характеристики циклов ПТНУ типа «вода-вода» при $t_{И}$ = 20°С и $t_{КД}$=83°С

| Хладагент / Характеристика цикла | R290 | R600a | R142b | R152a | R1234yf | R1234ze |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Тепловая нагрузка на испаритель, $q_{И}$, кДж/кг | 195.3 | 214.0 | 147.0 | 201.18 | 56.0 | 83.0 |
| Тепловая нагрузка на конденсатор, $q_{КД}$, кДж/кг | 253.4 | 271.0 | 186.0 | 260.46 | 81.5 | 110.5 |
| Теплопроизводительность ПТНУ, $q_{тн}$, кДж/кг | 261.4 | 279.0 | 191.0 | 268.46 | 89.5 | 118.5 |
| Работа сжатия в компрессоре $l_{сж}$, кДж/кг | 70.9 | 65.0 | 44.0 | 74.29 | 29.5 | 30.5 |
| Эксергетический КПД теплового насоса, $\eta_e$ | 0.45 | 0.52 | 0.51 | 0.45 | 0.39 | 0.48 |
| Коэффициент теплотрансформации $\mu_{тн}$ | 3.69 | 4.29 | 4.34 | 3.61 | 3.03 | 3.89 |
| Тепловой эквивалент электроэнергии, кДж/кг | 53.41 | 72.02 | 48.75 | 82.32 | 32.69 | 33.8 |

Как отмечалось ранее, для многокритериальных задач локальные критерии обычно имеют разный физический смысл и, следовательно, несоизмеримую размерность. Это усложняет решение многокритериальной задачи и приводит к необходимости введения процедуры нормализации критериев или обезразмеривания этих критериев. Единого метода нормализации критериев не существует, и выбор метода зависит от постановки задачи, носящей субъективный характер.

На основании расчетных результатов прикладного применения метода многокритериальной оптимизации (таблица 5.6 и рисунок 5.19) наглядно показано термодинамическое преимущество таких хладагентов, как R600a, R152a и R1234ze. R142b имеет наихудшее значение потенциала глобального потепления, что учитывалось при расчете.

Таблица 5.6 – Оценка критериев для использования хладагентов в цикле ПТНУ при $t_{И}$= 20°С, $t_{КД}$ = 83°С.

| Хладагент/ параметр | K | R290A | R600a | R142b | R152a | R1234yf | R1234ze | *D*max | *D*min | Δ*D* |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Теплопроизводи-тельность ПТНУ, $q_{тн}$, кДж/кг | K1 | 261,4 | 279,0 | 191,0 | 268,46 | 89,5 | 118,5 | 279,0 | 89,5 | 189,5 |
| Эксергетический КПД теплового насоса, $\eta_e$ | K2 | 0,45 | 0,52 | 0,51 | 0,45 | 0,39 | 0,48 | 0,52 | 0,39 | 0,13 |
| Коэффициент теплотрансформации $\mu_{тн}$ | K3 | 3,69 | 4,29 | 4,34 | 3,61 | 3,03 | 3,89 | 4,34 | 3,03 | 1,31 |
| Потенциал разрушения озонового слоя, *ODP* | K4 | 0,0 | 0,0 | 0,065 | 0 | 0 | 0 | 0,065 | 0,0 | 0,065 |
| Потенциал глобального потепления, *GWP* | K5 | 3 | 0.01 | 2000 | 140 | 4 | 7 | 2000 | 0.01 | 1999.99 |
| Индекс воспламеняемости | K6 | 1,0 | 1,0 | 0,5 | 0,5 | 0,0 | 0,0 | 1,0 | 0,0 | 1,0 |

Фактически теоретические результаты свидетельствуют о сохранении тенденции в выборе хладагента: как природный хладагент R600a, так и хладагент четвертого поколения R1234ze имеют очевидные преимущества.

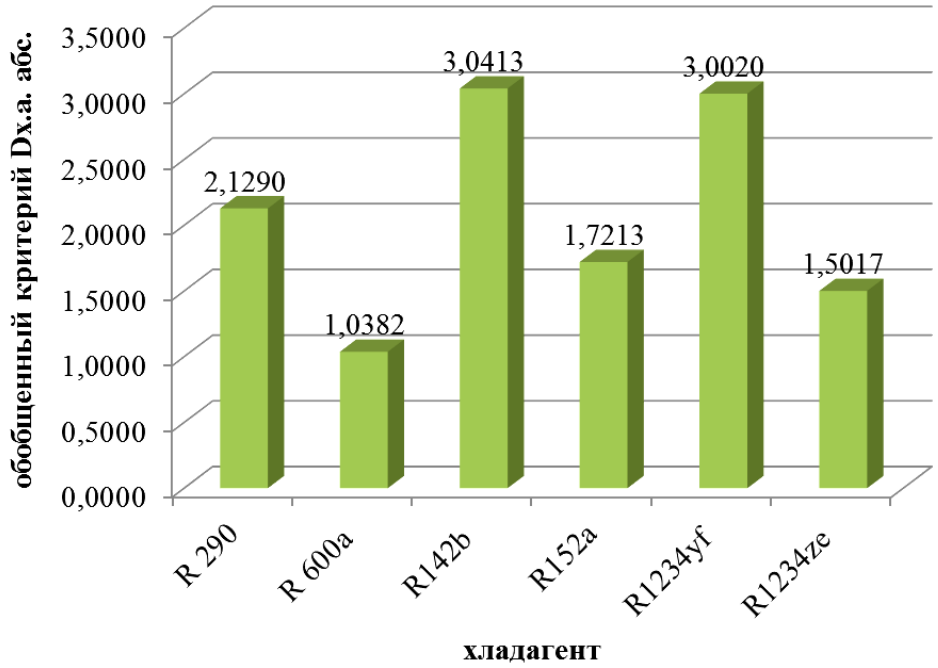



Рисунок 5.19 – Значения обобщенного критерия $D_{\text{х.а.абс}}$ для рассматриваемых хладагентов

Зависимости коэффицента теплотрансформации и эксергетического КПД от температуры кипения приведены на рисунках 5.20-5.21, соответственно. При температуре конденсации 83°C получены следующие результаты: $\mu_{\text{тн}}$ показывает положительную корреляцию с температурой испарения; среднее значение $\mu_{\text{тн}}$ в указанном диапазоне температур кипения для R600a составляет 3,96; для R1234ze – 3,55; для R152a – 3,2. Значения эксергетического КПД изменяются лишь в пределах 2-3%; усредненное значение для R600a составляет 0,525; для R1234ze – 0,485; для R152a – 0,45.

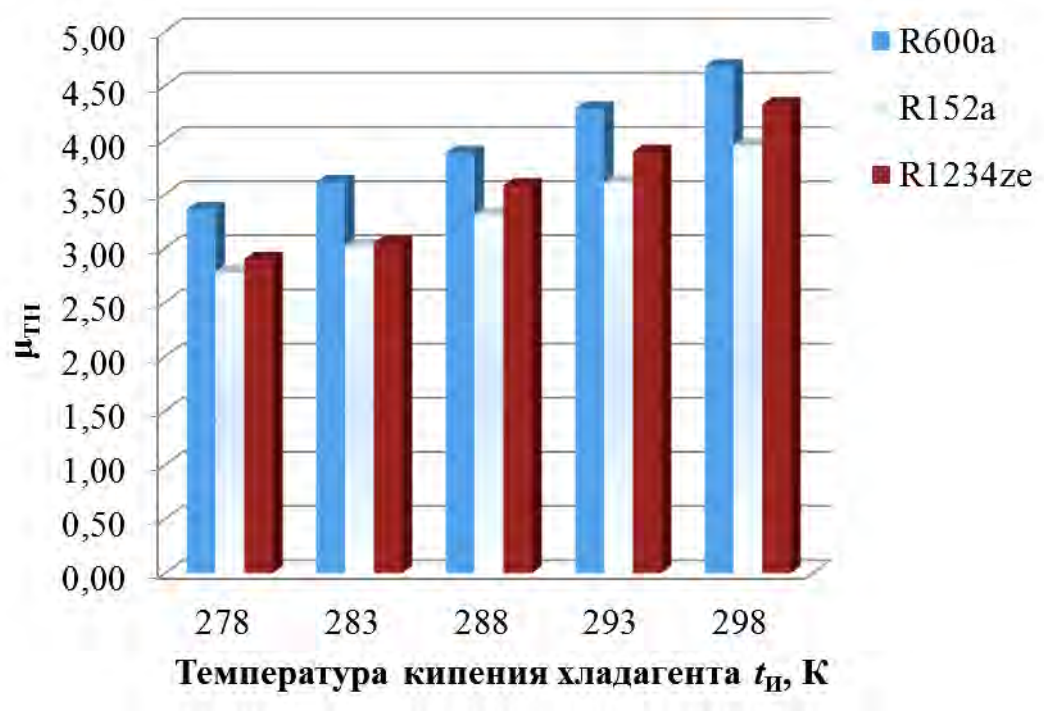



Рисунок 5.20 – Зависимость $\mu_{ТН} = f(t_И)$ для циклов при $t_{КД} = 83°C$

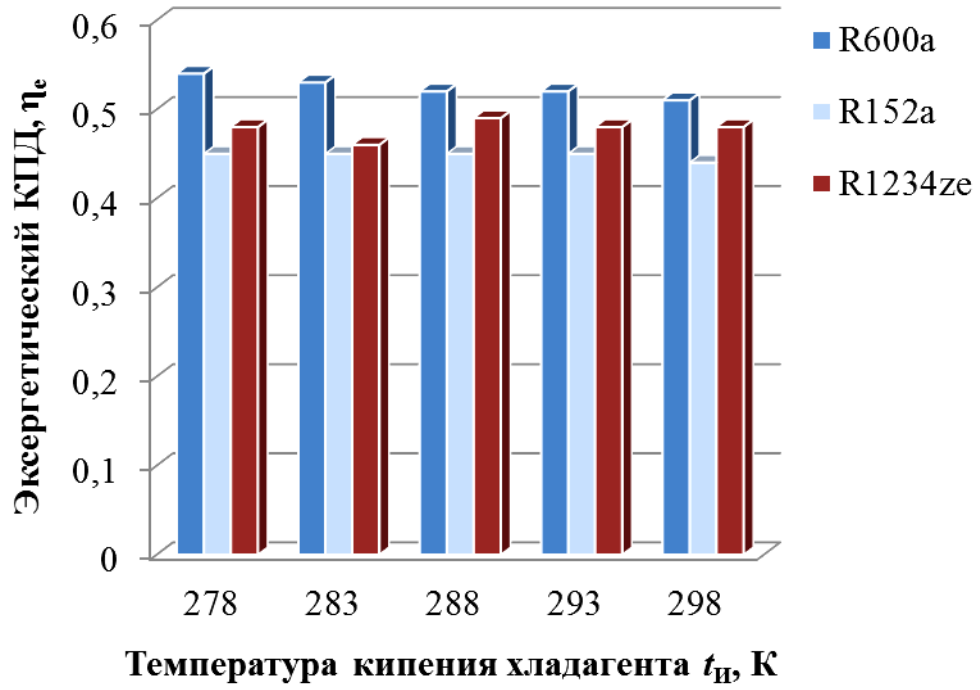



Рисунок 5.21 – Зависимость $\eta_e = f(t_И)$ для циклов при $t_{КД} = 83°C$

**Выводы по разделу 5**

1. Алгоритм расчета и прогнозирования работы парокомпрессионных теплонасосных установок по утилизации теплоты оборотной воды ППП, дополненный современными эколого-энергетическими показателями, может быть использован для исследования любых низкотемпературных парокомпрессионных систем, независимо от рода рабочей смеси и схемно-цикловых решений.

2. Предложенная методика оценки и выбора хладагента, основанная на методе многокритериальной оптимизации, является удобным инструментом при комплексной оценке работы систем кондиционирования и теплонасосных установок.

3. Для работы ПТНУ для обеспечения горячего водоснабжения изменение температуры низкопотенциального источника в пределах 20…40 °С не оказывает существенного влияния на величину теплопроизводительности $q_{\text{ТН}}$ .

4. Для исследуемых диапазонов НТИ и ВТИ, не являющихся характерными для ТНУ, согласно расчетам получена типичная картина поведения коэффициента преобразования теплоты $\mu_{\text{ТН}}$, эксергетического КПД $\eta_e$ и *ECOP*.

5. Распределение потерь эксергии по элемента насоса для исследуемых хладагентов при $t_{\text{И}}$ = 20 °С и $t_{\text{КД}}$=60 ºС позволяет выделить компрессор и конденсатор как элементы с наибольшими потерями, первопричиной можно считать неконтролируемый теплоообмен от рабочего тела с высокой температурой через стенки к окружающему воздуху.

6. В теоретических циклах на компрессор и конденсатор приходится в среднем 30% всех потерь, а на в действительном – 45 % и 22 %, соответственно. Т.е. именно эти узлы необходимо усовершенствовать, чтобы повысить эффективность работы установок. Как для природных хладагентов, так и для хладагентов четвертого поколения наименьший «вклад» в потери эксергии приходится на регенеративный теплообменник (эффективность составила $\eta^{e}_{\text{РТО}}$ = 88…93% – для теоретических циклов и $\eta^{e}_{\text{РТО}}$ = 90…94% – для действительных циклов).

7. При повышении температуры кипения хладагента на каждые 5 градусов повышение коэффициента теплотрасформации $\mu_{тн}$ составило: для R600a – 13…29%; для R1234ze – 11…36%; R1336mzz – 8…34%; R744 – 7…22%. Наибольшее абсолютное значение коэффициента теплотрасформации зафиксировано для R600a, а наименьшие абсолютные значения для каждой установленной температуры кипения для R744.

8. Для целей теплоснабжения и горячего водоснабжения для работы среднетемпературных ПТНУ по утилизации теплоты оборотной воды ППП с исходно низкой температурой в качестве рабочего тела целесообразно рассматривать R600a и R1234ze.

9. Финальный выбор хладагента и схемы работы ПТНУ должен базироваться на детальном экономическом анализе проекта с учетом лучших термодинамических и экологических характеристик рабочего тела.

Основные научные результаты, изложенные в данном разделе, опубликованы в работах [10, 11, 90-92, 98, 103, 105, 281-283, 287, 331].

# РАЗДЕЛ 6
# ОБОСНОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ И ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОТЫ ОБОРОТНОЙ ВОДЫ ДЛЯ ЭЛЕКТРОГЕНЕРАЦИИ

## 6.1. Анализ возможности производства электроэнергии за счѐт использования теплоты оборотной воды

Для анализа возможности производства электроэнергии за счѐт использования в качестве первичного источника НПТ систем оборотного и повторно-последовательного использования воды на предприятиях пищевой промышленности были определены следующие задачи:

– принять запасы источников НПТ и их характеристики, необходимые для разработки и расчѐта схемы электрогенерации;

– исследовать возможность электрогенерации при освоении всего потока НПТ;

– разработать схему трансформации принятых запасов НПТ в электроэнергию;

– выполнить подбор рабочего тела энергогенерирующего комплекса;

– выполнить оценочный теплотехнический расчѐт разработанной схемы и определить реальные характеристики предлагаемой установки.

Для работы любой тепловой машины нужен источник теплоты с более высоким температурным уровнем – нагреватель и источником теплоты с более низким температурным уровнем – холодильник. Нагревателем в нашем случае является вода системы оборотного водоснабжения с температурой 30…45°С. Холодильником могут служить породы на глубине от 30 до 100 метров со средней температурой плюс 12 °С и атмосферный воздух при его температуре ниже плюс 12 °С.

Для дальнейшего анализа принимаем следующие параметры:

- температура нагревателя $T_{В1}$ = 313К;

- температура воды, возвращаемой в технологическую цепочку, $T_{В2}$ =27°С=300К;

- температура холодильника $T_х$ = 285К или $t_х$ =12°С;

- мощность теплового потока НПТ $Q_{НПТ}$=1МВт=1000 кВт;

- КПД электрогенератора $\eta_э$=0,95.

Для любой тепловой машины, не зависимо от еѐ термодинамической схемы и конструктивного исполнения, наиболее эффективным является идеальный цикл Карно. Теоретический КПД идеального цикла Карно всегда максимален. Определим максимальное теоретическое значение величины электрогенерации по формуле (6.1):

$$N_{эл} = Q_{НПТ}\eta_{КАРНО}\eta_э \quad (6.1)$$

где $N_{эл.}$ - максимальное теоретическое значение величины электрогенерации, кВт; $\eta_{КАРНО}$ – теоретический КПД идеального цикла Карно.

$$\eta_{КАРНО} = \frac{T_н - T_х}{T_н} = \frac{313-285}{313} = 0{,}09 \quad (6.2)$$

Тогда

$$N_{эл} = 1000 \cdot 0{,}09 \cdot 0{,}95 = 85{,}5, \text{ кВт}$$

Очевидно, что ввиду малого перепада температур между нагревателем и холодильником приходится искать способы повышения температурного потенциала энергогенерирующей установки. Как было сказано выше, для максимально возможного снижения температуры холодильника мы используем нейтральный слой горных пород. Теплота на поверхности Земли поступает от внешнего (экзогенного) и внутреннего (эндогенного) источников. Земная поверхность получает энергию, излучаемую Солнцем, в течение всего года. Кроме теплоты, поступающей с солнечным излучением, Земля получает энергию, поступающую из еѐ недр. На глубине не более 1-2 м происходят суточные изменения температуры. Сезонные колебания температуры распространяются до глубины 20-25 м. Это пояс постоянной годовой температуры (это и есть

нейтральный слой), его температура равна средней годовой температуре воздуха на поверхности. Для региона Донбасса нейтральный слой находится на глубине 30 м, и его температура составляет 8 °С. В практике геологических и гидрогеотермических исследований геотермический градиент обычно определяют для интервала 100 м, и в среднем для земной коры этот градиент равен 3 °С [21]. Поэтому среднюю температуру холодильника на глубине от 30 до 100 м принимаем равной плюс 12 °С. Практика эксплуатации тепловых насосов с геотермальными зондами показывает, что через погонный метр скважины может быть отведено 70 Вт тепловой энергии при расстоянии между скважинами 5 м [21, 22]. Для работы энергогенерирующего комплекса в рамках принятых нами условий необходимо отводить максимальный остаточный тепловой поток:

$$Q_{\text{ост}} = Q_{\text{НПТ}} - N_{\text{эл}}, \tag{6.3}$$

где $Q_{\text{ост.}}$ – максимальный остаточный тепловой поток, кВт.

Тогда $Q_{\text{ост}} = 1000 - 85{,}5 = 914{,}5$, кВт.

Температура теплоносителя при этом составит 22 °С. Для этого требуется 164 скважины с геотермальными зондами. Скважины могут быть выполнены по семиточечной схеме (рисунок 6.1). Современное передвижное оборудование бурения геотермальных скважин для тепловых насосов выполняет такую скважину за 4 часа при стоимости буровых работ и обустройства скважины под ключ 243 рос. руб./пог.м.

Для снижения площадей отчуждаемых территорий, в местах, где позволяют вмещающие породы, в соответствии со строительными нормами и правилами, кусты скважин могут быть выполнены под фундаментами зданий и сооружений. Длина коммуникаций при этом составит менее 820 м.

Схема энергогенерирующего комплекса для трансформации принятых запасов НПТ в электроэнергию представлена на рисунке 6.2.

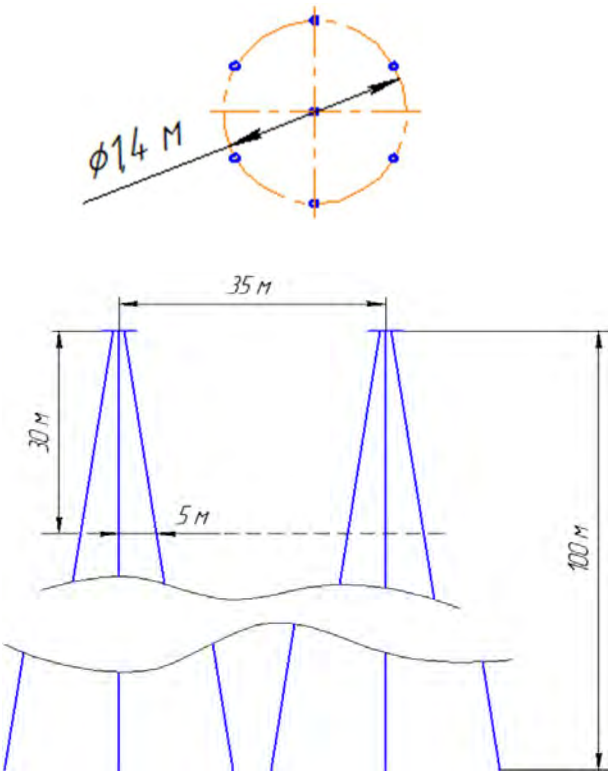



Рисунок 6.1 – Семиточечная кустовая схема скважин с геотермальными зондами

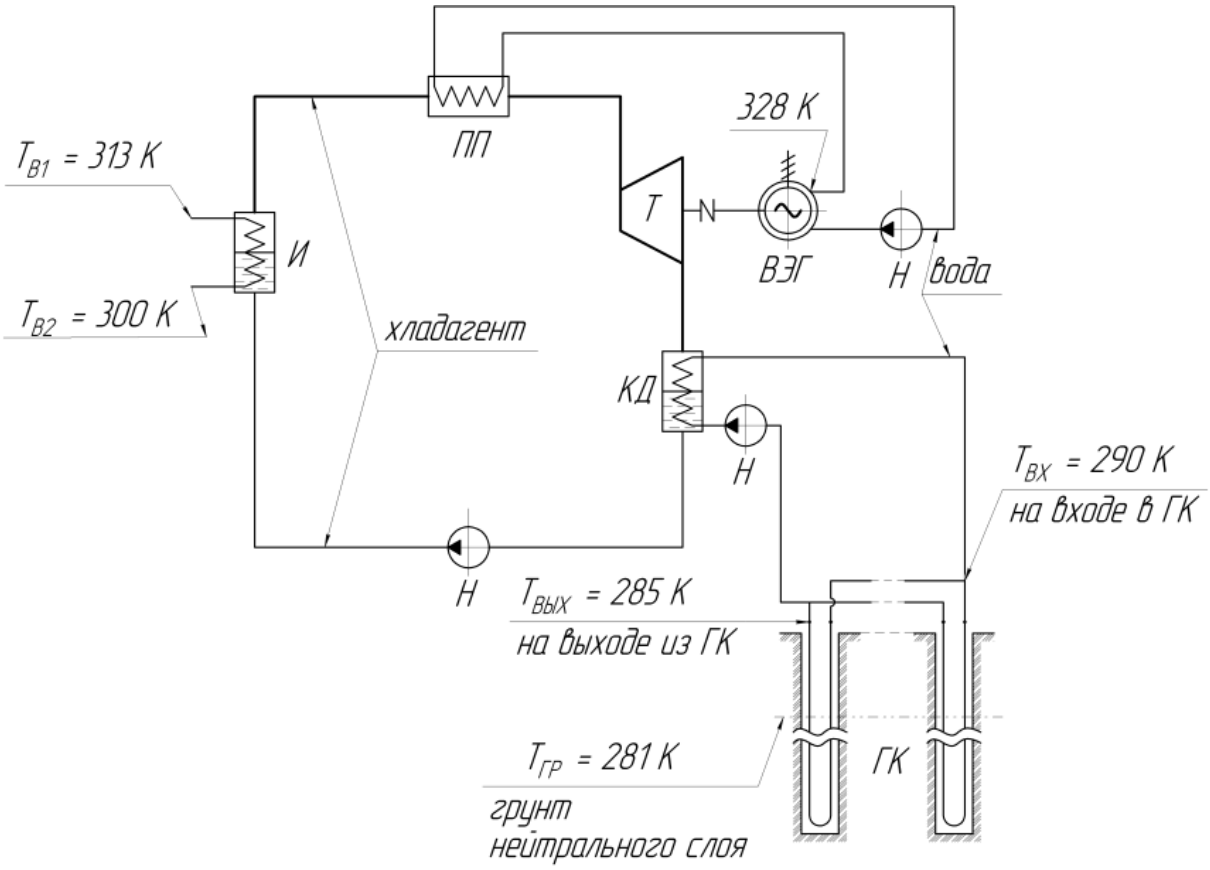



Рисунок 6.2 – Схема энергогенерирующего комплекса с геотермальными зондами

Термодинамический цикл работы входящей в комплекс паротурбинной установки (органический цикл Ренкина), работающей на перегретом паре для теплового режима с температурой нагревателя плюс 40 °С и с температурой холодильника плюс 12 °С, в *T-s* и lg *p-h* диаграммах состояния показан на рисунках 6.3 и 6.4, соответственно. Ввиду очевидно малого теплоперепада для расчѐта приняты паротурбинная установка с пароперегревателем, с одновенечной, с одной ступенью скорости, конденсационной осевой турбиной, работающей на перегретом паре.

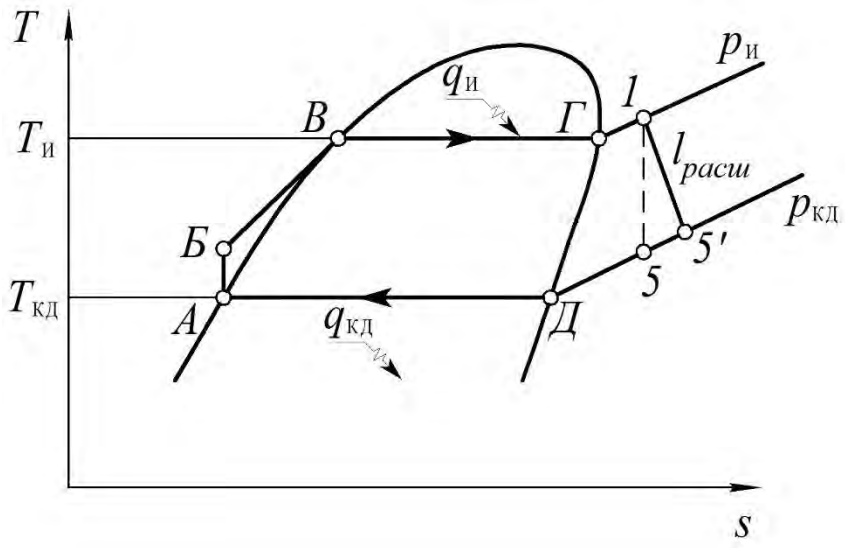



Рисунок 6.3 – Термодинамический цикл паротурбинной установки на низкокипящем рабочем теле в *T-s* диаграмме состояния

В испарителе (И) рабочее тело переходит из жидкого состояния в газообразное за счет низкопотенциальной теплоты (процессы Б-В-Г), далее пар перегревается в пароперегревателе (ПП) (процесс Г-1) и поступает в турбину (Т), в которой расширяясь совершает работу (процесс 1-5 условно адиабатный). Вал турбины вращается и приводит в действие электрогенератор (ВЭГ) при этом потенциальная энергия рабочего тела преобразуется в полезную механическую работу вращения ротора паровой турбины, приводящей во вращение электрогенератор.

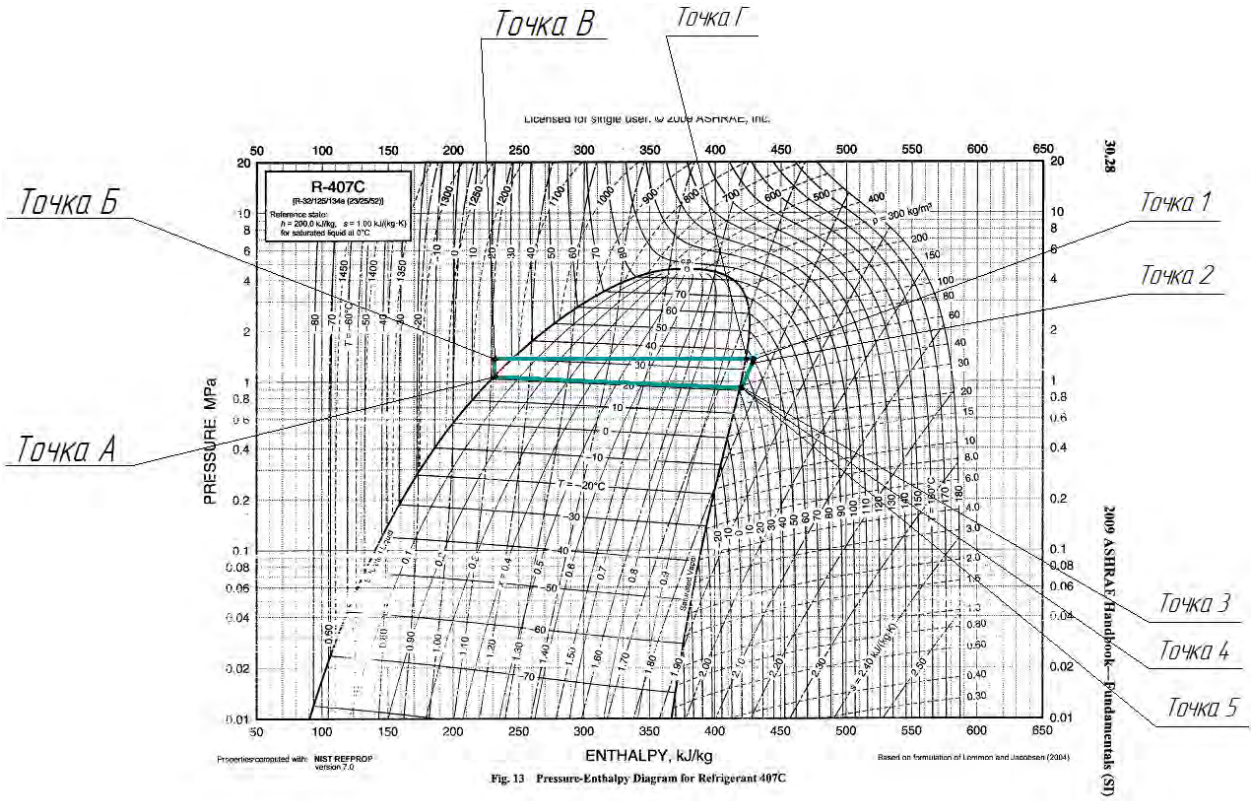



Рисунок 6.4 – Термодинамический цикл паротурбинной установки на низкокипящем рабочем теле в рабочей lg *p*-*h* диаграмме

Отработанный пар с низким значением энтальпии поступает в конденсатор (КД), где охлаждается промежуточным охладителем (процесс 5-Д-А). В качестве теплоприемника во втором контуре выступает нейтральный слой горных пород. Сконденсированный хладагент подается питательным насосом (Н) в испаритель (процесс А-Б), и цикл повторяется.

Следует отметить, что вопрос выбора рабочего вещества, в частности низкокипящего рабочего тела (НРТ), является ключевым как для холодильной техники, так и для энергетики.

К рабочему телу предъявляются следующие требования:

- низкая молекулярная масса (чем ниже, тем больше удельная выработка энергии при адиабатном расширении);

- высокие значения удельной теплоты парообразования и удельной теплоемкости;

- высокая плотность (снижает объем рабочего вещества в системе);

- высокие значения отношения плотности к вязкости для всех фаз (обеспечивает большую эффективность теплообмена и меньшие размеры теплообменного оборудования);

- нетоксичность;

- отсутствие экологического воздействия на окружающую среду (озоновый слой, парниковый эффект);

- желательно, чтобы пограничная кривая пара $x$=1 в $T$-$s$ координатах имела положительную производную, т.е. процесс расширения в турбине заканчивается в области перегретого пара, что исключает эрозию лопаток и не требует перегрева пара перед турбиной;

- низкая стоимость.

Кроме того, желательно, чтобы при нагреве НРТ переходило в сверхкритическое состояние для упрощения конструкции испарителя.

В качестве рабочих тел могут выступать различные вещества, в том числе пропан, изопентан, галогениды метана, R600a, R717, R245fa, R134a [148, 260-261, 268, 327, 341].

На данный момент ведется ряд отечественных и зарубежных научных проектов по поиску «идеального» рабочего вещества.

В данной работе низкокипящим рабочим веществом для паротурбинной установки выбран R407C. Данный хладагент является экологически безопасной, зеотропной смесью, он используется в некоторых моделях современных тепловых насосов. Зеотропная смесь – это механическая смесь хладагентов, используемых в качестве рабочего тела, имеющими разную температуру насыщения при одном давлении. При определѐнных условиях они разделяются на составляющие. Температура, при которой последняя капля жидкой смеси испаряется, называется температурой насыщения при данном давлении (точка росы зеотропного хладагента). Температура насыщения конденсации – это температура, при которой последняя частица пара конденсируется при данном давлении. Температура начала кипения зеотропного хладагента – это значение температуры,

когда первая частица зеотропной смеси испаряется. Хладагент R407C – это многокомпонентный газ, в состав которого входят следующие хладагенты в определенном соотношении: R125 (25 %), R32 (23 %) и R134a (52 %) [269]. Каждый из них отвечает за обеспечение своего отдельного свойства: R125 – способствует увеличению производительности, R32 – исключает возгорание, R32 – определяет рабочее давление в рабочем контуре. Температурный глайд данного хладагента составляет 7 °C. Температурный глайд находится за пределами параметров работы предложенной паротурбинной установки

На сегодняшний день технологии производства, хранения и транспортировки хладагентов хорошо отработаны. Хорошо изучены и представлены в виде справочных материалов термодинамические характеристики и теплотехнические свойства данного низкокипящего рабочего тела, используемого, как в холодильной технике, так и в энергетике. Хладагент R407C относится к списку переходных разрешѐнных Монреальским протоколом веществ.

Параметры рабочего тела в узловых точках цикла приведены в таблице 6.1.

Таблица 6.1 – Параметры R407C в узловых точках цикла паротурбинной установки

| Точка | Температура, °C | Давление, МПа | Удельная энтальпия, кДж/кг | Удельная энтропия, кДж/(кг·К) | Состояние |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| А | +22 | 1,13 | 230,9 | 1,115 | Насыщенная жидкость |
| Б | +22 | 1,49 | 232,2 | 1,115 | Ненасыщенная жидкость перед входом в испаритель |
| В | +31 | 1,49 | 246 | 1,15 | Насыщенная жидкость при давлении кипения |

Продолжение таблицы 6.1

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
|---|---|---|---|---|---|
| Г | 35,8 | 1,49 | 328,6 | 1,42 | Сухой насыщенный пар на входе в паропере-греватель |
| 1 | +40 | 1,51 | 425 | 1,75 | Перегретый пар перед турбиной |
| 5 | +22 | 0,944 | 419,89 | 1,75 | Перегретый пар при давлении конденсации |

Для теплового расчѐта проточной части паротурбинной установки из рисунка 6.4 необходимо определить параметры низкокипящего рабочего тела на участке 2-5.

*Точка 2*.

Давление пара перед соплами:

$$p_2 = 0{,}95 p_1 . \qquad (6.4)$$

$$p_2 = 0{,}95 \cdot 1{,}51 = 1{,}43 \text{ МПа}$$

$t_2$=+37,4 $^{o}$C – температура пара перед соплами;

$h_2$=429,5 кДж/кг – энтальпия пара перед соплами;

$\nu_2 = 0{,}0172 \text{ м}^3/\text{кг}$ – теоретический удельный объѐм пара перед соплами.

*Точка 4*.

Падение давления в выходной коробке и выхлопном патрубке турбины:

$$\Delta p = p_5 \cdot \lambda \cdot \left(\frac{c_{вп}}{100}\right)^2, \qquad (6.5)$$

где λ – коэффициент сопротивления выхлопного патрубка, принимаем 0,06; $c_{вп}$ – скорость пара в выходном сечении выхлопного патрубка турбины, м/с, для конденсационной турбины принимаем $c_{вп}$ = 110 м/с;

$$\Delta p = 0{,}944 \cdot 0{,}06 \cdot \left(\frac{110}{100}\right)^2 = 0{,}069 \text{ МПа}.$$

Давление за рабочими лопатками венца рабочего колеса:

$$p_4 = p_5 + \Delta p \ . \tag{6.6}$$

$p_4$=0,944 + 0,069 = 1,013 МПа; $t_2$=+22,4 °С – температура пара за рабочими лопатками венца рабочего колеса; $h_2$=420,01 кДж/кг – энтальпия пара за рабочими лопатками венца рабочего колеса.

*Точка 3.*

Теплоперепад идеальной турбины:

$$H_{0ид}^{т} = h_2 - h_5. \tag{6.7}$$

$H_{0ид}^{т}$ = 429,5– 419,89 =9,61 кДж/кг.

Располагаемый (перерабатываемый) теплоперепад ступени:

$$H_0^{т} = h_2 - h_4. \tag{6.8}$$

$H_0^{т}$=429,5 – 420,01 = 9,49 кДж/кг.

В сопловой решѐтке должен быть переработан теплоперепад:

$$H_{0с.р.} = H_0^{т} \cdot (1 - \rho). \tag{6.9}$$

где ρ – степень реактивности для активной ступени, принимаем 0,03;

$H_{0с}$ = 9,49·(1-0,03) = 9,21 кДж/кг.

Тогда энтальпия пара за сопловой решѐткой на входе в рабочую решѐтку:

$$h_3 = h_2 - H_{0с.р.}. \tag{6.10}$$

$h_3$ = 429,5 – 9,21 = 420,29 кДж/кг; $p_3$ =0,958 МПа – давление пара за сопловой решѐткой на входе в рабочую решѐтку; $t_3$=+22,4 °С – температура пара за сопловой решѐткой на входе в рабочую решѐтку;

Диаметр рабочего колеса определяется величиной теплового перепада $H_0^{т}$ и отношением U/$C_a$, где $C_a$ – условная теоретическая изоэнтропная скорость истечения пара из сопел:

$$C_{\text{а}} = \sqrt{2000 H_0^{\text{Т}}}, \quad (6.11)$$

$C_{\text{а}} = \sqrt{2000 \cdot 9{,}49} = 137{,}8$ м/с.

Принимаем $U/c_{\text{а}} = 0{,}4$. Тогда окружная скорость вращения диска рабочего колеса по среднему диаметру:

$$U = \frac{U}{c_{\text{а}}} C_{\text{а}}. \quad (6.12)$$

$$U = 0{,}4 \cdot 137{,}8 = 55{,}1 \text{ м/с}.$$

Средний диаметр рабочего колеса:

$$d = \frac{U}{\pi \cdot n_{\text{м}}}, \quad (6.13)$$

где $n_{\text{м}} = 50$ с$^{-1}$ – частота вращения генератора;

$$d = \frac{55{,}1}{3{,}14 \cdot 50} = 0{,}35 \text{ м}.$$

Тепловой поток, отдаваемый промежуточным теплоносителем в испарителе:

$$Q_{\text{НПТи}} = Q_{\text{НПТ}} \cdot \eta_{\text{т}}, \quad (6.14)$$

где $\eta_{\text{т}}$ – КПД теплообменника, из [200] принимаем равным 0,95.

$$Q_{\text{НПТ и}} = 1000 \cdot 0{,}95 = 950 \text{ кВт}.$$

Расхода пара в данном режиме:

$$G = \frac{Q_{\text{НПТ и}}}{h_2 - h_{\text{А}}}. \quad (6.15)$$

$$G = \frac{950}{429{,}5\text{-}230{,}9} = 4{,}78 \text{ кг/с}.$$

Определим расход пара с учѐтом утечек через уплотнения турбины $G'$, кг/с:

$$G' = G + G_{\text{ут}}. \quad (6.16)$$

где $G_{\text{ут}}$ – количество пара, утекающее через уплотнения турбины, кг/с;

$$G_{\text{ут}} = 0{,}01G. \quad (6.17)$$

$G_{ут} = 0{,}01 \cdot 4{,}78 = 0{,}05$кг/с

$G' = 4{,}78 + 0{,}05 = 4{,}83$кг/с

$\eta'_{oi}$ – внутренний относительный КПД.

Для оценочного расчѐта из работы [270 ] $\eta'_{oi}$=0,82.

Далее определяем использованный теплоперепад $H_и$:

$$H_и = H_0^T \cdot \eta'_{oi}. \text{ кДж/кг} \quad (6.18)$$

$H_и$ = 9,49·0,82=7,8 кДж/кг

Мощность на муфте электрогенератора $N_{m\Sigma}$:

$$N_{m\Sigma} = G' \cdot H_и \cdot \eta_{тм}, \text{ кВт} \quad (6.19)$$

$N_{m\Sigma}$=4,83·7,8·0,98=36,9 кВт.

Мощность электрогенерации, $N_Э$:

$$N_э = N_{m\Sigma} \cdot \eta_э, \text{ кВт} \quad (6.20)$$

где $\eta_Э = 0{,}92$ – КПД электрогенератора;

$$N_э = 36{,}9 \cdot 0{,}92 = 34, \text{ кВт}$$

Рассчитаем полный максимальный КПД электрогенерации $\eta_{\Sigma ТМУ}$ по формуле (6.21):

$$\eta_{\Sigma ТМУ} = \frac{N_э}{Q_{НПТ}} = \frac{34}{1000} = 0{,}034. \quad (6.21)$$

## 6.2. Методология подбора рабочего тела для парокомпрессионных установок, работающих по органическому циклу Ренкина

Для выбора рабочего вещества ОЦР с лучшими свойствами необходима предварительная оценка термодинамических свойств веществ и оценка различных критериев эффективности установки.

Как отмечалось в п.1.5 при поиске «идеального» хладагента сложно найти устойчивое решение, которое одновременно удовлетворяло бы всем требованиям.

Для многокритериальных задач локальные критерии обычно имеют разный физический смысл и, следовательно, несопоставимые размерности. Это усложняет решение многокритериальной задачи и приводит к необходимости введения процедуры нормализации критериев или обезразмеривания этих критериев.

Термодинамическое поведение однокомпонентных веществ в газовой и жидкой фазах имеет одинаковую топологическую структуру, аналогичную кубическим уравнениям состояния. Достоверное количественное описание термодинамической поверхности может быть достигнуто с помощью теории подобия. С этой точки зрения критическая температура $t_{кр}$ и критическое давление $p_{кр}$ и температура кипения $t_{И}$ при являются наиболее рациональными параметрами, обеспечивающими правильное описание термодинамических поверхностей вблизи кривой насыщения.

Три возможные конфигурации ОЦР приведены на рисунке 6.5 для рабочих веществ R717, R123 и циклопентан и наиболее типичных начальных условий. Основной акцент приходиться на процесс адиабатного расширения, конечные параметры изучаемого хладагента (т.4) в ходе которого зависят от профиля кривой сухого насыщенного пара, а именно: конфигурация А – состояние в т.4 влажный насыщенный пар (отрицательная производная $\frac{ds}{dT}$); конфигурация Б – состояние в т.4 перегретый пар, линия процесса практически параллельна кривой $x$=1; конфигурация В – состояние в т.4 перегретый пар с более высокой степенью перегрева (положительная производная $\frac{ds}{dT}$). Моделирование характеристик ОЦР базируется на положениях первого и второго законов термодинамики. Термодинамическое поведение рабочего вещества напрямую зависит от вида фазовой диаграммы, а именно от профиля кривых насыщения ($x$=0 и $x$=1), параметров тройной и критической точек.

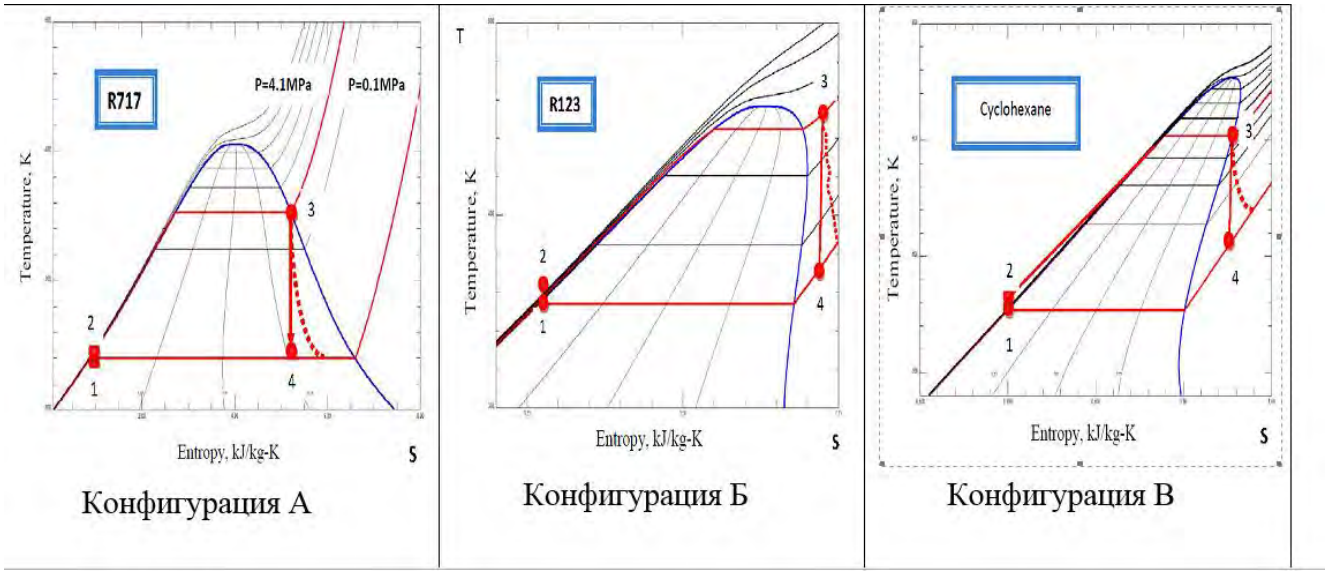



Рисунок 6.5 – Конфигурации ОЦР для типичных рабочих тел

Для оценки данных об эффективности цикла применяются искусственные нейронные сети (ИНС, англ. *Artificial Neural Networks - ANN*), способные распознавать сложные вход-выходные связи [123]. На первом этапе обучающая выборка использовалась для расчета характеристик основного цикла. ИНС представляет собой математический аппарат, позволяющий в процессе обучения устанавливать зависимости между входными данными и целевыми характеристиками любой сложности. Целью обучения является нахождение факторов связи между нейронами, которые определяют способности нейронной сети к выделению скрытых связей между входными и выходными значениями. После обучения сеть становится способной прогнозировать новые данные на основе ограниченной выборки известных взаимосвязей между входными и выходными значениями.

Построение ИНС включает в себя следующую последовательность действий: выбор исходных данных для обучения; выбор архитектуры сети; диалоговый выбор параметров ИНС; процесс обучения; проверка адекватности обучения (валидация); и прогнозирование. Расчеты проводились в среде Matlab Neural Network Toolbox. Алгоритм обратного распространения использовался для обучения ANN. Выходные значения в исходной выборке были рассчитаны для различных конфигураций циклов на основе термодинамических свойств. В

качестве входных значений используются заданные $t_{кр}$, $p_{кр}$ и $t_{И}$. Рассмотрены различные архитектуры нейронных сетей с разным количеством нейронов и функциями активации в первом и втором слоях. Третий слой сети всегда содержит один нейрон с линейной активной функцией.

В таблице 6.2 приведены значения температуры ($t_3$, $t_4$) и диапазон допустимых давлений ($p_{min}$, $p_{max}$), характеризующие условия эксплуатации трех конфигураций ОЦР.

Таблица 6.2 – Значения основных термодинамических параметров ОЦР циклов, включая *COP*, на различных хладагентах, полученных с помощью ИНС

| Рабочее вещество | Тип цикла | $t_{кр}$, $^0C$ | $p_{кр}$, МПа | $t_{И}$, $^0C$ | $t_3$, $^0C$ | $t_4$, $^0C$ | $p_{min}$, МПа | $p_{max}$, МПа | *COP*, %,[8] | *COP*, %, *ИНС* | *RD*, % |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
| R134a | A | 101.0 | 40.6 | -26.1 | 67.7 | 30.0 | 7.7 | 20.0 | 7.74 | 7.73 | 0.1 |
| R152a | A | 113.5 | 44.9 | -24 | 72.6 | 30.0 | 6.8 | 20.0 | 8.82 | 8.78 | 0.4 |
| R152a | B | 113.5 | 44.9 | -24 | 100.0 | 53.8 | 6.9 | 20.0 | 9.22 | 9.27 | -0.5 |
| R290 | A | 96.65 | 42.5 | -42.1 | 57.1 | 30.0 | 10.7 | 20.0 | 5.91 | 5.91 | -0.1 |
| R290 | B | 96.65 | 42.5 | -42.1 | 100.0 | 76.0 | 10.7 | 20.0 | 6.11 | 6.18 | -1.2 |
| R600 | C | 152.0 | 38.0 | -0.5 | 100.0 | 48.4 | 2.8 | 15.3 | 12.58 | 12.53 | 0.4 |
| R600a | C | 135.0 | 36.5 | -11.7 | 100.0 | 45.3 | 4.0 | 20.0 | 12.12 | 12.11 | 0.1 |
| R601 | C | 196.5 | 33.7 | 27.8 | 100.0 | 57.7 | 0.8 | 5.9 | 12.91 | 12.87 | 0.3 |
| R601a | C | 187.7 | 33.9 | 36.1 | 100.0 | 58.4 | 1.1 | 7.2 | 12.75 | 12.75 | -0.0 |
| R218 | C | 71.89 | 26.8 | -36.8 | 58.9 | 33.6 | 10.0 | 20.0 | 5.22 | 5.22 | 0.0 |
| R227ea | C | 101.7 | 29.3 | -16.4 | 83.8 | 44.2 | 5.3 | 20.0 | 9.20 | 9.22 | -0.2 |
| R236ea | C | 139.2 | 34.1 | 6.19 | 100.0 | 53.9 | 2.4 | 15.7 | 12.02 | 12.16 | -1.1 |
| R245ca | C | 174.4 | 39.2 | 25.1 | 100.0 | 53.7 | 1.2 | 9.3 | 12.79 | 12.96 | -1.3 |
| R236fa | C | 125.5 | 32.0 | -1.4 | 100.0 | 48.6 | 3.2 | 19.3 | 11.63 | 11.55 | 0.6 |
| R245fa | C | 154.0 | 36.4 | 15.1 | 100.0 | 50.7 | 1.8 | 12.7 | 12.52 | 12.51 | 0.1 |
| R32 | A | 78.11 | 57.8 | -51.7 | 31.3 | 30.0 | 19.3 | 20.0 | 0.36 | 0.38 | -4.5 |
| R32 | B | 78.11 | 57.8 | -51.7 | 100.0 | 97.7 | 19.3 | 20.0 | 0.42 | 0.44 | -4.3 |
| R125 | A | 66.18 | 36.3 | -48.1 | 40.1 | 30.0 | 15.6 | 20.0 | 2.32 | 2.38 | -2.3 |
| R125 | B | 66.18 | 36.3 | -48.1 | 100.0 | 91.9 | 15.6 | 20.0 | 2.36 | 2.36 | 0.1 |
| R143a | A | 72.73 | 37.6 | -47.2 | 43.6 | 30.0 | 14.4 | 20.0 | 3.14 | 3.08 | 1.9 |

Продолжение таблицы 6.2

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| R143a | B | 72.73 | 37.6 | -47.2 | 100.0 | 87.3 | 14.4 | 20.0 | 3.31 | 2.98 | 10.0 |
| R1270 | A | 92.42 | 46.7 | -47.7 | 48.5 | 30.0 | 13.1 | 20.0 | 4.28 | 4.28 | -0.1 |
| R1270 | B | 92.42 | 46.7 | -47.7 | 100.0 | 81.2 | 13.1 | 20.0 | 4.53 | 4.16 | 8.2 |
| n-hexane | C | 234.7 | 30.1 | 68.4 | 100.0 | 61.9 | 0.2 | 2.5 | 13.00 | 13.00 | 0.0 |

В данном случае мы стремимся на основе известной информации о входных $t_{кр}$ , $p_{кр}$ и $t_{И}$ для ограниченного набора известных веществ, связанных сложными соотношениями с выходной величиной *COP*, прогнозировать энергетическую эффективность цикла Ренкина для малоизученных по этому вопросу рабочих веществ только про трем указанным параметрам.

Корреляции *ANN* для *COP* (выход) как функция критической температуры, критического давления и нормальной температуры кипения (вход) построены на основе базы данных REFPROP 8.0 [292]. Было использовано 15 рабочих веществ: R134A, R123, R1270, R717, R600A, R290, R245FA, R245CA, R236FA, R227EA, R142B, R125, R113, R22, R32 [322].

Результаты расчета *COP* для различных конфигураций ОРЦ приведены в таблице 6.2. Отклонения «экспериментальных» значений *COP* (по формуле (5.16) 11 столбец) от рассчитанных с помощью ИНС (12 столбец) находятся в пределах погрешности расчетов. Заметные отклонения относительной погрешности (более 5 %) наблюдаются при низких значениях *COP*, что не имеет принципиального значения, поскольку нас интересуют рабочие тела с максимальной энергетической эффективностью.

Органический цикл Ренкина для класса рабочих жидкостей на основе гидрофторэфиров (ГФЭ) рассматривается как демонстрация предлагаемого подхода. Гидрофторэфиры (ГФЭ) используются в качестве заменителей третьего поколения хлорфторуглеродов (ХФУ), гидрохлорфторуглеродов (ГХФУ) и перфторуглероды (ПФУ) из-за их почти нулевого разрушения стратосферного озона и относительно низкого потенциала глобального потепления. В научной периодике относительно недавно стали появляться работы по применению ГФЭ в

низкотемпературной технике [327], поэтому прогнозирование эффективности ОЦР на данных рабочих телах является актуальным.

Параметры в критической точке ГФЭ были взяты из работы [292]. Показатели воспламеняемости, коррелированные с атомарными частицами простым соотношением атомов фтора (nF) и водорода (nH) Ψ = nF/(nF+nH), приведены в таблице 6.3. Температурные границы для конфигурации А были взяты в диапазоне 300…315К.

Для выбора компромиссного рабочего тела были использованы формулы (5.15)-(5.18), рассчитаны энергоэффективность (μCOP) и экологическая безопасность ($\mu_{GWP}$) как функции критических параметров при следующих допущениях: $COP_{max} = COP_{Carnot}$ ; $COP_{min}$ = 3,64 и $GWP_{max}$ = 500; $GWP_{min}$ = 0. Ограничением считался показатель воспламеняемости (Ψ > 0,7). Пересечение функций принадлежности определяет компромиссное решение для каждого рассматриваемого ГФЭ. Окончательное решение выбирается после сравнения компромиссных решений с показателем воспламеняемости.

Таблица 6.3 – Параметры критической точки, индекс воспламеняемости и COP для гидрофторэфиров

| Рабочее вещество | μ, г/моль | $T_{кр}$, $K$ | $p_{кр}$, МПа | $\rho_{кр}$, кг/м$^3$ | $Z_{кр}$ | Ψ | $COP$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| $C_2HF_5O$ | 136.021 | 354.49 | 3.35 | 0.579 | 0.267 | 0.83 | 3.64 |
| $C_2H_2F_4O$ | 118.030 | 420.25 | 4.23 | 0.529 | 0.270 | 0.67 | 3.94 |
| $C_2H_3F_3O$ | 100.040 | 498.50 | 4.82 | 0.485 | 0.240 | 0.50 | 3.94 |
| $C_3F_6O$ | 166.022 | 361.90 | 3.06 | 0.610 | 0.277 | 1.00 | 3.64 |
| $C_3F_8O_2$ | 220.018 | 372.40 | 2.33 | 0.610 | 0.271 | 1.00 | 3.65 |
| $C_3HF_7O$ | 186.028 | 387.80 | 2.62 | 0.550 | 0.275 | 0.88 | 3.75 |
| $C_3H_2F_6O$ | 168.038 | 428.90 | 3.04 | 0.553 | 0.269 | 0.75 | 3.94 |
| $C_3H_3F_5O$ | 150.047 | 462.03 | 3.54 | 0.553 | 0.259 | 0.63 | 3.94 |

Продолжение таблицы 6.3

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $C_3H_3F_5O$ | 150.047 | 406.82 | 2.89 | 0.500 | 0.256 | 0.63 | 3.92 |
| $C_3H_5F_3O$ | 114.066 | 449.05 | 3.51 | 0.412 | 0.260 | 0.38 | 3.94 |
| $C_4F_8O$ | 216.029 | 400.00 | 2.69 | 0.680 | 0.257 | 1.00 | 3.89 |
| $C_4F_{10}O$ | 254.026 | 391.70 | 1.87 | 0.630 | 0.232 | 1.00 | 3.75 |
| $C_4HF_7O_2$ | 214.038 | 452.88 | 2.87 | 0.597 | 0.273 | 0.88 | 3.94 |
| $C_4HF_7O_2$ | 214.038 | 435.06 | 2.65 | 0.569 | 0.275 | 0.88 | 3.94 |
| $C_4HF_9O$ | 236.036 | 412.63 | 2.26 | 0.499 | 0.311 | 0.90 | 3.93 |
| $C_4H_2F_8O$ | 218.045 | 421.60 | 2.33 | 0.533 | 0.272 | 0.80 | 3.94 |
| $C_4H_2F_8O$ | 218.045 | 444.63 | 2.57 | 0.581 | 0.261 | 0.80 | 3.94 |
| $C_4H_2F_8O_2$ | 234.045 | 449.81 | 2.41 | 0.571 | 0.265 | 0.80 | 3.94 |
| $C_4H_3F_5O$ | 162.058 | 455.03 | 2.91 | 0.486 | 0.258 | 0.63 | 3.94 |
| $C_4H_3F_7O$ | 200.055 | 455.10 | 2.77 | 0.576 | 0.255 | 0.70 | 3.94 |
| $C_4H_3F_7O$ | 200.055 | 437.60 | 2.48 | 0.530 | 0.257 | 0.70 | 3.94 |
| $C_4H_3F_7O$ | 200.055 | 433.21 | 2.55 | 0.542 | 0.261 | 0.70 | 3.94 |
| $C_4H_3F_7O$ | 200.055 | 463.89 | 2.71 | 0.541 | 0.260 | 0.70 | 3.96 |
| $C_4H_4F_6O$ | 182.064 | 459.60 | 2.70 | 0.481 | 0.267 | 0.60 | 3.95 |
| $C_4H_4F_6O$ | 182.064 | 476.31 | 2.78 | 0.500 | 0.256 | 0.60 | 4.03 |
| $C_4H_5F_5O$ | 164.074 | 431.13 | 2.53 | 0.448 | 0.258 | 0.50 | 3.94 |
| $C_5F_{10}O$ | 266.037 | 427.00 | 1.90 | 0.600 | 0.237 | 1.00 | 3.82 |
| $C_5H_2F_6O_2$ | 208.059 | 485.10 | 2.77 | 0.720 | 0.198 | 0.75 | 4.11 |
| $C_5H_2F_{10}O$ | 268.053 | 447.40 | 2.14 | 0.582 | 0.265 | 0.83 | 3.84 |
| $C_5H_3F_7O$ | 212.066 | 476.55 | 2.58 | 0.538 | 0.256 | 0.70 | 4.03 |
| $C_5H_3F_7O$ | 212.066 | 467.64 | 2.52 | 0.518 | 0.266 | 0.70 | 4.00 |
| $C_5H_3F_9O$ | 250.062 | 475.74 | 2.23 | 0.563 | 0.251 | 0.75 | 3.90 |
| $C_5H_3F_9O$ | 250.062 | 462.72 | 2.37 | 0.558 | 0.276 | 0.75 | 3.93 |
| $C_5H_3F_9O$ | 250.062 | 473.01 | 2.24 | 0.550 | 0.259 | 0.75 | 3.90 |
| $C_5H_5F_5O$ | 176.085 | 475.54 | 2.64 | 0.494 | 0.238 | 0.50 | 4.05 |

Продолжение таблицы 6.3

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $C_5H_5F_7O$ | 214.081 | 481.54 | 2.38 | 0.497 | 0.256 | 0.58 | 3.92 |
| $C_6H_3F_9O$ | 262.073 | 498.97 | 2.20 | 0.520 | 0.267 | 0.75 | 3.82 |
| $C_6H_3F_{11}O$ | 300.070 | 486.48 | 1.95 | 0.567 | 0.255 | 0.79 | 3.89 |
| $C_6H_5F_9O$ | 264.089 | 482.02 | 1.98 | 0.518 | 0.251 | 0.64 | 3.90 |

Сравнение *COP* ОРЦ с рабочими телами ГФЭ (таблица 2) показывает максимальное значение 4,1 отмечено для $C_5H_2F_6O_2$, минимальное значение *COP* = 3,6 – для $C_2HF_5O$. В целом значение COP для всех исследуемых рабочих тел варьирует в пределах 3,64…3,94.

**Выводы по разделу 6**

1. Использование НПТ систем оборотного водоснабжения для выработки электроэнергии на предприятиях пищевых производств теоретически позволяет снизить потребление электроэнергии от внешних источников на 15-20%, что ведѐт не только к экономической выгоде и снижению себестоимости, но и энергосбережению и снижению углеродного следа при выпуске продукции.

2. Снижаются затраты на оборудование для восстановления свойств оборотной воды (фильтры, трубопроводы, запорная арматура и т.д.).

3. Теплотехнический расчѐт разработанной схемы и реальных технических характеристик предлагаемой установки носит оценочный характер и показывает, что КПД данного комплекса достаточно низок (3,4%). Однако полученная электроэнергия является экологически чистой и не требует использования топлива и других видов высокопотенциальных энергоресурсов.

4. Для повышения КПД предлагаемой установки и приближения его к КПД идеального цикла Карно, необходима разработка дополнительного оборудования, повышающего температуру низкокипящего рабочего тела на выходе из пароперегревателя за счѐт использования НПТ.

5. При практическом использовании новых рабочих тел, о которых имеется ограниченная информация о термодинамическом поведении, предложено применение метода искусственных нейронных сетей (подход ИНС) для прогнозирования энергоэффективности цикла Ренкина. На основании ограниченных данных о критических параметрах и нормальных температурах кипения веществ для различных конфигураций циклов определяются значения *COP* без расчета термодинамических свойств. Построение ИНС корреляций между информационными характеристиками рабочих тел и критериями эффективности цикла Ренкина сужает область поиска компромисса в пространстве конкурентных экономических, экологических и технологических критериев.

Основные научные результаты, изложенные в данном разделе, опубликованы в работах [94, 284].

# РАЗДЕЛ 7
# ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ПРЕДЛОЖЕННЫХ РЕШЕНИЙ ПО ИСПОЛЬЗОВАНИЮ ТЕПЛОТЫ ОБОРОТНОЙ ВОДЫ НА ПРЕДПРИЯТИЯХ ПИЩЕВЫХ ПРОИЗВОДСТВ

Среди направлений стратегического планирования пищевой и перерабатывающей промышленности до 2030г. подчеркнута «…необходимость создания условий для модернизации Промышленности, формирования инновационного технологического уклада» [193].

Любые инновационные нововведения с одной стороны определяются рядом экономических, технологических и природных факторов, предпосылками в виде исходных характеристик потребителей (электро- и теплоемкость производства, наличие вторичных энергетических ресурсов, характер тепловых нагрузок, график потребления электроэнергии, наличие ответственных электроприемников и т.д.) и параметров энергетического рынка (цены на энергоресурсы, ограничения электроснабжения в часы пиковых нагрузок, высокие тарифы в пиковой зоне суток и т.д.), с другой стороны должны полностью соответствовать нормативным документам по сохранению качества окружающей среды, например, закону Российской Федерации «Об охране окружающей среды», «Экологической доктрине» и др.

Необходимость оценки эффективности полезного использования теплоты оборотной воды различными установками требует использования единого системного подхода к анализу как отдельных технологий преобразования теплоты, так и комбинированных систем.

Соответственно с этим, предметом выбора может быть наиболее эффективный тип оборудования, режим эксплуатации, мощность, степень автоматизации, сроки сооружения объектов.

Выбор эффективного варианта должен осуществляться с учетом интересов экономической и экологической политики, потребителей оборотной воды. Во всех

этих случаях на практике учитываются разные слагаемые затрат и результатов производства [18, 71, 73, 109].

## 7.1. Разработка критериев для анализа эффективности использования теплоты охлаждающей воды в циклах оборотного водоснабжения

В качестве первого критерия, с которого целесообразно начинать работу по сравнению различных схем, целесообразно использовать долю полезно использованной теплоты относительно валового количества теплоты, которое необходимо отвести от охлаждаемой воды. Данный критерий предложено назвать степенью использования теплоты в системе оборотного водоснабжения**.** Определяется при помощи следующего выражения:

$$\eta_{эф} = \frac{Q_{пол}}{Q}, \qquad (7.1)$$

где $Q$ – тепловая мощность, которую необходимо отбирать от оборотной воды, кВт; $Q_{пол}$ – полезно используемая тепловая мощность, отбираемая от оборотной воды после реконструкции системы оборотного водоснабжения, кВт.

В базовом варианте работы системы оборотного водоснабжения величина $Q$ представляет собой тепловую мощность, передаваемую от охлаждающей воды в окружающую среду.

Теоретически $\eta_{эф}$ меняется в пределах от 0 (этот случай относится к базовому режиму, при котором вся теплота передается в окружающую среду от водоохлаждающих устройств) до 1 (эта ситуация достигается, когда вся теплота, которую необходимо отвести от оборотной воды находит полезное использование).

В реальности, если полагать, что теплота оборотной воды используется для решения задач теплоснабжения и удается достичь полного удовлетворения этих потребностей, то предельное значение $\eta_{эф}^{пред}$ будет определяться

в случае прямого использования теплоты воды [82]:

$$\eta_{эф}^{пред} = \frac{Q_{о} + Q_{гв} + Q_{в}}{Q}; \qquad (7.2а)$$

в случае использования технологии на базе теплового насоса:

$$\eta_{эф}^{пред} = \frac{(Q_{о} + Q_{гв} + Q_{в})(\mu_{тн} - 1)}{Q}, \qquad (7.2б)$$

где $Q_{о}$, $Q_{гв}$, $Q_{в}$ – расчетные тепловые мощности отопления, горячего водоснабжения и вентиляции всех объектов предприятия, кВт; $\mu_{тн}$ – коэффициент теплотрансформации используемой теплонасосной установки.

Разница между предельной и реальной степенью использования теплоты в системе оборотного водоснабжения дает представление о нереализованном потенциале энергосбережения, который предлагается рассматривать как еще один критерий:

$$ПЭ = \frac{\eta_{эф}^{пред} - \eta_{эф}}{\eta_{эф}^{пред}} \cdot 100\,.\,\% \qquad (7.3)$$

Зависимости (7.2а и 7.2б) справедливы в том случае, если теплота от оборотной воды используется только для решения задач теплоснабжения (что имеет место в большинстве случаев). Если часть теплоты используется для технологических нужд, необходим пересмотр числителей данных выражений.

В качестве параметра, позволяющего оценить теплотехническую эффективность предложенных технических решений по утилизации теплоты оборотной воды, предложено использовать критерий энергетической эффективности способа утилизации теплоты:

$$K_{эн} = \frac{Q_{пол}}{N}, \qquad (7.4)$$

где $N$ – мощность источников энергии (прежде всего электроэнергии), задействованных для организации отбора от оборотной воды тепловой мощности $Q_{пол}$ и ее полезного использования, кВт.

Так, с одной стороны, увеличение скорости движения потоков охлаждаемой оборотной воды через элементы теплообменного оборудования приводит к

существенному увеличению теплового потока, но с другой стороны, приводит к повышению потерь давления и увеличению расхода энергии на привод нагнетателей.

Дополнительные эксплуатационные затраты при организации полезного использование теплоты оборотной воды определяются:

$$ДЗ = \Delta З_{исп} - \Delta З_{баз}, \quad (7.5)$$

где $\Delta З_{баз}$ – уменьшение эксплуатационных затрат на водоохлаждающем устройстве, связанное с уменьшением проходящего через него объема воды; $\Delta З_{исп}$ – эксплуатационные затраты, связанные с обслуживанием устройств, полезно использующих теплоту оборотной воды.

Основными позициями в формировании величины $\Delta З_{баз}$ являются:

- сокращение затрат на подпитку основного потока воды, связанное с уменьшением потерь воды на капельный унос и испарение (в штатном режиме работы потери воды, идущей по контуру, обеспечивающему полезное теплоиспользование, отсутствуют);

- сокращение затрат электроэнергии на привод вентиляторов градирен и перекачку воды охлаждаемой на градирнях (в связи с тем, что на градирни поступает меньшее количество воды).

Основными позициями в формировании $\Delta З_{исп}$ являются:

- дополнительные затраты электроэнергии на привод нагнетателей для прокачки потока охлаждаемой воды через элементы теплоиспользующего оборудования;

- затраты электроэнергии для обеспечения работы теплонасосной установки (в случае, если задействована соответствующая технология утилизации теплоты).

В итоге величина ДЗ может оказаться даже отрицательной, что соответствует случаю получения положительного экономического эффекта от одного лишь сокращения потерь воды на градирнях.

Использование теплоты оборотной воды для решения задач теплоснабжения предприятия позволяет достичь экономии традиционных энергоносителей (природного газа или электроэнергии).

Абсолютная стоимость сэкономленных энергоносителей:

- в случае использования природного газа в базовом наборе оборудования, задействованном для решения задач теплоснабжения:

$$\text{Ст}_\text{г} = \frac{Q_\text{пол}}{Q_\text{нр} \cdot \eta} \cdot \frac{1}{1000} \cdot \text{Ц}_\text{г} \cdot n_\text{р}; \qquad (7.6)$$

- в случае использования электроэнергии

$$\text{Ст}_\text{э} = \frac{Q_\text{пол}}{3600} \cdot \text{Ц}_\text{э} \cdot n_\text{р}, \qquad (7.7)$$

где $Q_\text{нр}$ – теплота сгорания природного газа, кДж/м$^3$; $\eta$ – коэффициент полезного действия устройства, использующего природный газ; $\text{Ц}_\text{г}$ – стоимость природного газа, руб./1000 м$^3$; $\text{Ц}_\text{э}$ – стоимость электроэнергии, руб./кВт·ч; $n_\text{р}$ – продолжительность работы системы, использующей теплоту оборотной воды в течение года, с/год.

При работе с зависимостями (7.6) и (7.7) в качестве $Q_\text{пол}$ следует использовать среднеинтегральное значение за период эксплуатации теплоиспользующей установки.

Относительная стоимость сэкономленных энергоносителей (руб./(год·МВт)):

Для природного газа $\text{Ст}_\text{г}^\text{отн} = \frac{\text{Ст}_\text{г}}{Q}$;

Для электроэнергии $\text{Ст}_\text{э}^\text{отн} = \frac{\text{Ст}_\text{э}}{Q}$.

Годовой экономический эффект от реконструкции, обеспечивающей полезное использование теплоты оборотной воды (на примере случая, когда замещается природный газ):

$$\text{Эк} = \text{Ст}_\text{г} - \text{ДЗ}. \qquad (7.8)$$

Срок окупаемости в случае быстрой окупаемости может быть определен при помощи следующей зависимости:

$$\text{Т}_{\text{ок}} = \frac{\text{Инв}}{\text{Эк}}, \tag{7.9}$$

а при значительном сроке следует использовать формулу для дисконтированного срока окупаемости:

$$\text{Т}_{\text{ок}} = \min n, \text{ при котором } \sum_{t=1}^{n} \frac{\text{Эк}_t}{(1+r)^t} \geq \text{Инв}, \tag{7.10}$$

где Инв – объем инвестиций, руб.; $r$ – ставка дисконтирования; $t$ – индекс годов реализации проекта.

## 7.2. Оценка эффективности инвестиционных проектов по внедрению теплоутилизационных установок, использующих теплоту оборотной воды

7.2.1. Методика оценки эффективности инвестиционных проектов по внедрению теплоутилизационных установок, использующих теплоту оборотной воды

Обязательным этапом по внедрению нового инженерного решения является экономический анализ, который прогнозирует целесообразность его применения.

Согласно [129] сравнение различных инвестиционных проектов и выбор лучшего из них рекомендуется производить с использованием различных показателей, к которым относятся:

чистый дисконтированный доход (ЧДД) или интегральный эффект;

индекс доходности (ИД);

внутренняя норма доходности (ВНД);

срок окупаемости $T_{\text{ок}}$.

Таким образом, с помощью этих критериев можно определить эффективность энергосберегающего проекта с экономической точки зрения.

*Чистый дисконтированный* доход определяется как сумма текущих эффектов за весь расчѐтный период, приведенная к начальному шагу, или как превышение интегральных результатов над интегральными затратами [129].

В случае отсутствия инфляционных изменений на протяжении расчѐтного периода, ЧДД определяется по формуле:

$$\text{ЧДД} = \sum_{t=0}^{T} (R_t - З_t) \times \frac{1}{(1+E)^t}, \tag{7.11}$$

где $R_t$ – результаты на $t$-ом шаге расчѐта, руб; $З_t$ – затраты на том же шаге (без учѐта капитальных вложений), руб; $t$ – номер шага расчѐта; $T$ – предполагаемый срок эксплуатации объекта, лет; $E$ – норма дисконта, год$^{-1}$.

Для определения ЧДД используют также модифицированную формулу, в которой из состава затрат исключают капитальные вложения $К$:

$$K = \sum_{t=0}^{T} K_t \times \frac{1}{(1+E)^t}, \tag{7.12}$$

где $К_t$ – капитальные вложения на $t$-ом шаге, руб.

Как правило, капитальные вложения в энергосберегающие проекты, носят единовременный характер. При этом текущие затраты могут возрастать в связи с инфляционным ростом цен.

В соответствие с определением, указанным в [129], инфляция – снижение покупательной способности денежных средств, в результате чего прогнозируемые масштабы затрат и доходов по годам расчѐтного периода растут в соответствии с принятыми темпами инфляции.

При проведении экономических расчѐтов с учѐтом инфляции различают номинальную ставку дисконта $E_н$ (включающую инфляцию) и реальную ставку дисконта (очищенную от инфляции).

Взаимосвязь между этими величинами следующая:

- при темпе инфляции от 3 до 5 %

$$E_р = E_н - a; \tag{7.13}$$

- при темпе инфляции выше 5 %:

$$E_р = \frac{E_н - a}{1+a}, \tag{7.14}$$

где $a$ – темп инфляционного роста, год $^{-1}$.

Таким образом, формула для определения ЧДД принимает вид:

$$\text{ЧДД} = (R_0 - З_0) \times \sum_{t=0}^{T} (\frac{1}{(1+E_p)^t} - K, \quad (7.15)$$

где $R_0$ – результаты на *0*-вом шаге расчѐта, руб; $З_0$ – затраты на том же шаге (без учѐта капитальных вложений), руб;

Критерием финансовой эффективности инвестиционного проекта является выполнение условия

$$\text{ЧДД} > 0. \quad (7.16)$$

С ростом ЧДД возрастает экономическая привлекательность проекта.

Из-за естественных ограничений, связанных с масштабом деятельности, большее значение ЧДД не всегда будет соответствовать более эффективному варианту капиталовложений. Поэтому для оценки эффективности финансовых проектов использую индекс доходности.

*Индекс доходности (ИД)* – отношение чистого дисконтированного дохода к величине капиталовложений. При единовременных капитальных затратах выражение для определения индекса доходности имеет вид:

$$\text{ИД} = \frac{(R_0 - З_0) \times \sum_{t=0}^{T} \frac{1}{(1+E_p)^t}}{K}. \quad (7.17)$$

По аналогии с ЧДД, чем выше ИД, тем выше эффективность инвестиционного проекта. Таким образом, условие экономической целесообразности имеет вид:

$$\text{ИД} > 1. \quad (7.18)$$

Если два и более инвестиционных проекта имеют одинаковый ЧДД, то более эффективным будет проект с максимальным ИД.

*Срок окупаемости* – это период, в течение которого, полностью возмещаются дисконтированные капитальные вложения за счѐт чистого дохода.

Срок окупаемости считается показателем ликвидности, показывая срок, в течение которого средства будут заморожены в проекте. Чем короче срок окупаемости, тем выше значение годового чистого потока денежных средств.

Критерием эффективности инвестиционных проектов является выполнения условия

$$T_{\text{ок}} \rightarrow \min. \tag{7.19}$$

Срок окупаемости может быть определѐн графически или аналитически путѐм решения следующего уравнения:

$$\sum_{t=0}^{T_{\text{ок}}} (R_t - З_t) \times \frac{1}{(1+E)^t} = \sum_{t=0}^{T_{\text{ок}}} K_t \times \frac{1}{(1+E)^t}. \tag{7.20}$$

В случае единовременных капиталовложений и с учѐтом инфляции выражение принимает вид:

$$(R_0 - З_0) \times \sum_{t=0}^{T_{\text{ок}}} \frac{1}{(1+E_p)^t} = K. \tag{7.21}$$

Применяя аналитический метод определения срока окупаемости, путѐм математических преобразований получаем выражение для определения $T_{\text{ок}}$:

$$\sum_{t=0}^{T_{\text{ок}}} \frac{1}{(1+E_p)^t} = \frac{K}{R_0 - З_0}. \tag{7.22}$$

Левая часть выражения (7.22) представляет собой геометрическую прогрессию. При этом сумма $T_{\text{ок}}$ – членов геометрической прогрессии должна удовлетворять равенству (7.22).

После математических преобразований с учѐтом формулы суммы $n$-членов геометрической прогрессии, получаем следующее выражение:

$$\frac{1 - \frac{1}{(1+E_{\text{р}})^{T_{\text{ок}}}}}{1 - \frac{1}{(1+E_{\text{р}})}} = \frac{K}{R_0 - З_0}. \tag{7.23}$$

Путѐм дальнейших математических преобразований получаем формулу для аналитического определения срока окупаемости дисконтированных инвестиций:

$$T_{ок} = \frac{\ln(1 - \frac{K}{(R_0 - З_0)} \times (1 - \frac{1}{(1 + E_р)}))}{\ln \frac{1}{(1 + E_р)}}. \quad (7.24)$$

Экономический эффект от использования теплоты оборотной воды промышленного производства в качестве воды для ГВС определяется экономией тепловой энергии, расходуемой на нагрев воды до необходимой температуры ГВС - 45 °С. Экономия тепловой энергии определяется выражением:

$$\Delta Q = c \cdot m \cdot (t_{ст} - t_х). \quad (7.25)$$

где $c$ – удельная массовая теплоемкость воды, которая составляет 4200 Дж/(кг·К); $m$ – массовый расход воды на нужды ГВС согласно расчетной тепловой нагрузке при $t_{гвс}$ – 45 °С; $t_{ст}$ – температура воды теплых ВЭР предприятия - 35°С; $t_х$ – температура водопроводной воды (среднегодовая - 10°С).

Расчетное потребление тепловой энергии и расход воды на горячее водоснабжение были выполнены на примере производственных цехов предприятия «Донецкий маргариновый завод» (таблица 7.1).

Таблица 7.1 – Расчетное потребление тепловой энергии и расход воды на горячее водоснабжение

| Название помещения | Расчетное потребление тепловой энергии на ГВС | | | Расход воды на нужды ГВС |
|---|---|---|---|---|
| | кВт·ч/год | Гкал/год | ГДж/год | кг/год |
| Административный блок | 63 415,65 | 54,53 | 228,47 | 1 554 223 |
| Маргариновый цех | 71 974,76 | 61,89 | 259,31 | 1 763 994 |
| Рафинационный цех | 53 715,60 | 46,19 | 193,52 | 1 316 490 |
| Майонезный цех | 93 147,33 | 80,09 | 335,59 | 2 282 903 |
| Суммарные значения | 282 253,34 | 242,69 | 1 016,89 | 6 917 610 |

$$\Delta Q = 4200 \cdot 6917610 \cdot (35 - 10) = 726{,}35\,\text{ГДж}=173{,}35\ \text{Гкал}$$

Снижение расхода топлива на котельной на нагрев воды определяется по формуле [131]:

$$B = \frac{\Delta Q}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot \eta} \tag{7.26}$$

где $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ – низшая рабочая теплота сгорания природного газа – 35,5 МДж/м$^3$; η - КПД котла ДКВР 4/13 – 0,9.

$$B = \frac{726{,}35 \cdot 1000}{35{,}5 \cdot 0{,}9} = 22733{,}9\text{, м}^3$$

Расчеты параметров экономической эффективности были проведены в программе Excel по формулам (7.11)-(7.24), в которых:

$R_t$ – результаты на $t$-ом шаге расчѐта, показывающие экономию за счет сокращения потребления топлива $B$ с учетом существующего тарифа, определяются:

$$R_t = B \cdot C_{\text{газ}}\text{, руб} \tag{7.27}$$

где $C_{\text{газ}}$ = 15,16 руб/м$^3$ - тариф на топливо для предприятий.

Тогда

$$R_t = B \cdot C_{\text{газ}} = 22733{,}9 \cdot 15{,}16 = 344646{,}0\,\text{руб}$$

Дополнительные затраты том же шаге (без учѐта капитальных вложений) $З_t$ – расход средств на электроэнергию при работе дополнительного насосного оборудования определяются по формуле:

$$З_t = N \cdot T \cdot k_{\text{з}} \cdot C_{\text{эл}}\text{, руб} \tag{7.28}$$

где $N$ – мощность электродвигателя насоса для запитки контура ГВС промышленными стоками, кВт; $T$ – количество часов эксплуатации в год; $k_{\text{з}}$ – коэффициент загрузки насосного оборудования (0,9); $C_{\text{эл}}$ – тариф на электроэнергию, руб/кВт·ч – для предприятий – 4,9 руб/(кВт·ч);

$$З_t = 3{,}0 \cdot 8760 \cdot 0{,}9 \cdot 4{,}9 = 115894{,}8\,\text{руб}$$

Расчет капитальных затрат на установку контура ГВС приведен в таблице 7.2

Таблица 7.2 – Расчет капитальных затрат проекта по внедрению теплоутилизационной установки по использованию теплоты оборотной воды для контура ГВС

| Капитальные затраты | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Вид работ | Характеристики оборудования | Кол-во | Ед. изм | Стоимость руб/ед. | Затраты, руб |
| Монтаж насосного агрегата для запитки контура ГВС | Wilo CronoBloc BL 32/115-3/2 или аналог. | 2 | шт | 187 850,00 | 375 700,00 |
| Монтаж трубопроводов для запитки контура ГВС | Труба стальная водогазопроводная Ду-50 черная ГОСТ 3262-75 | 200 | м | 680,00 | 136 000,00 |
| Монтаж запорной арматуры | Задвижка чугун 30ч39р аналог МЗВГ вода Ду50, Ру16 | 2 | шт | 4 150,00 | 8 300,00 |
| Выполнение работ | Для экономии можно предположить, что монтаж проводится персоналом предприятия | | | | 0 |
| Суммарные капитальные затраты *К*, руб | | | | | 520 000,00 |

Результаты расчета экономических параметров проекта по внедрению теплоутилизационной установки по использованию теплоты оборотной воды для контура ГВС приведены в таблице 7.3.

Таблица 7.3 – Расчет экономических параметров проекта по внедрению теплоутилизационной установки по использованию теплоты оборотной воды для контура ГВС

| Расчет экономических параметров | | |
|---|---|---|
| Параметр | Ед.изм | Значение |
| 1 | 2 | 3 |
| Темпы инфляции | % | 15,9 |
| Номинальная ставка дисконта $E_н$ | % | 30 |
| Срок эксплуатации | год | 25 |

Продолжение таблицы 7.2

| 1 | 2 | 3 |
|---|---|---|
| Реальная ставка дисконтирования, $E_р$ | год$^{-1}$ | 0,12 |
| Коэффициент дисконтирования (за период эксплуатации) | год$^{-1}$ | 6,95 |
| Капитальные затраты $К$ | руб | 520 000,00 |
| Экономический эффект ($R_0$-$З_0$) | руб | 228 751,56 |
| Чистый дисконтированный доход ЧДД | руб | 1 069 089,99 |
| Индекс доходности ИД | | 2,06 |
| Дисконтированный срок окупаемости $Т_{ок}$ | год | 2,5 |
| Простой срок окупаемости $Т_{ок\_пр}$ | год | 2,3 |

7.2.2. Оценка эффективности инвестиционного проекта по внедрению парокомпрессионной теплонасосной установки, работающей на хладагентах четвертого поколения и использующей теплоту оборотной воды, для горячего водоснабжения предприятия

*Для горячего водоснабжения всего предприятия*

Годовой расход тепловой энергии предприятия на ГВС – 282 253,34 кВтч/год = 242,69 Гкал=1016,87 ГДж (таблица 7.1). Необходимая тепловая мощность системы ГВС – 33,0 кВт. Для организации системы предлагается монтаж теплового насоса Oilon ChillHeat P 30. Максимальная мощность – 30 кВт (при максимальной температуре нагреваемой воды $t_{max}$ = 120°С). Коэффициент $\mu_{ТН}$ составляет 4-6.

Экономия тепловой энергии по всему предприятию от использования тепловых ВЭР в качестве теплоносителя для теплового насоса составляет: $\Delta Q$=1016,87ГДж.

Снижение расхода топлива на котельной за счет внедрения парокомпрессионной теплонасосной установки, работающей на хладагентах четвертого поколения и использующей теплоту оборотной воды, определяется по формуле (7.26):

$$B = \frac{1016,87 \cdot 1000}{35,5 \cdot 0,9} = 31827,0 \text{ м}^3$$

Расчеты параметров экономической эффективности производятся по формулам (7.11)-(7.24), в которых:

Экономия за счет сокращения потребления топлива $B$ с учетом существующего тарифа – $R_t$:

$$R_t = B \cdot C_{\text{газ}} = 31827{,}0 \cdot 15{,}16 = 482496{,}6 \text{ руб}$$

Затраты электроэнергии на работу дополнительного оборудования (потребляемая мощность ТН $N$=6,6 кВт), определяются по формуле (7.28):

$$З_t = 6{,}6 \cdot 24 \cdot 355 \cdot 4{,}9 = 275536{,}8 \text{ руб}$$

Расчет капитальных затрат по внедрению парокомпрессионной теплонасосной установки, работающей на хладагентах четвертого поколения и использующей теплоту оборотной воды, для горячего водоснабжения предприятия приведен в таблице 7.4, а расчет экономических параметров – в таблице 7.5.

Таблица 7.4 – Расчет капитальных затрат проекта по внедрению ПТНУ, работающей на хладагентах четвертого поколения и использующей теплоту оборотной воды, для горячего водоснабжения предприятия

| Капитальные затраты | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Вид работ | Характеристики оборудования | Кол-во | Ед.изм | Стоимость руб/ед. | Затраты, руб |
| Монтаж теплового насоса | Тепловой насос Oilon ChillHeat P 30 (или аналог) | 1 | шт | 700 000,00 | 700 000,00 |
| Выполнение работ | Для экономии можно предположить, что монтаж проводится персоналом предприятия | | | | 0 |
| Суммарные капитальные затраты $K$, руб | | | | | 700 000,00 |

Таблица 7.5 – Расчет экономических параметров проекта по внедрению ПТНУ, работающей на хладагентах четвертого поколения и использующей теплоту оборотной воды, для горячего водоснабжения предприятия

| Расчет экономических параметров | | |
|---|---|---|
| Параметр | Ед.изм | Значение |
| Темпы инфляции | % | 15,9 |
| Номинальная ставка дисконта $E_н$ | % | 30 |
| Срок эксплуатации | год | 25 |
| Реальная ставка дисконтирования, $E_р$ | год$^{-1}$ | 0,12 |
| Коэффициент дисконтирования (за период эксплуатации) | год$^{-1}$ | 6,95 |
| Капитальные затраты $K$ | руб | 700 000,00 |
| Экономический эффект ($R_0$-$З_0$) | руб | 206 959,78 |
| Чистый дисконтированный доход ЧДД | руб | 738 370,50 |
| Индекс доходности ИД | | 1,05 |
| Дисконтированный срок окупаемости $T_{ок}$ | год | 4,0 |
| Простой срок окупаемости $T_{ок\_пр}$ | год | 3,4 |

*Для горячего водоснабжения помещений административного корпуса*

Годовой расход тепловой энергии административного блока на ГВС – 63 415,65 кВтч/год=54,53Гкал=228,47ГДж (таблица 7.1). Необходимая тепловая мощность системы ГВС – 7,2 кВт. Для организации системы предлагается монтаж теплового насоса Clausius Classic H 1-10. Максимальная мощность – 10 кВт. Коэффициент $\mu_{ТН}$ составляет 4,9.

Экономия тепловой энергии от использования теплых стоков в качестве теплоносителя для теплового насоса определяется выражением: $\Delta Q$=54,53 Гкал=228,48 ГДж.

Снижение расхода топлива на котельной определяется по формуле (7.26):

$$B = \frac{228,48 \cdot 1000}{35,5 \cdot 0,9} = 7151,2, \text{м}^3$$

Расчеты параметров экономической эффективности производятся по формулам (7.11)-(7.24), в которых:

Экономия за счет сокращения потребления топлива $B$ с учетом существующего тарифа (15,16 руб/м$^3$) – $R_t$ - результаты на $t$-ом шаге расчѐта:

$$R_t = B \cdot C_{\text{газ}} = 7151{,}2 \cdot 15{,}16 = 108412{,}1 \text{руб}$$

Затраты электроэнергии на работу дополнительного оборудования, определяются по формуле (7.28) с учетом мощности выбранного теплового насоса $N$:

$$З_t = 1{,}46 \cdot 24 \cdot 355 \cdot 4{,}9 = \ 60952{,}1 \ \text{руб.}$$

Расчет капитальных затрат по внедрению парокомпрессионной теплонасосной установки, работающей на хладагентах четвертого поколения и использующей теплоту оборотной воды, для горячего водоснабжения помещений административного корпуса приведен в таблице 7.6, а расчет экономических параметров – в таблице 7.7.

Таблица 7.6 – Расчет капитальных затрат проекта по внедрению ПТНУ, работающей на хладагентах четвертого поколения и использующей теплоту оборотной воды, для горячего водоснабжения помещений административного корпуса

| Капитальные затраты | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Вид работ | Характеристики оборудования | Кол-во | Ед.изм | Стоимость руб/ед. | Затраты, руб |
| Монтаж теплового насоса | Тепловой насос Clausius Classic H 1-10 (или аналог) | 1 | шт | 250 000,00 | 250 000,00 |
| Выполнение работ | Для экономии можно предположить, что монтаж проводится персоналом предприятия | | | | 0 |
| Суммарные капитальные затраты $K$, руб | | | | | 250 000,00 |

Таблица 7.7 – Расчет экономических параметров проекта по внедрению ПТНУ, работающей на хладагентах четвертого поколения и использующей теплоту оборотной воды, для горячего водоснабжения помещений административного корпуса

| Расчет экономических параметров | | |
|---|---|---|
| Параметр | Ед.изм | Значение |
| Темпы инфляции | % | 15,9 |
| Номинальная ставка дисконта $E_н$ | % | 30 |
| Срок эксплуатации | год | 25 |
| Реальная ставка дисконтирования, $E_р$ | год$^{-1}$ | 0,12 |
| Коэффициент дисконтирования (за период эксплуатации) | год$^{-1}$ | 6,95 |
| Капитальные затраты $K$ | руб | 250 000,00 |
| Экономический эффект ($R_0$-$З_0$) | руб | 47 460,05 |
| Чистый дисконтированный доход ЧДД | руб | 79 847,32 |
| Индекс доходности ИД | | 0,32 |
| Дисконтированный срок окупаемости $T_{ок}$ | год | 7,4 |
| Простой срок окупаемости $T_{ок\_пр}$ | год | 5,3 |

7.2.3. Оценка эффективности инвестиционных проектов по внедрению теплоутилизационных установок, использующих теплоту оборотной воды, для теплоснабжения административного корпуса предприятия

Расчетное потребление тепловой энергии по основным цехам предприятия приведено в таблице 7.8.

Таблица 7.8 – Расчетное потребление тепловой энергии по основным цехам предприятия

| Подразделение | Расчетное потребление тепловой энергии на отопление | | Расчетное потребление тепловой энергии на вентиляцию | | Расчетное потребление тепловой энергии на ГВП | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | кВт·ч/год | Гкал/год | кВт·ч/год | Гкал/год | кВт·ч/год | Гкал/год |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| Административный блок | 269603,64 | 231,82 | 84974,24 | 73,06 | 63415,65 | 54,53 |

Продолжение таблицы 7.8

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Маргариновый цех | 281403,12 | 241,96 | 169516,47 | 145,76 | 71974,76 | 61,89 |
| Рафинационный цех | 309527,23 | 266,15 | 119387,2 | 102,65 | 53715,6 | 46,19 |
| Майонезный цех | 450771,1 | 387,59 | 280209,7 | 240,94 | 93147,33 | 80,09 |
| суммарно | 1311305,09 | 1127,52 | 654087,61 | 562,41 | 282253,34 | 242,69 |

– *Система «теплый пол»*

Используя методику, указанную в п. 7.2.1, выполним расчет эффективности инвестиционного проекта по внедрению теплоутилизационной установки «теплый пол», использующей теплоту оборотной воды, для теплоснабжения помещений административного корпуса**.** Принципиальная схема подключения системы «теплый пол» к системе оборотного водоснабжения для теплоснабжения предложена в главе 4.

Для административного блока тепловая нагрузка: отопление - 231,82 Гкал/год = 269603,64 кВтч/год, вентиляция - 73,06 Гкал/год= 84974,24 кВтч/год.

Суммарная экономия тепловой энергии от использования теплых стоков в качестве теплоносителя для систем теплого пола определяется:

$$\Delta Q = 231,82 + 73,06 = 304,88 \text{Гкал} = 1277,44 \text{ГДж}$$

$$\Delta Q = 269603,64 + 84974,24 = 354577,88 \text{ кВтч/год}$$

Снижение расхода топлива на котельной определяется по формуле (7.26):

$$B = \frac{1277,44 \cdot 1000}{35,5 \cdot 0,9} = 39982,5 \text{ м}^3.$$

Определим экономию за счет сокращения потребления топлива $B$ с учетом существующего тарифа ($R_t$):

$$R_t = B \cdot C_{газ} = 39982,5 \cdot 15,16 = 606134,3 \text{руб}$$

Капитальные затраты на монтаж системы теплого пола определяются стоимостью труб системы и коллекторов, монтажом циркуляционных насосов, подготовкой пола (утепление пенополистиролом, укладка труб, монтаж стяжки и т.д.) Шаг укладки рассчитывается, исходя из необходимой тепловой нагрузки, он составит 200 мм.

Годовой расход тепловой энергии административного блока на отопление и вентиляцию - 269 603,64 + 84 974,24 = 354 577,9 кВтч/год. Площадь помещений под монтаж теплого пола – 1714,4 м$^2$. Необходимый удельный тепловой поток (при продолжительности отопительного периода 183 дня) – 47 Вт/м$^2$. Средняя температура в тепловом контуре составит ~ 30 °С (при температуре теплых стоков 35 °С).

При шаге укладки 200 мм необходимая длина трубы $L$ составит:

$$L = F \cdot N = 1714,4 \cdot 5 = 8572 \text{ м}$$

Диаметр труб – 20 мм.

Расчет капитальных затрат по внедрению теплоутилизационной установки «теплый пол», использующей теплоту оборотной воды, для теплоснабжения помещений административного корпуса приведен в таблице 7.9, а расчет экономических параметров – в таблице 7.10.

Таблица 7.9 – Расчет капитальных затрат по внедрению теплоутилизационной установки «теплый пол», использующей теплоту оборотной воды, для теплоснабжения помещений административного корпуса

| Капитальные затраты | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Вид работ | Характеристики оборудования | Кол-во | Ед.изм | Стоимость руб/ед. | Затраты, руб |
| Монтаж циркуляционного насоса | Насос Willo star Rs 25/7 или аналог. ($N$=0,13кВт) | 7 | шт | 16 320,00 | 114 240,00 |
| Монтаж коллектора системы теплого пола | Коллектор Stout SMS 0917 | 7 | шт | 15 000,00 | 105 000,00 |
| Монтаж трубопроводов теплого пола | Труба PE-RT 20х2,0 | 8572 | м | 55,00 | 471 460,00 |
| Монтаж цементно-песчаной стяжки | – | 1714,4 | м$^2$ | 250,00 | 428 600,00 |
| Монтаж теплоизоляционной подкладки | Пенополистирол 50 мм | 1714,4 | м² | 420,00 | 720 048,00 |
| Выполнение работ | Для экономии можно предположить, что монтаж проводится персоналом предприятия | | | | 0 |
| Суммарные капитальные затраты $K$, руб | | | | | 1 839 348,00 |

Затраты электроэнергии на работу дополнительного насосного оборудования (7 циркуляционных насосов, каждый мощностью $N$=0,13кВт) определяются по формуле (7.28):

$$З_t = 7 \cdot 0{,}13 \cdot 24 \cdot 183 \cdot 1 \cdot 4{,}9 = \ 19583{,}9 \text{ руб}$$

Таблица 7.10 – Расчет экономических параметров по внедрению теплоутилизационной установки «теплый пол», использующей теплоту оборотной воды, для теплоснабжения помещений административного корпуса

| Расчет экономических параметров | | |
|---|---|---|
| Параметр | Ед.изм | Значение |
| Темпы инфляции | % | 15,9 |
| Номинальная ставка дисконта $E_н$ | % | 30 |
| Срок эксплуатации | год | 25 |
| Реальная ставка дисконтирования, $E_р$ | год$^{-1}$ | 0,12 |
| Коэффициент дисконтирования (за период эксплуатации) | год$^{-1}$ | 6,95 |
| Капитальные затраты $К$ | руб | 1 839 348,00 |
| Экономический эффект ($R_0$-$З_0$) | руб | 586 550,45 |
| Чистый дисконтированный доход ЧДД | руб | 2 235 297,17 |
| Индекс доходности ИД | | 1,22 |
| Дисконтированный срок окупаемости $Т_{ок}$ | год | 3,6 |
| Простой срок окупаемости $Т_{ок\_пр}$ | год | 3,1 |

*– Система на базе фанкойлов*

Используя методику, указанную в п. 7.2.1, выполним расчет эффективности инвестиционного проекта по внедрению теплоутилизационной установки на базе фанкойлов, использующей теплоту оборотной воды, для теплоснабжения помещений административного корпуса**.**

Исходные данные:

Годовой расход тепловой энергии административного блока на отопление и вентиляцию 354 577,9 кВтч/год (таблица 7.8). Необходимая тепловая мощность системы отопления – 80,7 кВт.

Для организации системы отопления предлагается монтаж фанкойлов DF-150-9000 DB/DL. Мощность в режиме отопления составляет 11,69 кВт при температуре теплоносителя 50°С. Учитывая, что температура теплых ВЭР находится на уровне 35°С, тепловую мощность рекомендуется принять на уровне 3 кВт (минимально возможная температура теплоносителя для фанкойла - 30°С). Таким образом, необходимое количество фанкойлов составит – 27 шт.

Экономия тепловой энергии от использования теплых ВЭР в качестве теплоносителя для фанкойла определяется выражением:

$$\Delta Q = 231,82 + 73,06 = 304,88\text{Гкал} = 1277,44\text{ГДж}$$

Значения снижение расхода топлива на котельной $B$ и результата на $t$-ом шаге расчѐта за счет сокращения потребления топлива $B$ с учетом существующего тарифа $R_t$ аналогичны расчетам для «теплого пола»: $B$=39982,5 м$^3$; $R_t$= 606134,3 руб.

Затраты электроэнергии на работу дополнительного насосного оборудования (27 фанкойлов, потребляемая мощность каждого 0,137кВт), определяются по формуле (7.28):

$$З_t = 27 \cdot 0,137 \cdot 24 \cdot 183 \cdot 1 \cdot 4,9 = \ 79605,4 \ \text{руб}$$

Расчет капитальных затрат по внедрению теплоутилизационной установки на базе фанкойлов, использующей теплоту оборотной воды, для теплоснабжения помещений административного корпуса представлен в таблице 7.11, а расчет экономических параметров – таблица 7.12.

Таблица 7.11 – Расчет капитальных затрат по внедрению теплоутилизационной установки на базе фанкойлов, использующей теплоту оборотной воды, для теплоснабжения помещений административного корпуса

| Капитальные затраты | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Вид работ | Характеристики оборудования | Кол-во | Ед.изм | Стоимость руб/ед. | Затраты, руб |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| Монтаж фанкойла | Фанкойл DF-150-9000 DB/DL | 27 | шт | 35 460,00 | 957 420,00 |

Продолжение таблицы 7.11

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
|---|---|---|---|---|---|
| Монтаж трубопроводов теплоносителя | Труба ППУ Ø16мм | 704,7 | м | 85,50 | 60 251,85 |
| Монтаж насосного агрегата | Wilo BAC 40-136-1.1/2-DM/S-2 или аналог. | 2 | шт | 43 190,00 | 86 380,00 |
| Монтаж трубопроводов до контура отопления | Труба стальная водогазопроводная Ду-50 черная ГОСТ 3262-75 или ППУ | 200 | м | 680,00 | 136 000,00 |
| Выполение работ | Для экономии можно предположить, что монтаж проводится персоналом предприятия | | | | 0 |
| Суммарные капитальные затраты $K$, руб | | | | | 1 240 051,85 |

Таблица 7.12 – Расчет экономических параметров по внедрению теплоутилизационной установки на базе фанкойлов, использующей теплоту оборотной воды, для теплоснабжения помещений административного корпуса

| Расчет экономических параметров | | |
|---|---|---|
| Параметр | Ед.изм | Значение |
| Темпы инфляции | % | 15,9 |
| Номинальная ставка дисконта $E_н$ | % | 30 |
| Срок эксплуатации | год | 20 |
| Реальная ставка дисконтирования, $E_р$ | год$^{-1}$ | 0,12 |
| Коэффициент дисконтирования (за период эксплуатации) | год$^{-1}$ | 6,58 |
| Капитальные затраты $K$ | руб | 1 240 051,85 |
| Экономический эффект ($R_о$-$З_о$) | руб | 526 528,85 |
| Чистый дисконтированный доход ЧДД | руб | 2 224 507,95 |
| Индекс доходности ИД | | 1,79 |
| Дисконтированный срок окупаемости $T_{ок}$ | год | 2,6 |
| Простой срок окупаемости $T_{ок\_пр}$ | год | 2,4 |

*– Система на базе вакуумных радиаторов*

Вакуумный панельный радиатор – это секционный отопительный прибор, в котором имеется два вида теплоносителей, передающих тепло друг другу. По нижней горизонтальной трубке циркулирует обычная вода. Вертикальные же секции заполнены борно-литиевым раствором (или этанолом), температура кипения которого + 35 °С. Проходящая по нижней трубе горячая вода нагревает раствор, который закипает и нагревает металлический корпус радиатора. Горячие пары его поднимаются вверх, где охлаждаются и конденсируют, падая вниз. Температура теплоносителя по сравнению с традиционной +75$^{o}$С намного ниже, в этом и заключается идея экономии топлива. В нашем случае предлагаем использовать в качестве первого теплоносителя оборотную воду ППП, уровень температуры которой соответствует температуре кипения борно-литиевого раствора.

Исходные данные:

Годовой расход тепловой энергии административного блока на отопление и вентиляцию 354 577,9 кВтч/год (таблица 7.8). Необходимая тепловая мощность системы отопления – 80,7 кВт.

Для монтажа предлагаем борно - литиевый радиатор серии ES-LB/500-10 с 10-ю секциями. Мощность секции – 140 Вт, общая мощность прибора – 1,4 кВт. С учетом запаса мощности необходимое количество радиаторов составит 80 шт.

Экономия тепловой энергии от использования теплых стоков в качестве теплоносителя для вакуумных радиаторов определяется выражением:

$$\Delta Q = 231,82 + 73,06 = 304,88\text{Гкал} = 1277,44\text{ГДж}$$

Значения снижение расхода топлива на котельной $B$ и результат на $t$-ом шаге расчѐта ($R_t$) за счет сокращения потребления топлива с учетом существующего тарифа аналогичны расчетам для «теплого пола»: $B$=39982,5 м$^3$; $R_t$= 606134,3 руб.

Затраты электроэнергии на работу дополнительного насосного оборудования при работе вакуумных радиаторов, определяются по формуле (7.28), с учетом мощности насоса системы отопления в 1,1 кВт:

$$З_t = \cdot 1{,}1 \cdot 24 \cdot 183 \cdot 1 \cdot 4{,}9 = \ 23672{,}9 \ \text{руб}$$

Расчет капитальных затрат по внедрению теплоутилизационной установки на базе вакуумных радиаторов, использующей теплоту оборотной воды, для теплоснабжения помещений административного корпуса представлен в таблице 7.13, а расчет экономических параметров – таблица 7.14.

Таблица 7.13 – Расчет капитальных затрат по внедрению теплоутилизационной установки на базе вакуумных радиаторов, использующей теплоту оборотной воды, для теплоснабжения помещений административного корпуса

| Капитальные затраты | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Вид работ | Характеристики оборудования | Кол-во | Ед.изм | Стоимость руб/ед. | Затраты, руб |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| Монтаж радиатора | Вакуумный радиатор ES-LB/500-10 | 80 | шт | 12 700,00 | 1 016 000,00 |
| Монтаж трубопроводов теплоносителя | Труба полипропиленовая Ø16мм | 704,7 | м | 85,50 | 60 251,85 |
| Монтаж насосного агрегата для запитки контура отопления | Wilo BAC 40-136-1.1/2-DM/S-2 или аналог. | 2 | шт | 43 190,00 | 86 380,00 |
| Запорная арматура | Кран шаровый вода Ду16 | 140 | шт | 680,00 | 95 200,00 |
| Запорная арматура | Задвижка чугун 30ч39р аналог МЗВГ вода Ду50, Ру16 | 2 | шт | 4 150,00 | 8 300,00 |
| Монтаж трубопроводов до контура отопления | Труба стальная водогазопроводная Ду-50 черная ГОСТ 3262-75 | 200 | м | 680,00 | 136 000,00 |
| Выполнение работ | Для экономии можно предположить, что монтаж проводится персоналом предприятия | | | | 0 |
| Суммарные капитальные затраты *К*, руб | | | | | 1 402 131,85 |

Таблица 7.14 – Расчет экономических параметров по внедрению теплоутилизационной установки на базе вакуумных радиаторов, использующей теплоту оборотной воды, для теплоснабжения помещений административного корпуса

| Расчет экономических параметров | | |
|---|---|---|
| Параметр | Ед.изм | Значение |
| Темпы инфляции | % | 15,9 |
| Номинальная ставка дисконта $E_н$ | % | 30 |
| Срок эксплуатации | год | 20 |
| Реальная ставка дисконтирования, $E_р$ | год$^{-1}$ | 0,12 |
| Коэффициент дисконтирования (за период эксплуатации) | год$^{-1}$ | 6,58 |
| Капитальные затраты $K$ | руб | 1 402 131,85 |
| Экономический эффект ($R_0$-$З_0$) | руб | 582 461,40 |
| Чистый дисконтированный доход ЧДД | руб | 2 430 464,19 |
| Индекс доходности ИД | | 1,73 |
| Дисконтированный срок окупаемости $T_{ок}$ | год | 2,6 |
| Простой срок окупаемости $T_{ок\_пр}$ | год | 2,4 |

*– На базе парокомпрессионной теплонасосной установки, работающей на хладагентах четвертого поколения и использующей теплоту оборотной воды*

Годовой расход тепловой энергии административного блока на отопление и вентиляцию 354 577,9 кВтч/год (таблица 7.8).

Необходимая тепловая мощность системы отопления – 80,7 кВт. Для организации системы отопления предлагается монтаж промышленного теплового насоса Oilon ChillHeat P 150. Максимальная мощность – 150 кВт. Типичный отопительный коэффициент $\mu_{ТН}$ составляет 4-6.

Значения снижение расхода топлива на котельной $B$ и результат на $t$-ом шаге расчѐта ($R_t$) за счет сокращения потребления топлива с учетом существующего тарифа аналогичны расчетам для «теплого пола»: $B$=39982,5 м$^3$; $R_t$= 606134,3 руб.

Затраты электроэнергии на работу дополнительного оборудования с учетом потребляемой мощности ТН 13,45 кВт, определяются по формуле (7.28):

$$З_t = 13,45 \cdot 24 \cdot 183 \cdot 4,9 = \ 289\,454,76 \ \text{руб}$$

Расчет капитальных затрат по внедрению парокомпрессионной теплонасосной установки, работающей на хладагентах четвертого поколения и использующей теплоту оборотной воды, для теплоснабжения помещений административного корпуса представлен в таблице 7.15, а расчет экономических параметров – таблица 7.16.

Таблица 7.15 – Расчет капитальных затрат по внедрению парокомпрессионной теплонасосной установки, работающей на хладагентах четвертого поколения и использующей теплоту оборотной воды, для теплоснабжения помещений административного корпуса

| Капитальные затраты | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Вид работ | Характеристики оборудова-ния | Кол-во | Ед.изм | Стоимость руб/ед. | Затраты, руб |
| Монтаж теплового насоса | Тепловой насос Oilon ChillHeat P 150. (или аналог) | 1 | шт | 25 000 $ (1 515 000 руб) | 1 515 000,00 |
| Выполнение работ | Для экономии можно предположить, что монтаж проводится персоналом предприятия | | | | 0 |
| Суммарные капитальные затраты *К*, руб | | | | | 1 515 000,00 |

Таблица 7.16 – Расчет экономических параметров по внедрению парокомпрессионной теплонасосной установки, работающей на хладагентах четвертого поколения и использующей теплоту оборотной воды, для теплоснабжения помещений административного корпуса

| Расчет экономических параметров | | |
|---|---|---|
| Параметр | Ед.изм | Значение |
| 1 | 2 | 3 |
| Темпы инфляции | % | 15,9 |

Продолжение таблицы 7.16

| 1 | 2 | 3 |
|---|---|---|
| Номинальная ставка дисконта $E_н$ | % | 30 |
| Срок эксплуатации | год | 25 |
| Реальная ставка дисконтирования, $E_р$ | год$^{-1}$ | 0,12 |
| Коэффициент дисконтирования (за период эксплуатации) | год$^{-1}$ | 6,95 |
| Капитальные затраты $К$ | руб | 1 515 000,00 |
| Экономический эффект ($R_0$-$З_0$) | руб | 316 679,52 |
| Чистый дисконтированный доход ЧДД | руб | 685 922,70 |
| Индекс доходности ИД | | 0,45 |
| Дисконтированный срок окупаемости $Т_{ок}$ | год | 6,4 |
| Простой срок окупаемости $Т_{ок\_пр}$ | год | 4,8 |

7.2.4. Оценка эффективности инвестиционного проекта по внедрению теплоутилизационной установки на базе водяных калориферов, использующих теплоту оборотной воды, в системах приточно-вытяжной вентиляции производственных помещений

Приточно-вытяжная вентиляционная система производственных помещений представляет собой многофункциональный комплекс обработки газо-воздушной смеси. Рекуперация теплоты происходит в калориферах, которые представляют собой рекуперативные теплообменники.

В качестве теплоносителя для калориферов предлагаем использовать оборотную воду, т.е. теплые ВЭР предприятия (с температурным уровнем в 35 °С). Предполагаем, что вентиляционные каналы в помещениях присутствуют и функционируют. Функционирует механическая приточно-вытяжная вентиляция, обеспечивающая кратность воздухообмена 2 ч$^{-1}$.

Расчет калориферов.

Массовый расход нагреваемого в калорифере воздуха определяется по формуле:

$$G_{в} = L \cdot \rho ,$$

где $L$ – объемное количество нагреваемого воздуха, м³/час; ρ – плотность воздуха, кг/м³.

Расход теплоты для нагревания воздуха:

$$Q = G_{\text{в}} \cdot c_{\text{в}} \cdot (t_{\text{в.н.}} - t_{\text{в.вн.}}),$$

где $c_{\text{в}}$ – удельная теплоемкость воздуха, Дж/(кг·К); $t_{\text{в·н,}}$ и $t_{\text{в.вн.}}$ – значение температуры наружного и внутреннего воздуха, °С.

Живое (фронтальное) сечение калорифера определяется по формуле:

$$f = \frac{G_{\text{в}}}{v_{\text{в}}},$$

где $v_{\text{в}}$ – массовая скорость воздуха, кг/м²·с (для оребренных калориферов $v_{\text{в}}$ принимается в диапазоне 3 - 5 (кг/м²·с).

Расход теплоносителя (воды), исходя из требуемой тепловой мощности для нагрева заданного объема воздуха, определяется по формуле:

$$G_{\text{вода}} = \frac{Q}{c_{\text{вода}} \cdot (t_{\text{вода вх.}} - t_{\text{вода вых.}})},$$

где $c_{\text{вода}}$ - удельная массовая теплоемкость воды, Дж/(кг·К); $t_{\text{вода.вх.}}$, $t_{\text{вода вых.}}$ – значения температуры воды на входе и выходе из теплообменника, °С.

В таблице 7.17 представлены расчеты параметров калорифера по цехам предприятия.

Таблица 7.17 – Расчетные параметры калорифера по цехам предприятия

| ЦЕХ | Параметры | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Объем для вентиляции, м³ | Кратность воздухообмена, ч-1 | Наружная расчетная температура воздуха $t_{\text{в·н,}}$ °С | Внутренняя расчетная температура воздуха $t_{\text{в.вн.}}$, °С | Температура подачи $t_{\text{вода.вх}}$, °С | Температура обратки $t_{\text{вода вых}}$, °С | Массовый расход нагреваемого воздуха $G_{\text{в}}$, кг/час | Расход теплоты $Q$, Вт | Фронтальное сечение f, м² | Расход воды для нагрева $G_{\text{вода}}$, кг/час |
| Маргариновый цех | 6 858,0 | 2,0 | -22 | 20 | 35 | 15 | 17 831 | 209 066 | 1,24 | 8968,5 |
| Рафинационный цех | 4 783,0 | 2,0 | -22 | 20 | 35 | 15 | 12 436 | 145 810 | 0,86 | 6254,9 |
| Майонезный цех | 10 992,0 | 2,0 | -22 | 20 | 35 | 15 | 28 579 | 335 091 | 1,98 | 14374,7 |

Экономический эффект от использования оборотной воды в качестве теплоносителя для калориферов выражается в экономии топлива на вентиляционную составляющую отопления:

$$\Delta Q = 145,76 + 102,65 + 240,94 = 489,3 \text{Гкал} = 2050,2 \text{ГДж}$$

Снижение расхода топлива на котельной определяется по формуле (7.26):

$$B = \frac{2050,2 \cdot 1000}{35,5 \cdot 0,9} = 64169,0 \text{ м}^3$$

Расчеты параметров экономической эффективности производятся по формулам (7.11)-(7.24).

Определим экономию за счет сокращения потребления топлива $B$ с учетом существующего тарифа ($R_t$):

$$R_t = B \cdot C_{\text{газ}} = 64169,0 \cdot 15,16 = 972802,0 \text{ руб.}$$

Для монтажа предлагается калорифер КСК 4-12-02. Следует учитывать, что калорифер использует низкотемпературный теплоноситель и фактически работает как теплоутилизатор. В связи с этим расчетная мощность принимается существенно ниже заявленной – на уровне 50 кВт. Таким образом, количество калориферов принимается: для майонезного цеха – 7 шт., маргаринового цеха – 4 шт., рафинационного цеха – 3 шт. Всего – 14 шт.

Расчет капитальных затрат по внедрению теплоутилизационной установки на базе водяных калориферов, использующих теплоту оборотной воды, в системах приточно-вытяжной вентиляции производственных помещений представлен в таблице 7.18, а расчет экономических параметров – таблица 7.19.

Таблица 7.18 – Расчет капитальных затрат по внедрению теплоутилизационной установки на базе водяных калориферов, использующих теплоту оборотной воды, в системах приточно-вытяжной вентиляции производственных помещений

| Капитальные затраты | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Вид работ | Характеристики оборудования | Кол-во | Ед.изм | Стоимость руб/ед. | Затраты, руб |
| Монтаж калорифера | Калорифер КСк 4-12 | 14 | шт | 123 000,00 | 1 722 000,00 |
| Монтаж трубопроводов теплоносителя | Труба стальная водогазопроводная Ду-40 черная ГОСТ 3262-75 или ППУ | 2512,7 | м | 680,00 | 1 708 636,00 |
| Монтаж насосного агрегата для теплоносителя | Насос Wilo MEDANA CH1-LC.604-5/E/E/10T, 1,1 кВт или аналог. | 2 | шт | 43 190,00 | 86 380,00 |
| | Насос Wilo MEDANA CH1-LC.1003-5/E/E/10T, 1,5кВт или аналог. | 2 | шт | 51 000,00 | 102 000,00 |
| | Насос Wilo MEDANA CH1-L.1005-1/E/E/10T, 2,5 кВт или аналог | 2 | шт | 67 400,00 | 134 800,00 |
| Запорная арматура | Кран шаровый ДУ-40 | 28 | шт | 1 685,00 | 47 180,00 |
| | Задвижка чугунная Ду 40 | 9 | шт | 12 000,00 | 108 000,00 |
| Выполнение работ | Для экономии можно предположить, что монтаж проводится персоналом предприятия | | | | 0 |
| Суммарные капитальные затраты *К*, руб | | | | | 3 908 996,00 |

Затраты электроэнергии на работу дополнительного насосного оборудования (применительно к данной установке с учетом мощностей насосов теплоносителя и вентиляторов) определяются по формуле (7.28):

$$З_t = (1,1 + 1,5 + 2,5) \cdot 24 \cdot 183 \cdot 0,8 \cdot 4,9 = \ 87804,86 \text{ руб.}$$

Таблица 7.19 – Расчет экономических параметров по внедрению теплоутилизационной установки на базе водяных калориферов, использующих теплоту оборотной воды, в системах приточно-вытяжной вентиляции производственных помещений

| Расчет экономических параметров | | |
|---|---|---|
| Параметр | Ед.изм | Значение |
| Темпы инфляции | % | 15,9 |
| Номинальная ставка дисконта $E_н$ | % | 30 |
| Срок эксплуатации | год | 25 |
| Реальная ставка дисконтирования, $E_р$ | год$^{-1}$ | 0,12 |
| Коэффициент дисконтирования (за период эксплуатации) | год$^{-1}$ | 6,95 |
| Капитальные затраты $K$ | руб | 3 908 996,00 |
| Экономический эффект ($R_0$-З$_0$) | руб | 884 997,14 |
| Чистый дисконтированный доход ЧДД | руб | 2 238 896,77 |
| Индекс доходности ИД | | 0,57 |
| Дисконтированный срок окупаемости $T_{ок}$ | год | 5,7 |
| Простой срок окупаемости $T_{ок\_пр}$ | год | 4,4 |

7.2.5. Оценка эффективности инвестиционного проекта по внедрению теплоутилизационной установки на фанкойлах, использующих теплоту оборотной воды, в системе теплоснабжения производственных помещений

Для организации системы теплоснабжения производственных помещений предлагается рассмотреть вариант монтажа канальных фанкойлов DF-800-2200T1. Мощность в режиме отопления составляет 26,7 кВт при температуре теплоносителя 50°С. Учитывая, что температура теплых стоков находится на уровне 35°С, тепловую мощность рекомендуется принять на уровне 6,5 кВт (минимально возможная температура теплоносителя для фанкойла - 30°С). Фанкойл оснащѐн электронагревателем, который может функционировать для поддержания необходимой температуры в особо холодные периоды. Расчет количества фанкойлов представлен в таблице 7.20.

Таблица 7.20 – Расчет количества фанкойлов

| ЦЭХ | Расчетное потребление тепловой энергии на отопление, кВтч | Мощность системы отопления, кВт | Кол-во фанкойлов |
|---|---|---|---|
| Маргариновый цех | 281 403,12 | 64,1 | 10 |
| Рафинационный цех | 309 527,23 | 70,5 | 11 |
| Майонезный цех | 450 771,10 | 102,6 | 16 |
| суммарно | 1 041 701,45 | 237,2 | 37 |

Экономия тепловой энергии от использования оборотной воды в качестве теплоносителя для фанкойла определяется выражением:

$$\Delta Q = 241,96 + 266,15 + 387,59 = 895,7\text{Гкал} = 3753,0\text{ГДж}$$

Снижение расхода топлива на котельной $B = \frac{3753,0 \cdot 1000}{35,5 \cdot 0,9} = 117464,8\text{м}^3$;

экономия за счет сокращения потребления топлива $B$ с учетом существующего тарифа ($R_t$):

$$R_t = B \cdot C_{\text{газ}} = 117464,8 \cdot 15,16 = 1780766,2\,\text{руб.}$$

Затраты электроэнергии на работу дополнительного насосного оборудования (применительно к данной установке с учетом мощности вентилятора фанкойла – 0,95 кВт, насосного агрегата – 1,1 кВт), определяются по формуле:

$$З_t = (37 \cdot 0,95 + 1,1 \cdot 3) \cdot 24 \cdot 183 \cdot 1 \cdot 4,9 = \ 827474,76\,\text{руб}$$

Расчет капитальных затрат по внедрению проекта по использованию теплоутилизационной установки с фанкойлами, использующих теплоту оборотной воды, в системе теплоснабжения производственных помещений приведен в таблице 7.21, а расчет экономических параметров данного проекта – в таблице 7.22.

Таблица 7.21 – Расчет капитальных затрат по внедрению проекта по использованию теплоутилизационной установки с фанкойлами, использующих теплоту оборотной воды, в системе теплоснабжения производственных помещений

| Капитальные затраты | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Вид работ | Характеристики оборудования | Кол-во | Ед.изм | Стоимость руб/ед. | Затраты, руб |
| Монтаж фанкойла | Фанкойл DF-800-2200T1 | 37 | шт | 86 900,00 | 3 215 300,00 |
| Монтаж трубопроводов теплоносителя | Труба полипропиленовая Ø20мм | 2512,7 | м | 85,50 | 214 835,85 |
| Монтаж насосного агрегата для запитки контура отопления | Wilo BAC 40-136-1.1/2-DM/S-2 или аналог. | 6 | шт | 43 190,00 | 259 140,00 |
| Монтаж трубопроводов до контура отопления | Труба стальная водогазопроводная Ду-50 черная ГОСТ 3262-75 | 200 | м | 680,00 | 136 000,00 |
| Выполнение работ | Для экономии можно предположить, что монтаж проводится персоналом предприятия | | | | 0 |
| Суммарные капитальные затраты $K$, руб | | | | | 3 825 275,85 |

Таблица 7.22 – Расчет экономических параметров проекта по использованию теплоутилизационной установки с фанкойлами, использующих теплоту оборотной воды, в системе теплоснабжения производственных помещений

| Расчет экономических параметров | | |
|---|---|---|
| Параметр | Ед.изм | Значение |
| 1 | 2 | 3 |
| Темпы инфляции | % | 15,9 |
| Номинальная ставка дисконта $E_н$ | % | 30 |
| Срок эксплуатации | год | 20 |
| Реальная ставка дисконтирования, $E_р$ | год$^{-1}$ | 0,12 |
| Коэффициент дисконтирования (за период эксплуатации) | год$^{-1}$ | 6,58 |
| Капитальные затраты $K$ | руб | 3 825 275,85 |

Продолжение таблицы 7.22

| 1 | 2 | 3 |
|---|---|---|
| Экономический эффект ($R_0$-$З_0$) | руб | 953 291,44 |
| Чистый дисконтированный доход ЧДД | руб | 2 447 381,81 |
| Индекс доходности ИД | | 0,64 |
| Дисконтированный срок окупаемости $T_{ок}$ | год | 5,0 |
| Простой срок окупаемости $T_{ок\_пр}$ | год | 4,0 |

Наиболее инвестиционно привлекательным для теплоснабжения административного корпуса являются системы на базе фанкойлов и вакуумных радиаторов, однако системы на базе ТНУ, имеющие срок окупаемости более 4,5 лет наиболее отвечают концепции низкоуглеродной «зеленой энергетики». Инновационные нововведения с одной стороны определяются рядом экономических, технологических и природных факторов, а с другой стороны должны полностью соответствовать нормативным документам по сохранению качества окружающей среды.

Период окупаемости парокомпрессионной ТНУ для полезного использования теплоты оборотной воды в контуре горячего водоснабжения цехов и адмінпомещений составляет менее 4х лет, что позволяет рассматривать данный вариант как экологически ориентированную альтернативу традиционной системе ГВС.

## 7.3. Эколого-экономический анализ энергогенерирующего комплекса, использующего вторичную теплоту предприятий пищевых производств для электрогенерации

Выполнение эколого-экономического анализа предлагаемого в шестой главе энергогенерирующего комплекса**,** использующего вторичную теплоту предприятий пищевой промышленности для электрогенерации, базировалось на основе методик ценообразования и сметного нормирования в строительстве, сметно-нормативной базы Российской Федерации в соответствии с Федеральным

законом от 6 марта 2022 г. № 34-ФЗ «О проведении эксперимента по ограничению выбросов парниковых газов в отдельных субъектах Российской Федерации» и с учѐтом предполагаемой стоимости избыточных квот на выбросы парниковых газов (ПГ) [181].

Суммарный экономический эффект при эксплуатации паротурбинной установки на низкокипящем рабочем теле, использующей в качестве первичного источника техногенные выбросы низкопотенциальной теплоты в цикле оборотного водоснабжения пищевых производств, состоит из трѐх компонентов:

- стоимости экологически чистой электроэнергии, вырабатываемой непосредственно на предприятии за счѐт собственных ресурсов;

- величины предотвращѐнного экологического ущерба в результате снижения потребления электроэнергии от внешнего источника – тепловой электрической станции (ТЭС);

- средств, получаемых от реализации передачи избыточных единиц выполнения квоты по выбросам парниковых газов иному лицу (в соответствии с пунктом 9, статьи 11 Федерального закона от 6 марта 2022 г. № 34-ФЗ), которые направляются на возмещение затрат на производство товаров, выполнение работ, оказание услуг, при достижении углеродной нейтральности региональной регулируемой организации (в соответствии со статьѐй 12 Федерального закона от 6 марта 2022 г. № 34-ФЗ).

Как отмечено в работе [6], достичь необходимого баланса между результативностью и активностью хозяйственной деятельности предприятия (прибыльность, рентабельность, экономический рост) и сохранением окружающей среды (природосберегающие технологии, безотходное производство, снижение и ликвидация выбросов в окружающую среду, компенсация существующих загрязнений) весьма трудно, поскольку любые мероприятия по охране окружающей среды сопряжены с расходами (текущими и капитальными, страховыми) и всегда «спорят» с любыми экономическими показателями результативности деятельности, зачастую этот «спор»

заканчивается не в пользу экологически взвешенных и экономически обоснованных решений.

Таким образом, эколого-экономический анализ ЭК, использующего в качестве первичного источника теплоты низкопотенциальную теплоту технологической воды в цикле оборотного водоснабжения предприятий пищевой промышленности, является необходимым этапом его комплексной оценки, а положения и методика – актуальны для «зеленых» технологий.

В работе для достижения поставленной цели были определены следующие задачи:

- определить величину предотвращѐнного экологического ущерба за годовой цикл эксплуатации паротурбинной установки (ПТУ) на низкокипящем рабочем теле, использующей в качестве первичного источника техногенные выбросы низкопотенциальной теплоты в цикле оборотного водоснабжения предприятий пищевой промышленности;

- определить суммарный экономический эффект за годовой цикл работы установки;

- определить теоретический срок окупаемости энергогенерирующего комплекса.

Согласно результатам оценочных расчетов, приведенных в работе [94], мощность ЭК в рассматриваемых условиях составляет 34 кВт. Проведение авторами в дальнейшем аналогичных уточненных исследований дало величину мощности 31,2 кВт, которая и используется в дальнейших расчетах.

Количество электроэнергии, вырабатываемое за годовой цикл работы комплекса, определим по формуле (7.29):

$$W_г = к_и \cdot N_\Sigma \cdot 24 \cdot 365, \qquad (7.29)$$

где $W_г$ - количество электроэнергии, вырабатываемое за годовой цикл работы комплекса, кВт·ч; $к_и$ – коэффициент использования оборудования, принимаем 0,97.

$$W_г = 0{,}97 \cdot 31{,}2 \cdot 24 \cdot 365 = 2{,}7 \cdot 10^5 \text{ кВт·ч}$$

Среднесуточный тариф на электроэнергию 4,2 рос. руб./ кВт·ч.

Стоимость электроэнергии за годовой цикл:

$$C_э^{год} = W_г \cdot 4{,}2 \qquad (7.30)$$

$$C_э^{год} = 2{,}7 \cdot 10^5 \cdot 4{,}2 = 11{,}34 \cdot 10^5 \text{ рос. руб.}$$

Определим количество реального топлива ($B$), необходимое для выработки электроэнергии $W_г$ на ТЭС, т:

$$B = W_г \cdot B_{уд}, \qquad (7.31)$$

где $B_{уд}$ – где расход реального топлива (антрацита) на выработку $1\ кВт \cdot ч$ электроэнергии на ТЭС, т/кВт·ч.

$$B_{уд} = 0{,}47 \cdot 10^{-3} \text{ , т/кВт·ч}$$

$$B = 2{,}7 \cdot 10^5 \cdot 0{,}47 \cdot 10^{-3} = 1{,}27 \cdot 10^2 \text{ т.}$$

При сжигании 1 кг рассматриваемого топлива удельные выходы продуктов сгорания составят: углекислоты – 1,254 м$^3$/кг; водяных паров – 0,426 м$^3$/кг; оксидов азота – 3,2·10$^3$ мг/кг; летучей золы – 0,23 кг/кг. Потребление кислорода при этом составит 1,35 м$^3$/кг.

Тогда сжиганию твердого топлива в количестве $B$, соответствуют следующие показатели загрязнения окружающей среды:

– выбросы углекислоты и водяного пара:

$$V_{CO_2} = 1{,}254 \cdot 1{,}27 \cdot 10^5 = 1{,}6 \cdot 10^5 \text{ , м}^3$$

или

$$M_{CO_2} = V_{CO_2} \cdot \rho_{CO_2}, \qquad (7.32)$$

где $\rho_{CO_2} = 1{,}84$ кг/м$^3$ – плотность углекислого газа (при атмосферном давлении и $t = 0$ °С).

$$M_{CO_2} = 1{,}6 \cdot 10^5 \cdot 1{,}84 = 2{,}94 \cdot 10^5 \text{ кг} = 294 \text{ т}$$

$$V_{H_2O} = 0{,}426 \cdot 1{,}27 \cdot 10^5 = 0{,}54 \cdot 10^5 \text{ , м}^3$$

или

$$M_{H_2O} = V_{H_2O} \cdot \rho_{H_2O}, \qquad (7.33)$$

где $\rho_{H_2O} = 4{,}86 \cdot 10^{-3}$ кг/м$^3$ – плотность водяного пара (при атмосферном давлении и $t$ = 0 °С),

$$M_{H_2O} = 0{,}54 \cdot 10^5 \cdot 4{,}86 \cdot 10^{-3} = 262 \text{ кг}.$$

Выбросы водяного пара постоянно происходят в градирнях ТЭС. Расход охлаждающей воды на 1 кВт установленной мощности ТЭС, оборудованных конденсационными турбинами, 0,16-0,20 м$^3$/ч (160-200 кг/ч или 0,05 кг/с) [204]. При выработке 2,7·10$^5$ кВт·ч электроэнергии необходимый расход охлаждающей воды составит – 0,135·10$^5$ кг. Потери охлаждающей воды в виде пара в испарительных градирнях, составляют 2 %, то есть $M_{H_2O\,гр}$ =270 кг (при атмосферном давлении и температуре 0 °С).

Суммарный выброс водяного пара в атмосферу при выработке $W_г$=2,7·10$^5$ кВт·ч электроэнергии на ТЭС, составит:

$$M_{H_2O\,\Sigma} = M_{H_2O} + M_{H_2O\,гр}, \quad (7.34)$$

$$M_{H_2O\,\Sigma} = 262 + 270 = 532 \text{ кг}.$$

Водяной пар в 2,5 раза опаснее для потепления атмосферы, поэтому выбросы водяного пара в $CO_2$ – эквиваленте составят:

$$M_{H_2O\,\Sigma}^{CO_2-экв.} = 2{,}5 \cdot M_{H_2O\,\Sigma}, \quad (7.35)$$

$$M_{H_2O\,\Sigma}^{CO_2-экв.} = 2{,}5 \cdot 532 = 1330 \text{ кг} = 1{,}33 \text{ т}.$$

Суммарный выброс в атмосферу парниковых газов определим по формуле (7.36):

$$M_{ПГ} = M_{CO_2} + M_{H_2O\,\Sigma}^{CO_2-экв.}, \quad (7.36)$$

$$M_{ПГ} = 294 + 1{,}33 = 295{,}33 \text{ т}.$$

– оксидов азота $NO_x$ =3,2·10$^3$·1,27·10$^5$=4,06·10$^8$ мг = 0,406 т

– выбросы летучей золы $A_з$ = 0,23·1,27·10$^5$=0,29·10$^5$ кг=29 т;

– количество потребляемого кислорода: $V_{O_2}$ =1,39·1,27 · 10$^5$ = 1,77 · 10$^5$ м$^3$.

Целесообразность предлагаемого варианта электрогенерации прежде всего базируется на экологическом эффекте, который состоит в снижении выбросов

парниковых газов ($CO_2$, $H_2O$) при пересчете на потребляемое условное топливо *B* и потерь водяного пара при испарении за годовой цикл работы.

Определим также укрупнѐнно величину предотвращѐнного экологического ущерба за годовой цикл эксплуатации паротурбинной установки на низкокипящем рабочем теле, использующей в качестве первичного источника техногенные выбросы низкопотенциальной теплоты в цикле оборотного водоснабжения пищевых производств [128]:

$$У_{пр} = У_{уд}\cdot\left[\left(M1_{ПГ}\text{-}M2_{ПГ}\right)\cdot к_{эПГ}+\left(M1_{NO_x}\text{-}M2_{NO_x}\right)\cdot к_{эNO_x}\text{-}\left(M1_{П}\text{-}M2_{П}\right)\cdot к_{эП}\right]\cdot j, \quad (7.37)$$

где $У_{пр}$ – величина предотвращѐнного экологического ущерба, рос. руб.;

$У_{уд}$ – величина экономической оценки удельного ущерба от выбросов загрязняющих веществ в атмосферный воздух, рос.руб/т , $У_{уд}$=47 рос.руб/т.

$\left(M1_{ПГ}\text{-}M2_{ПГ}\right)$ – сокращение выбросов парниковых газов за годовой цикл эксплуатации ПТУ, т

$\left(M1_{ПГ}\text{-}M2_{ПГ}\right)=M_{ПГ} = 295{,}33$, т;

$к_{эПГ}$ – коэффициент экологической ситуации и экологической значимости состояния атмосферного воздуха территорий экономических районов России для парниковых газов, $к_{эПГ} = 0{,}4$;

$\left(M1_{NO_x}\text{-}M2_{NO_x}\right)$ – сокращение выбросов оксидов азота за годовой цикл эксплуатации ПТУ

$\left(M1_{NO_x}\text{-}M2_{NO_x}\right) = NO_x = 0{,}406$ т;

$к_{эNO_x}$ – коэффициент экологической ситуации и экологической значимости состояния атмосферного воздуха территорий экономических районов России для оксидов азота, $к_{эNOx}$=16,5;

$\left(M1_{П}\text{-}M2_{П}\right)$ – сокращение выбросов летучей золы за годовой цикл эксплуатации ПТУ, т,

$\left(M1_{П}\text{-}M2_{П}\right) = A_з = 29$, т;

$к_{эП}$ – коэффициент экологической ситуации и экологической значимости состояния атмосферного воздуха территорий экономических районов России для не дифференцированной по составу пыли, $к_{эП} = 0,7$;

j – индекс-дефлятор, устанавливаемый Минэкономики России для топливно-энергетического комплекса за 2021 г., j=1,04.

Тогда величина предотвращѐнного экологического ущерба за годовой цикл эксплуатации ПТУ (в ценах 2021 года) составит:

$$У_{пр} = 47 \cdot (295,33 \cdot 0,4 + 0,406 \cdot 16,5 + 29 \cdot 0,7) \cdot 1,04 \cdot \frac{24,28}{73,67} = 0,023 \cdot 10^5 . рос. руб.,$$

где 24,28 – среднегодовой курс доллара США к Российскому рублю в 1999 году; 73,67 - среднегодовой курс доллара США к Российскому рублю в 2021 году.

Определим величину средств от реализации избыточных квот.

Федеральный закон от 6 марта 2022 г. № 34-ФЗ "О проведении эксперимента по ограничению выбросов парниковых газов в отдельных субъектах Российской Федерации" вступает в силу с 1 сентября 2022 года, поэтому в открытом доступе нет информации о предполагаемой стоимости избыточных квот на выбросы ПГ. Однако, исходя из зарубежного опыта (Китай, Казахстан, Великобритания, США), можно предположить, что первоначальная стоимость избыточной квоты на выбросы ПГ может составлять $С_{кв}$=520 рос. руб./т (8 долларов США за тонну).

Средства, получаемые от реализации передачи избыточных единиц выполнения квоты по выбросам ПГ иному лицу за годовой цикл эксплуатации ПТУ, $С_{кв}^{год}$, рос. руб., составят:

$$С_{кв}^{год} = С_{кв} \cdot М_{ПГ}, \quad (7.38)$$

$$С_{кв}^{год} = 520 \cdot 295,33 = 1,54 \cdot 10^5 \text{ рос. руб.}$$

Суммарный экономический эффект за годовой цикл с учѐтом [181], $С_{\Sigma}$, рос. руб.

$$С_{\Sigma} = С_{э}^{год} + У_{пр} + С_{кв}^{год}, \quad (7.39)$$

$$С_{\Sigma} = 11,34 \cdot 10^5 + 0,023 \cdot 10^5 + 1,54 \cdot 10^5 = 12,90 \cdot 10^5 \text{ рос. руб.}$$

При этом экологическая составляющая суммарного экономического эффекта составит: $C_{\Sigma}=У_{пр} + C_{кв}^{год} = 0,023 \cdot 10^5 + 1,54 \cdot 10^5 = 1,56 \cdot 10^5$ рос. руб.

Стоимость предложенного ЭК, $C_{эк}$, рос. руб.

$$C_{эк} = C_{ПТУ} + C_2 , \quad (7.40)$$

где $C_{ПТУ}$ – стоимость ПТУ с электрогенератором и сопутствующим оборудованием, рос. руб.

$$C_{ПТУ} = c'_{ПТУ} \cdot N_э, \quad (7.41)$$

где $c'_{ПТУ}$ – удельная стоимость оборудования, приведенная к одному кВт установленной мощности электрогенерации, $c'_{ПТУ} = 0,36 \cdot 10^5$ рос. руб.

$C_{ПТУ} = 0,36 \cdot 10^5 \cdot 31,2 = 11,23 \cdot 10^5$ рос. руб.

$C_2$ – стоимость геотермального охлаждающего контура, рос. руб.

$$C_2 = c'_2 \cdot \frac{Q_{НПТ} - N_э}{q_2^{отв}}, \quad (7.42)$$

где $c'_2$ - удельная стоимость погонного метра скважины геотермального охлаждающего контура под ключ, $c'_2 = 375$. рос.руб./мп [22]; $q_2^{отв.}$ – удельное количество теплоты, отводимое через погонный метр скважины, $q_2^{отв.} = 0,07$ кВт.

Тогда

$$C_2 = 375 \cdot \frac{1000 - 31,2}{0,07} = 51,9 \cdot 10^5, \text{ рос.руб}$$

$$C_{эк} = 11,23 \cdot 10^5 + 51,9 \cdot 10^5 = 63,13 \cdot 10^5 \text{ рос.руб.}$$

Срок окупаемости ЭК определим по следующей формуле:

$$T = \frac{C_{эк}}{C_{\Sigma}}. \quad (7.43)$$

Только за счѐт собственной электрогенерации: $T = \frac{C_{эк}}{C_{\Sigma}} = \frac{63,13 \cdot 10^5}{11,34 \cdot 10^5} = 5,6$ года.

С учетом экологической составляющей: $T = \frac{C_{эк}}{C_{\Sigma}} = \frac{63,13 \cdot 10^5}{12,9 \cdot 10^5} = 4,9$ года .

**Выводы по разделу 7**

1. При выполнении сравнительной оценки вариантов теплоснабжения и административного корпуса наиболее инвестиционно привлекательным являются системы на базе фанкойлов и вакуумных радиаторов виду относительно минимальных капитальных затрат и высокого индекса доходности, однако системы на базе ТНУ, имеющие срок окупаемости более 4,5 лет наиболее отвечают концепции низкоуглеродной «зеленой энергетики».

2. Период окупаемости ПТНУ для полезного использования теплоты оборотной воды в контуре горячего водоснабжения цехов и адмінпомещений составляет менее 4х лет, что позволяет рассматривать данный вариант как экологически ориентированную альтернативу традиционной системе ГВС.

3. При эксплуатации энергогенерирующего комплекса, использующего вторичную теплоту предприятий пищевых производсив для электрогенерации с отводом отработанной теплоты в горные породы, залегающие на глубине вблизи геотермального нейтрального слоя, суммарный экономический эффект складывается из трѐх компонентов: 1) стоимости экологически чистой электроэнергии, вырабатываемой непосредственно на предприятии за счѐт собственных ресурсов; 2)величины предотвращѐнного экологического ущерба в результате снижения потребления электроэнергии от внешнего источника – ТЭС; 3) средств, получаемых от реализации передачи избыточных единиц выполнения квоты по выбросам парниковых газов иному лицу и может достигнуть величины 1,29 млн. рос. руб. в год при мощности потребляемого низкопотенциального теплового потока в 1МВт.

4. Полное использовании низкопотенциального теплового потока в 1МВт с целью электрогенерации позволит снизить вредные выбросы в атмосферу по сравнению с внешним источником электроснабжения – ТЭС за годовой цикл работы парниковых газов на 295,33 т; NOx на 0,406 т; летучей золы на 29 т; потребление $O_2$ – на $1{,}77 \cdot 10^5$ м$^3$ или 253 т), при этом экологическая

составляющая суммарного экономического эффекта достигнет величины $1{,}56 \cdot 10^5$ рос. руб. в год.

5. Представленный в работе оценочный расчѐт показывает, что срок окупаемости предложенного энергогенерирующего комплекса при развитии в РФ системы торговли углеродными единицами может снизится до 13% по отношению к окупаемости только за счет самогенерации.

Основные научные результаты, изложенные в данном разделе, опубликованы в работах [102, 104].

# ВЫВОДЫ

Развитие научно-технических основ повышения эффективности промышленных систем оборотного водоснабжения предприятий пищевых производств заключается в совершенствовании тепломассообменных процессов, протекающих в водоохлаждающих устройствах, и обосновании рациональных параметров технологии утилизации избыточной теплоты оборотной воды (разработке и обосновании мероприятий, направленных на снижение непроизводительных потерь энергии и наиболее полном использовании низкопотенциальной теплоты оборотной воды ППП). Проведенное исследование позволяет сделать следующие выводы:

1. В результате анализа современного состояния и перспектив развития систем оборотного водоснабжения ППП обоснована перспективность использования оборотной воды в качестве вторичного энергетического ресурса и необходимость применения ее в качестве низкопотенциального источника.

2. Предложен научно-обоснованный подход к оценке тепломассопереноса в аппаратах с подвижной насадкой; на основе моделирования получены зависимости, позволяющие при ограниченной эмпирической информации о состоянии псевдоожиженного слоя прогнозировать значение структурных характеристик – количество удерживаемой жидкости, величину поверхности контакта фаз, капельный вынос при изменении конструктивных ($\rho_{эн}$, $d_{эн}$) и режимных ($\omega_г$, $q_ж$) параметров.

3. Развиты теоретические представления об аппаратах с подвижной насыпной насадкой в качестве перспективного решения ТМА для охлаждения оборотной воды ППП, обеспечивающее возможность эксплуатации в экстремальных условиях (загрязненные среды, резкие колебания нагрузок). Экспериментально выявлены лучшие для реализации массообменных процессов диапазоны плотности насадочного слоя $\rho_{эн}$II ($\rho_{эн}$ = 200…700 кг/м$^3$), отличающийся широким рабочим участком по $\omega_г$, приемлемыми значениями отнесения жидкости

и сравнительно небольшой динамической высотой слоя, и влияющие на повышение эффективности работы ТМА.

4. Получил дальнейшее развитие метод нечетких множеств, основанный на многокритериальном подходе к оптимальному выбору хладагентов, который предложено использовать для поиска компромисса между энергоэффективностью, экологическими ограничениями и экономическими показателями при разработке концептуальных технологий преобразования низкопотенциальной теплоты.

5. Впервые теоретически обоснована принципиальная возможность использования природных хладагентов R-744 и R600a и хладагента четвертого поколения R1234ze в качестве рабочих тел для среднетемпературных ПТНУ типа «вода-вода» для горячего водоснабжения производственных, административных и жилых помещений.

6. Впервые предложена схема энергогенерирующего комплекса для трансформации технологической низкопотенциальной теплоты воды в цикле оборотного водоснабжения предприятия в электроэнергию. Теоретически определены технические характеристики предлагаемой установки, установлено, что при мощности потребляемого низкопотенциального теплового потока в 1МВт КПД данного комплекса достаточно низок (3,4 %). Однако полученная электроэнергия является экологически чистой и не требует использования топлива и других видов высокопотенциальных энергоресурсов. Для повышения КПД предлагаемой установки и приближения его к КПД идеального цикла Карно, необходима разработка дополнительного оборудования, повышающего температуру низкокипящего рабочего тела на выходе из пароперегревателя за счѐт использования НПТ. Показано, что полное использовании низкопотенциального теплового потока в 1МВт с целью электрогенерации позволит снизить вредные выбросы в атмосферу по сравнению с внешним источником электроснабжения – ТЭС за годовой цикл работы ПГ на 295,33 т; $NO_x$ на 0,406 т; летучей золы на 29 т; потребление $O_2$ – на $1{,}77 \cdot 10^5$ м$^3$ или 253 т), при

этом экологическая составляющая суммарного экономического эффекта достигнет величины 156 тыс. руб. в год.

7. Впервые для комплексной оценки эффективности систем оборотного водоснабжения с точки зрения полезного использования теплоты оборотной воды предложена система интегральных критериев: степень использования теплоты в системе оборотного водоснабжения, нереализованный потенциал энергосбережения, коэффициент энергетической эффективности способа утилизации теплоты, относительная стоимость сэкономленных энергоносителей; годовой экономической эффект от реконструкции, обеспечивающей полезное использование теплоты оборотной воды, и срок окупаемости проекта по реконструкции.

8. На примере предприятия пищевых производств теоретически обоснована целесообразность инвестиционных проектов по внедрению теплоутилизационных установок (ТУУ) на базе ПТНУ, системы «теплый пол», вакуумных радиаторов, водяных калориферов при условии полной компенсации расчетного потребления тепловой энергии предлагаемыми вариантами ТУУ по основным цехам по таким пунктам, как: потребление тепловой энергии на отопление; потребление тепловой энергии на горячее водоснабжение; потребление тепловой энергии на вентиляцию. Наиболее инвестиционно привлекательным являются системы теплоснабжения на базе фанкойлов и вакуумных радиаторов, однако системы на базе ПТНУ, имеющие больший срок окупаемости, наиболее отвечают концепции низкоуглеродной «зеленой энергетики».

# СПИСОК УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

*ППП* – предприятия пищевых производств

*ПТНУ* – парокомпрессионная теплонасосная установка

*ВПИ* – высокопотенциальный источник теплоты;

*НПИ* – низкопотенциальный источник теплоты;

*ВПТ* – высокопотенциальная теплота;

*НПТ* – низкопотенциальная теплота;

*СОВ* – система оборотного водоснабжения;

*ЭК* – энергогенерирующий комплекс;

*ТУУ* – теплоутилизационная установка;

*GWP* – потенциал глобального потепления относительно диоксида углерода, б/р;

*HGWP* – потенциал глобального потепления относительно фтортрихлорметана, б/р;

*ODP* – потенциал истощения озонового слоя относительно фтортрихлорметана, б/р;

*TEWI* – полный эквивалентный вклад в парниковый эффект, б/р;

*LCCP* – влияние на климат за жизненный цикл, б/р;

$l$ – удельная теоретическая работа компрессора, кДж/кг;

$l_Д$ – удельная действительная работа компрессора, кДж/кг;

Nu − число Нуссельта, б/р;

$p$ – давление, Па;

Pr – критерий Прандтля, б/р;

Re – число Рейнольдса, б/р;

$\Delta T$ – разность температур между процессами кипения и конденсации;

$V$ – объемный расход, $м^3/с$;

$d$ − потери эксергии, кДж/кг;

$e$ – удельная эксергия, кДж/кг

$g$ − ускорение свободного падения, $м/с^2$;

$h$ − удельная энтальпия, кДж/кг;

$l_v$ – объемная удельная работа сжатия, $кДж/м^3$;

$q$ − плотность теплового потока, $Вт/м^2$;

$q_{тн}$ – удельная производительность рабочего вещества в цикле, кДж/кг;

$q_v$ –удельная объемная нагрузка, кДж/дм$^3$;

$r$ – удельная теплота парообразования, кДж/кг;

$s$ – удельная энтропия, кДж/(кгК);

$t_{н1}$ – температура оборотной воды на входе, °С;

$t_{н2}$ – температура оборотной воды на выходе, °С;

$t_{в1}$ – температура прямой сетевой воды, °С;

$t_{в2}$ – температура обратной сетевой воды, °С;

$t_{и}$ – температура кипения хладагента в испарителе теплового насоса, ºС;

$t_{кд}$ – температура конденсации хладагента в конденсаторе теплового насоса, ºС;

$x$ – массовое расходное паросодержание, б/р;

$w$ – скорость течения теплоносителя, м/с;

$\alpha$ − коэффициент теплоотдачи при кипении, Вт/(м$^2$·К);

$\eta_e$ – эксергетический КПД, б/р;

$\eta_i$ – индикаторный КПД, б/р;

$\theta$ – температура перегрева, К;

$\lambda$ − коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К);

$\mu$ − динамический коэффициент вязкости, Па·с;

$v_1$ – удельный объем, м $^3$/ кг;

$\rho$ − плотность, кг/м$^3$;

$\sigma$ – поверхностное натяжение, Н/м;

$\mu_{тн}$ – коэффициент преобразования энергии в тепловом насосе, б/р.

**Индексы**

вх – вход;

вых – выход;

о.с. – окружающая среда;

э – экспериментальное значение;

п – пар;

ж – жидкость.

# СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абдулагатов, И.М. Преобразование геотермальной энергии в электрическую с использованием во вторичном контуре сверхкритического цикла / И.М. Абдулагатов, А.Б. Алхасов // Теплоэнергетика. – 1988. – № 4. – С. 53–56.

2. Агабабов, В. С. Оценка термодинамической и экономической эффективностей установок бестопливной генерации электроэнергии на основе однои двухступенчатых детандер-генераторных агрегатов и парокомпрессионных тепловых насосов / В. С. Агабабов, Ю. О. Байдакова // Известия Российской академии наук. Энергетика. – 2014. – № 4. – С. 50-54.

3. Азаматов, А.Р. Энергосбережение в пищевой промышленности // Евразийский научный журнал. – 2017. – № 6. – С. 88–91.

4. Акимова, Э.К. Эффективные охладительные градирни / Э.К. Акимова, С.А. Ращепкина // Символ науки. – 2020. – Вып. 1. – С. 16–17.

5. Актуальное применение тепловых насосов для отопления зданий и сооружений / В.Н. Волков, Л.Н. Козина, А.М. Дзюбан [и др.] // Вестник НГИЭИ. – 2015. – № 6 (49). – С. 39–43. – URL: https://cyberleninka.ru/article/n/aktualnoe-primenenie-teplovyh-nasosov-dlya-otopleniya-zdaniy-i-sooruzheniy (дата обращения: 17.11.2021).

6. Алтынбаева, Э.Р. Технологии использования вторичных энергетических ресурсов при эксплуатации и их учет при проектировании / Э.Р. Алтынбаева, И.Г. Ахметова // Вестник Казанского государственного энергетического университета. – 2010. – № 3. – С. 6–11. – URL: https://cyberleninka.ru/article/n/tehnologii-ispolzovaniya-vtorichnyh-energeticheskih-resursov-pri-ekspluatatsii-i-ih-uchet-pri-proektirovanii (дата обращения: 08.07.2019).

7. Анализ использования тепловых насосов на тепловых и атомных электростанциях /Н.Н. Ефимов, В.В. Папин, П.А. Малышев, Р.В. Безуглов // Известия вузов. Северо-Кавказский регион. Технические науки. – 2010. – № 4. – С. 35–39.

8. Анализ экономичности различных типов теплонасосных установок для теплоснабжения / М.А. Таймаров, В.М. Таймаров, А.Л. Осипов // Известия высших учебных заведений. Серия: Проблемы энергетики. – 2003. – № 3-4. – С. 12–127.

9. Багаутдинов, И.З. Мировая тенденция внедрения тепловых насосов в систему отопления и горячего водоснабжения // Инновационная наука. – 2016. – № 3. – С. 44–45.

10. Байда, Б.Ю. Анализ современного состояния вопроса применения тепловых насосов, работающих на $CO_2$, в пищевой промышленности / Б.Ю. Байда, В.В. Карнаух // Оборудование и технологии пищевых производств : темат. сб. науч. работ / М-во образования и науки Донец. Нар. Респ., Донец. нац. ун-т экономики и торговли им. Михаила Туган-Барановского. – Донецк, 2021. – Вып. 13 (46). – С. 43–49.

11. Байда, Б.Ю. Энергетическое и эксергетическое исследование R1234YF, R1234ZE для парокомпрессионной теплонасосной установки / Б.Ю. Байда, В.В. Карнаух, А.Б. Бирюков // Энергетические системы : IV Междунар. науч.-техн. конф., Белгород, 19–20 нояб. 2020 г. : сб. тр. / Белгород. гос. технолог. ун-т. – Белгород, 2020. – С. 145–153.

12. Бакытбекова, Н. Б. Повышение энергоэффективности котельной путем утилизации тепловых потерь / Н. Б. Бакытбекова, Н. В. Прохоренкова // Вестник Восточно-Казахстанского государственного технического университета им. Д. Серикбаева. – 2020. – № 1. – С. 93-97. – DOI 10.51885/15614212_2020_1_93.

13. Белевич, А.И. Комплект оборудования для дезодорации растительного масла производительностью до 30 тонн в сутки / А.И. Белевич, С.В. Кузнецов // Масложировая промышленность. – 2000. – № 1. – С. 35–37.

14. Белов, Г.В. Органический цикл Ренкина и его применение в альтернативной энергетике / Г.В. Белов, М.А. Дорохова // Наука и образование. – 2014. – Вып. 2. – С. 99–124. – URL: http://technomag.bmstu.ru/doc/699165.html (дата обращения: 14.11.2021).

15. Бирюк, В.В. Разработка системы нормативных показателей энергопотребления для повышения качества планирования и управления энергетическими затратами на промышленных / В.В. Бирюк, Г.В. Мятишкин, Д.А. Угланов // Энергообеспечение и энергосбережение в сельском хозяйстве : тр. 6-й междунар. науч.-техн. конф., Москва, 13–14 мая 2008 г. / М-во сел. хоз-ва Рос. Федерации, Рос. академия с.-х. наук [и др.]. – Москва, 2008. – С. 45–54.

16. Бирюков, А.Б. Двухконтурная энергогенерирующая станция с изменяемыми параметрами рабочего тела второго контура / А.Б. Бирюков, В.В. Варакута, П.А. Гнитиёв // Вестник Донецкого национального университета. Серия Г, Технические науки. – 2018. – № 4. – С. 66–78.

17. Боев, Е.В. Совершенствование конструкций полимерных оросителей градирен с целью повышения эффективности процесса охлаждения оборотной воды / Е.В. Боев, С.П. Иванов, В.Г. Афанасенко // Химическая промышленность сегодня. – 2009. – № 12. – С. 30–34.

18. Болбот, Е.А. Системный анализ рисков внедрения «зелёных» технологий / Е.А. Болбот, В.В. Клочков // Экономика природопользования. – 2012. – № 1. − С. 78–100.

19. Бродянский, В.М. Эксергетический метод и его приложения / В.М. Бродянский, В. Фратшер, К. Михалек – Москва : Энергоиздат, 1988. – 286, [2] с. – ISBN 5-283-00152-0.

20. Будрик, В.Г. Модернизация пищевой отрасли на примере молочно-консервного предприятия / В.Г. Будрик, А.И. Бурыкин // Пищевая промышленность. – 2017. – № 11. – С. 16–19. – URL: https://cyberleninka.ru/article/n/modernizatsiya-pischevoy-otrasli-na-primere-molochno-konservnogo-predpriyatiya (дата обращения: 14.11.2022).

21. Бурение под тепловые насосы (геотермальное отопление). Профессиональное бурение геотермальных скважин // Ростовская буровая компания. – Аксай, сор. 2022. – URL: http://rostovburenie.ru.drilling/geotermalnoe-otoplenie (дата обращения: 20.01.2022).

22. Бурение скважин под тепловые насосы // Юрский Горизонт / ТОВ «Юрский Горизонт» – Киев [и др.], cop. 2008–2022. – URL: https://www.burenie-ug.com.ua/teplovyie-nasosyi/geotermalnoe-otoplenie/burenie-skvazhin-pod-teplovyie-nasosyi/ (дата обращения 05.05.2021).

23. Бутов, А.А. Как правильно выбрать ороситель для градирни / А.А. Бутов, В.Г. Данилов // Территория нефтегаз. – 2009. – Вып. 10. – С. 52–53.

24. Внутренний водопровод и канализация зданий : строит. нормы и правила СНиП 2.04.01-85 : утв. постановлением Гос. ком. СССР по делам стр-ва от 4 окт. 1985 г. № 189 : взамен СНиП II-30-76 и СНиП II-34-76 // Электронный фонд актуальных правовых и нормативно-технических документов / Консорциум «Кодекс». – Санкт-Петербург, cop. 2022. – URL: https://docs.cntd.ru/document/5200243 (дата обращения: 10.02.2022).

25. Водоснабжение. Наружные сети и сооружения : свод правил : СП 31.13330.2012 : актуализир. ред. СНиП 2.04.02-84 : утв. приказом М-ва регион. развития Рос. Федерации от 29 дек. 2011 г. № 635/14 : введ. в действие с 1 янв. 2013 г. / исполн.: РОСЭКОСТРОЙ, НИЦ «Строительство», МосводоканалНИИпроект // Электронный фонд актуальных правовых и нормативно-технических документов / Консорциум «Кодекс». – Санкт-Петербург, cop. 2022. – URL: https://docs.cntd.ru/document/1200093820?marker (дата обращения: 10.02.2022).

26. Вторичные энергоресурсы и энергосберегающие технологии в промышленности / Ю.Л. Курбатов, А.Б. Бирюков, П.А. Гнитиёв, Олешкевич Т.Г. – Москва : Инфра-инженерия, 2022. – 196 с. – ISBN: 978-5-9729-0796-0.

27. Высокоэффективные структурно-кольцевые насадки / Т. Коморович, Я. Матера, Д.А. Баранов, М.Г. Беренгартен // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2001. – № 8. – С. 8–12.

28. Высоцкий, С.П. Ожидаемые или неожиданные изменения климата // Научный вестник НИИГД «Респиратор». – 2018. – № 4 (55) – С. 87–98.

29. Вьюгина, Т.П. Чиллеры в пищевых отраслях промышленности / Т.П Вьюгина, Е.Б. Никонова // Холодильная техника. – 2007. – № 11. – С. 18–21.

30. Гетман, В.В. Применение теплонасосных установок для утилизации теплоты вторичных энергетических ресурсов // Вестник Казанского технологического университета. – 2014. – № 9. – С. 233–236. – URL: https://cyberleninka.ru/article/n/primenenie-teplonasosnyh-ustanovok-dlya-utilizatsii-teploty-vtorichnyh-energeticheskih-resursov (дата обращения: 08.11.2022).

31. Горбис З.Р. Теплообмен и гидромеханика дисперсных сквозных потоков. – Москва: Энергия, 1970. –424с.

32. Горин А.Н. Тепломассообменные аппараты с подвижной насадкой для традиционных и альтернативных энергетических систем. Испарительное охлаждение, осушение и кондиционирование воздуха: теория, эксперимент, практика / А.Н.Горин, А.В.Дорошенко, В.П.Данько .– Донецк : Свит кніги, 2013. – 327 с. ISBN 978-966-2747-79-9.

33. Городилов, А.А. Интенсификация процесса тепломассообмена в контактных аппаратах с регулярной насадкой : дис. … канд. техн. наук : специальность 05.17.08 Процессы и аппараты химических технологий / Городилов Александр Андреевич ; [Место защиты: Рос. хим.-технол. ун-т им. Д.И. Менделеева]. – Москва: МАМИ, 2016. – 141 с.

34. Горожанкин, С.А. Тепловая схема источника теплоснабжения с теплонасосной установкой на шахтной воде / С.А. Горожанкин, Д.В. Выборнов, С.И. Монах // Вестник Астраханского государственного технического университета. – 2013. – Т. 13, № 2 (56). – С. 15–20.

35. Горшков, В.Г. Тепловые насосы: аналит. обзор // Справочник промышленного оборудования. – 2004. – № 2. – С. 47–80.

36. ГОСТ 12.1.005. Система стандартов безопасности труда. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны : межгос. стандарт : утв. и введ. в действие постановлением Гос. ком. СССР по стандартам от 29.09.88 № 3388 : взамен ГОСТ 12.1.005-76 : дата введ. 1989-01-01 / разраб. и внес. М-вом здравоохранения СССР, Всесоюз. центр. советом проф. союзов // Электронный фонд актуальных правовых и нормативно-технических документов / Консорциум

«Кодекс». – Санкт-Петербург, cop. 2022. – URL: https://docs.cntd.ru/document/1200003608 (дата обращения: 10.03.20122).

37. ГОСТ 17.1.1.04-80 Охрана природы. Гидросфера. Классификация подземных вод по целям водопользования : межгос. стандарт : постановлением Гос. ком. СССР по стандартизации от 31 марта 1980 г. № 1452 дата введ. установл. 01.07.1981 // Электронный фонд актуальных правовых и нормативно-технических документов / Консорциум «Кодекс». – Санкт-Петербург, cop. 2022. – URL: https://docs.cntd.ru/document/1200008292 (дата обращения: 14.03.2022).

38. ГОСТ 2874-82. Вода питьевая. Гигиенические требования и контроль за качеством : гос. стандарт Союза ССР : срок действия с 01.01.85 до 01.01.95 : срок действия продлен до 01.01.95 постановлением Госстандарта СССР от 27.06.89 № 2098 // Библиотека нормативной документации. – URL: https://files.stroyinf.ru/Data1/8/8351/index.htm (дата обращения: 16.03.2018).

39. ГОСТ 30494. Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях : межгос. стандарт : принят Межгос. науч.-техн. комиссией по стандартизации, техн. нормированию и оценке соответствия в стр-ве (протокол № 39 от 8 дек. 2011 г.) : дата введ. 2013-01-01 : взамен ГОСТ 30494-96 / разраб. ОАО «СантехНИИпроект», ОАО «ЦНИИПромзданий» // Электронный фонд актуальных правовых и нормативно-технических документов / Консорциум «Кодекс». – Санкт-Петербург, cop. 2022. – URL: https://docs.cntd.ru/document/1200095053 (дата обращения: 10.02.0022).

40. ГОСТ 32968-2014. Оборудование холодильное. Агенты холодильные. Требования по применению и извлечению : межгос. стандарт : принят Межгос. советом по стандартизации, метрологии и сертификации (протокол от 30 сент. 2014 г. № 70-П) : Приказом Федер. агентства по техн. регулированию и метрологии от 12 авг. 2015 г. № 1135-ст введ. в действие в качестве нац. стандарта Рос. Федерации с 1 февр. 2016 г. : введ. впервые / разраб. Рос. союзом предприятий холод. пром-сти // Электронный фонд актуальных правовых и нормативно-технических документов / Консорциум «Кодекс». – Санкт-Петербург,

сор. 2022. – URL: https://docs.cntd.ru/document/1200123725 (дата обращения: 22.04.2022).

41. ГОСТ 33662.1-2015. Холодильные системы и тепловые насосы. Требования безопасности и охраны окружающей среды. Ч. 2. Проектирование, конструкция, изготовление, испытания, маркировка и документация : межгос. стандарт : принят Межгос. советом по стандартизации, метрологии и сертификации (протокол от 10 дек. 2015 г. № 48) : Приказом Федер. агентства по техн. регулированию и метрологии от 27 июня 2016 г. № 687-ст введ. в действие в качестве нац. стандарта Рос. Федерации с 1 июля 2017 г. : введ. впервые / подгот. Техн. ком. по стандартизации Рос. Федерации и Всерос. науч.-исслед. ин-том стандартизации и сертификации в машиностроении // Электронный фонд актуальных правовых и нормативно-технических документов / Консорциум «Кодекс». – Санкт-Петербург, сор. 2022. – URL: https://docs.cntd.ru/document/1200136722?marker=7D20K3 (дата обращения: 22.04.2022).

42. ГОСТ 33662.3-2017. Холодильные системы и тепловые насосы. Требования безопасности и охраны окружающей среды. Ч. 3. Место установки : межгос. стандарт : принят Межгос. советом по стандартизации, метрологии и сертификации (протокол от 30 нояб. 2017 г. № 52) : Приказом Федер. агентства по техн. регулированию и метрологии от 26 сент. 2018 г. № 654-ст введ. в действие в качестве нац. стандарта Рос. Федерации с 1 июля 2019 г. : введ. впервые / подгот. Техн. ком. по стандартизации Рос. Федерации и Всерос. науч.-исслед. ин-тутом стандартизации и сертификации в машиностроении // Электронный фонд актуальных правовых и нормативно-технических документов / Консорциум «Кодекс». – Санкт-Петербург, сор. 2022. – URL: https://docs.cntd.ru/document/1200160612 (дата обращения: 15.05.2022).

43. ГОСТ 33662.4-2015. Холодильные системы и тепловые насосы. Требования безопасности и охраны окружающей среды. Ч. 4. Эксплуатация, техническое обслуживание, ремонт и восстановление : межгос. стандарт : принят Межгос. советом по стандартизации, метрологии и сертификации (протокол от 10

дек. 2015 г. № 48) : Приказом Федер. агентства по техн. регулированию и метрологии от 2 июня 2016 г. № 505-ст введ. в действие в качестве нац. стандарта Рос. Федерации с 1 июля 2017 г. : введ. впервые / подгот. Техн. ком. по стандартизации Рос. Федерации и Всерос. науч.-исслед. ин-том стандартизации и сертификации в машиностроении // Электронный фонд актуальных правовых и нормативно-технических документов / Консорциум «Кодекс». – Санкт-Петербург, cop. 2022. – URL: https://docs.cntd.ru/document/1200135785 (дата обращения: 15.05.2022).

44. ГОСТ 33863-2016. Энергетическая эффективность. Оборудование для отопления. Показатели энергетической эффективности и методы определения : межгос. стандарт : принят Межгос. советом по стандартизации, метрологии и сертификации (протокол от 27 июля 2016 г. № 89-П) : Приказом Федер. агентства по техн. регулированию и метрологии от 25 окт. 2016 г. № 1505-ст введ. в действие в качестве нац. стандарта Рос. Федерации с 1 янв. 2018 г. : введ. впервые / разраб. Всерос. науч.-исслед. ин-том сертификации, ВНИИНМАШ // Электронный фонд актуальных правовых и нормативно-технических документов / Консорциум «Кодекс». – Санкт-Петербург, cop. 2022. – URL: https://docs.cntd.ru/document/1200140744 (дата обращения: 17.04.2022).

45. ГОСТ 33864-2016. Энергетическая эффективность. Оборудование для отопления. Проектирование с учетом воздействия на окружающую среду : межгос. стандарт : принят Межгос. советом по стандартизации, метрологии и сертификации (протокол от 27 июля 2016 г. № 89-П) : Приказом Федер. агентства по техн. регулированию и метрологии от 25 окт. 2016 г. N 1506-ст введ. в действие в качестве нац. стандарта Рос. Федерации с 1 янв. 2018 г. : введ. впервые / разраб. Всерос. науч.-исслед. ин-том сертификации, ВНИИНМАШ // Электронный фонд актуальных правовых и нормативно-технических документов / Консорциум «Кодекс». – Санкт-Петербург, cop. 2022. – URL: https://docs.cntd.ru/document/1200140745 (дата обращения: 17.05.2022).

46. ГОСТ 34346.2 – 2017 (ISO 13256-2:1998) Тепловые насосы с водой в качестве источника тепла. Испытания и оценка рабочих характеристик. Ч. 2

Тепловые насосы «вода-вода» и «рассол-вода» : межгос. стандарт : принят Межгос. советом по стандартизации, метрологии и сертификации (протокол от 30 нояб. 2017 г. № 52) : введ. в действие в качестве нац. стандарта 1 июля 2019 г. : введ. впервые / подгот. Техн. ком. по стандартизации Рос. Федерации ТК 061 «Вентиляция и кондиционирование» и Всерос. науч.-исслед. ин-том стандартизации и сертификации в машиностроении // Электронный фонд актуальных правовых и нормативно-технических документов / Консорциум «Кодекс». – Санкт-Петербург, cop. 2022. – URL: https://docs.cntd.ru/document/1200160614 (дата обращения: 29.06.2022).

47. ГОСТ EN 378-1-14. Системы холодильные и тепловые насосы. Требования безопасности и охраны окружающей среды. Ч. 1. Основные требования, определения, классификация и критерии выбора : (EN 378-1:2008+A2:2012, IDT) / Межгос. совет по стандартизации, метрологии и сертификации. – Изд. офиц. – Москва : Стандартинформ, 2016. – 53 с. – URL: https://files.stroyinf.ru/Data2/1/4293759/4293759810.pdf (дата обращения: 03.06.2016).

48. ГОСТ EN 378-4-2014. Системы холодильные и тепловые насосы Требования безопасности и охраны окружающей среды. Ч. 4. Эксплуатация, техническое обслуживание, ремонт и восстановление : межгос. стандарт : принят Межгос. советом по стандартизации, метрологии и сертификации (протокол от 30 сент. 2014 г. № 70-П) : дата введ. 2016-02-01 : введ. впервые / подгот. Рос. союзом предприятий холод. пром-сти : Приказом Федер. агентства по техн. регулированию и метрологии от 12 авг. 2015 г. № 1131-ст введ. в действие в качестве нац. стандарта Рос. Федерации с 1 февр. 2016 г. / подгот. Рос. союзом предприятий холод. пром-сти // Электронный фонд актуальных правовых и нормативно-технических документов / Консорциум «Кодекс». – Санкт-Петербург, cop. 2022. – URL: https://docs.cntd.ru/document/1200123730 (дата обращения: 20.06.0022).

49. ГОСТ Р 54671-2011 (ЕН 14511-1:2011). Кондиционеры, агрегатированные охладители жидкости и тепловые насосы с компрессорами с электроприводом для

обогрева и охлаждения помещений. Термины и определения : нац. стандарт Рос. Федерации : утв. и введ. в действие Приказом Федер. агентства по техн. регулированию и метрологии от от 30 мая 2011 г. № 102-ст : дата введ. 2012-07-01 : введ. впервые / подгот. Всерос. науч.-исслед. ин-том стандартизации и сертификации в машиностроении // Электронный фонд актуальных правовых и нормативно-технических документов / Консорциум «Кодекс». – Санкт-Петербург, cop. 2022. – URL: https://docs.cntd.ru/document/1200093490 (дата обращения: 04.03.2022).

50. ГОСТ Р 56779-2015. Системы распределения бытового горячего водоснабжения. Метод расчета энергопотребления и эффективности : нац. стандарт Рос. Федерации : утв. и введ. в действие Приказом Федер. агентства по техн. регулированию и метрологии от 27 нояб. 2015 г. № 2032-ст : дата введ. 2016-07-01 / разраб. СанТехПроект // Электронный фонд актуальных правовых и нормативно-технических документов / Консорциум «Кодекс». – Санкт-Петербург, cop. 2022. – URL: https://docs.cntd.ru/document/1200127460 (дата обращения: 04.03.2022).

51. ГОСТ Р 58536.1-2019. Кондиционеры. Агрегатированные охладители жидкости. тепловые насосы. технологические чиллеры и осушители с компрессорами с электроприводом. Определение уровня звуковой мощности. Ч. 1. Кондиционеры, агрегатированные охладители жидкости, тепловые насосы для обогрева и охлаждения помещений, осушители и технологические чиллеры : нац. стандарт Рос. Федерации : утв. и введ. в действие приказом Приказом Федер. агентства по техн. регулированию и метрологии от 30 окт. 2019 г. № 1205-ст : дата введ. 2020-07-01 : введ. впервые / подгот. Рос. науч.-техн. центром информации по стандартизации, метрологии и оценке соответствия // Электронный фонд актуальных правовых и нормативно-технических документов / Консорциум «Кодекс». – Санкт-Петербург, cop. 2022. – URL: https://docs.cntd.ru/document/1200169702 (дата обращения: 04.04.2022).

52. ГОСТ Р ЕН 14705-2011. Теплообменники. Методы измерения и оценки тепловых характеристик испарительных градирен : нац. стандарт Рос. Федерации

: утв. и введ. в действие Приказом Федер. агентства по техн. регулированию и метрологии от 28 сент. 2011 г. № 362-ст : дата введ. 2013-01-01 : введ. впервые / подгот. Некоммер. партнерством «Инновации в электроэнергетике», Всерос. науч.-исслед. ин-том стандартизации и сертификации в машиностроении // Электронный фонд актуальных правовых и нормативно-технических документов / Консорциум «Кодекс». – Санкт-Петербург, cop. 2022. – URL: https://docs.cntd.ru/document/1200096429 (дата обращения: 04.03.2022).

53. ГОСТ Р ИСО 17584–2015. Свойства хладагентов : нац. стандарт Рос. Федерации : утв. и введ. в действие Приказом Федер. агентства по техн. регулированию и метрологии от 24 июня 2015 г. № 793-ст : дата введ. 2016-01-01 : введ. впервые / подгот. Всерос. науч.-исслед. ин-том стандартизации материалов и технологий // Электронный фонд актуальных правовых и нормативно-технических документов / Консорциум «Кодекс». – Санкт-Петербург, cop. 2022. – URL: https://docs.cntd.ru/document/1200121964 (дата обращения: 08.03.2022).

54. ГОСТ Р ИСО 50001-2012. Системы энергетического менеджмента требования и руководство по их применению : нац. стандарт Рос. Федерации : подгот. Всерос. науч.-исслед. ин-том сертификации на основе собств. аутентич. пер. на рус. яз. междунар. стандарта ИСО 50001 : утв. и введ. в действие Приказом Федер. агентства по техн. регулированию и метрологии от 26 окт. 2012 г. № 568-ст : введ. впервые // Электронный фонд актуальных правовых и нормативно-технических документов / Консорциум «Кодекс». – Санкт-Петербург, cop. 2022. – URL: https://docs.cntd.ru/document/1200096140 (дата обращения: 04.06.2022).

55. Гусаковский, В.Б. Водоснабжение промышленных предприятий : учеб. пособие / В.Б. Гусаковский, Е.Э. Вуглинская ; М-во образования и науки Рос. Федерации, С.-Петерб. гос. архитектур.-строит. ун-т. – Санкт-Петербург : СПбГАСУ, 2016. – 143, [1] с. – ISBN 978-5-9227-0675-9.

56. Данилов, Н.И. Основы энергосбережения : учебник для студентов высш. учеб. заведений, обучающихся по специальности 030500.19 – Профессиональное обучение (электроэнергетика, электротехника и электротехнологии) /

Н.И. Данилов, Я.М. Щелоков ; под ред. Н.И. Данилова ; М-во энергетики и жилищ.-коммун. хоз-ва Свердлов. обл., Ин-т энергосбережения. – Екатеринбург : Уральский рабочий, 2008. – 525, [1] с. – ISBN 978-5-85383-368-5.

57. Данько, В.П. Исследование влияния концентрации раствора абсорбента на охлаждающую способность тепломассообменных аппаратов с подвижной насадкой / В.П. Данько, В.В. Карнаух // Вестник Международной академии холода. – 2016. – Вып. 3. – С. 73–78.

58. Дзино, А.А. Машины и системы низкопотенциальной энергетики : учеб.-метод. пособие / А.А. Дзино, О.С. Малинина ; ун-т ИТМО. – Санкт-Петербург : ИТМО, 2016. – 66 с.

59. Дмитриева, О.С. Тепломассообмен в градирнях вихревого типа с распылителями : автореф. дис. … канд. техн. наук : специальность 05.14.04 Промышленная теплоэнергетика / Дмитриева Оксана Сергеевна ; Казан. нац. исслед. технолог. ун-т. – Казань, 2013. – 20 с.

60. Долинский, А.А. Тепловые насосы в системе теплоснабжения зданий / А.А. Долинский, Б.Х. Драганов // Промышленная теплотехника. – 2008. – Т. 30, № 6. – С.71–83.

61. Дорошенко, А.В. Компактная тепломассообменная аппаратура для холодильной техники (теория, расчет, инженерная практика) : автореф. дис…д-ра техн. наук : специальность 05.05.14 / Дорошенко Александр Викторович ; Одес. инст. холода. – Одесса, 1992. – 42 с.

62. Дорошенко, А.В. Системы кондиционирования воздуха на основе низкотемпературных испарительных воздухоохладителей / А.В. Дорошенко, А.Р. Антонова, С.А. Коваленко // Проблемы региональной энергетики. – 2020. – № 2 (46). – С. 80–91. – URL: https://cyberleninka.ru/article/n/sistemy-konditsionirovaniya-vozduha-na-osnove-nizkotemperaturnyh-isparitelnyh-vozduhoohladiteley (дата обращения: 10.03.2021).

63. Ельчанинов, Е. А. Обеспечение экономической и экологической эффективности теплоэнергетики в горной промышленности за счет использования вторичных энергоресурсов / Е. А. Ельчанинов, Е. А. Ельчанинова

// Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2011. – № S1. – С. 309-319.

64. Заводов, Н.Н. Форсунка для эжекционных градирен нового поколения // Вестник Новгородского государственного университета. – 2013. – Вып.75. – С. 12–14.

65. Зайцев, Е.А. Дифференциация эксергетических потерь в линии производства керамзита / Е.А. Зайцев, П.А. Трубаев // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. – 2010. – № 2. – С. 136–140.

66. Зайцев, Е.А. Эксергетический анализ процесса обжига извести / Е.А. Зайцев, П.А. Трубаев // Строительные материалы, оборудование, технологии XXI века. – 2012. – № 3 (158). – С. 28.

67. Закиров, Д. Г. Использование низкопотенциальной теплоты : Монография / Д. Г. Закиров, А. А. Рыбин. – Москва : "Русайнс", 2015. – 158 с. – ISBN 978-5-4365-0591-6.

68. Закиров, Д.Г. Энергосберегающая технология с утилизацией низкопотенциальной теплоты /Д.Г.Закиров, А.А. Рыбин // Промышленная энергетика. – 1994. – № 6. – 28-34.

69. Захарчук, В.В. Использование вторичных энергоресурсов на Славгородском молочном комбинате / В.В. Захарчук, А.И. Бурыкин // Молочная промышленность. – 2008. – № 5. – С. 19–22.

70. Здитовецкая, С. В. Утилизация теплоты в системе приточно-вытяжной вентиляции с использованием теплового насоса / С. В. Здитовецкая, В. И. Володин // Труды Белорусского государственного технологического университета. Серия 3. Химия и технология неорганических веществ. – 2009. – Т. 1. – № 3. – С. 171-173.

71. Злобин, А.А. Некоторые технико-экономические оценки при внедрении тепловых насосов в промышленности / А.А. Злобин, В.Н. Курятов, А.П. Мальцев, Г.А. Романов // Аудит по МСФО : Международный аудит в России. – URL: http://ite-audit.ru/some_estimations.pdf (дата обращения: 25.01.2020).

72. Иванов, С.П. Совершенствование тепломассообменных процессов в водооборотных циклах промышленных предприятий : дис. … д-ра техн. наук : специальность 05.17.08 Процессы и аппараты химических технологий / Иванов Сергей Петрович ; Уфим. гос. нефт. техн. ун-т. – Уфа, 2012. – 261 с.

73. Иванова, В.Н. Рационально использовать энергетические ресурсы в пищевой промышленности // Экономика и управление. – 2011. – Вып. 6 (79). – С. 110–114.

74. Иващенко, Е.Ю. Технологии утилизации тепловых отходов : учеб.-метод. пособие по дисц. «Вторичные энергетические ресурсы» / Е.Ю. Иващенко ; Белорус. нац. техн. ун-т . – Минск : БНТУ, 2014 . – 108 с.

75. Інтегрована теплонасосна система теплопостачання з приводом компресора від двигуна зовнішнього згоряння / А.Є. Денисова, П.О. Котов, В.В. Карнаух, Ю.В. Пянкова // Обладнання та технології харчових виробництв : темат. зб. наук. пр. / М-во освіти і науки України, Донец. нац. ун-т економіки і торгівлі ім. Михайла Туган-Барановського. – 2011. – Вип. 26. – С. 47–53.

76. Каган, А.М. Влияние площади перфорации нерегулярных тепло-массообменных металлических насадок на их массообменные и гидродинамические характеристики / А.М. Каган, А.С. Пушнов, М.В. Шилин // Энергосбережение и водоподготовка. – 2012. – № 2 (76). – С. 64–66.

77. Каган, А.М. Контактные насадки промышленных тепломассообменных аппаратов : монография /А.М. Каган, А.Г. Лаптев, А.С. Пушнов ; под. ред. А.Г Лаптева. – Казань : Отечество, 2013. – 454 с.

78. Каган, А.М. Материалы для изготовления насадочных контактных устройств для тепло- и массообменных процессов / А.М. Каган, А.С. Пушнов, А.С. Рябушенко // Химическая технология. – 2007. – Т. 8, № 5. – С. 232–240.

79. Калнинь, И.М. Тепловые насосы на диоксиде углерода для систем теплогенерирования / И.М. Калнинь, С.Б. Пустовалов, А.И. Савицкий // Вестник Российской академии естественных наук. – 2009. – № 1. – С. 81–86.

80. Канализация. Наружные сети и сооружения : строит. нормы и правила СНиП 2.04.03-85 : : утв. постановлением Гос. ком. СССР по делам стр-ва от 21

мая 1985 г. № 71 : дата введ. 1986-01-01 // Электронный фонд актуальных правовых и нормативно-технических документов / Консорциум «Кодекс». – Санкт-Петербург, cop. 2022. – URL: https://docs.cntd.ru/document/5200017 (дата обращения: 12.04.2022).

81. Карнаух В.В. Интенсификация тепломассообменных процессов в вентиляторных градирнях пленочного типа : дис. … канд. техн. наук : специальность 05.14.06 Техническая теплофизика и промышленная теплоэнергетика / Карнаух Виктория Викторовна ; [Место защиты: Одес. нац. политехн. ун-т]. – Одесса: ОНПУ, 2006. – 128 с.

82. Карнаух, В.В. Анализ возможности прямого использования теплоты оборотной воды для решения задач теплоснабжения / В.В. Карнаух, А.Б. Бирюков // Вестник Донецкого национального университета. Серия Г, Технические науки. – 2021. – Вып. 2. – С. 84–94.

83. Карнаух, В.В. Анализ способов использования низкопотенциальной теплоты в системах водоснабжения промышленных предприятия / К.А. Ржесик, Д.К. Кулешов, А.Н. Бирюков [и др.] // Инновации в хладотеплотехнике : монография / под ред.: Ржесика К.А. – Донецк : ДонНУЭТ, 2019. – 289 с. – Гл. 9. – С. 206–235.

84. Карнаух, В.В. Вивчення особливостей гідродинаміки в апаратах із рухомою насадкою / В.В. Карнаух, О.В. Дорошенко // Обладнання та технології харчових виробництв : темат. зб. наук. пр. / М-во освіти і науки України, Донец. нац. ун-т економіки і торгівлі ім. Михайла Туган-Барановського. – 2008. – Вип. 18. – С. 293–301.

85. Карнаух, В.В**.** Водоохлаждающие устройства в системах водоснабжения металлургических предприятий / В.В. Карнаух, А.Б. Бирюков // Черная металлургия : бюл. науч.-техн. и экон. информации. – 2016. – Вып. 6 (1398). – С. 88–97. – URL: https://chermetinfo.elpub.ru/jour/issue/view/21/showToc (дата обращения: 04.11.2018).

86. Карнаух, В.В. Дослідження структури контактуючих потоків і характер руху рідини в апаратах з рухомою насадкою / В.В. Карнаух, О.В. Дорошенко

// Обладнання та технології харчових виробництв : темат. зб. наук. пр. / М-во освіти і науки України, Донец. нац. ун-т економіки і торгівлі ім. Михайла Туган-Барановського. – 2009. – Вип. 21. – С. 190–199.

87. Карнаух, В.В. Интенсификация тепломассобменных процессов в вентиляторных градирнях пленочного типа : монография / В.В. Карнаух ; М-во образования и науки Украины, Донец. нац. ун-т экономики и торговли им. Михаила Туган-Барановского. – Донецк : ДонНУЭТ, 2010. – 159 с.

88. Карнаух, В.В. Исследование влияния параметров охлаждения на эффективность работы кожухотрубчатых конденсаторов в условиях пищевых производств / В.В. Карнаух, А.Б. Бирюков // Вестник Донецкого национального университета. Серия Г, Технические науки. – 2021. – Вып. 3. – С. 96–105.

89. Карнаух, В.В. Исследование физической структуры движения потоков жидкости в аппаратах с подвижной насадкой / В.В. Карнаух, В.П. Данько // Научная дискуссия: вопросы математики, физики, химии, биологии : сб. ст. по материалам XXXVIII междунар. науч.-практ. конф. № 2 (30). – М., Изд. «Интернаука», 2016. – С. 53–58.

90. Карнаух, В.В. Критерии выбора рабочего тела для парокомпрессионных установок, использующих техногенную теплоту оборотной воды промышленных предприятий // Единство науки и образования как инструмент перехода к постиндустриальному миру : монография. – Вып. 70. – Уфа: АЭТЕРНА, – С. 40-57.

91. Карнаух, В.В. О применении диоксида углерода как рабочего тела для теплонасосных установок / В.В. Карнаух, В.В. Шмелёва // Агропромышленная политика Донецкой Народной Республики: реалии и перспективы : сб. материалов II междунар. научн.- практ. конф. «Экономика Донбасса: векторы социально-экономического и исторического развития» / М-во образования и науки Донец. Нар. Респ., Донец. нац. ун-т экономики и торговли им. Михаила Туган-Барановского. – Донецк, 2019. – С. 128–135.

92. Карнаух, В.В. О применении мультикритериального подхода при выборе холодильного агента для парокомпрессионного теплового насоса / В.В. Карнаух,

А.Б. Бирюков, В. Шмелёва // Энергетические системы : сб. тр. III Междунар. науч.-техн. конф., 29–30 нояб. 2018 г. / Белгород. гос. технолог. ун-т. – Белгород, 2018. – С. 208–213. – URL: http://es.bstu.ru/archive/2018 (дата обращения: 15.03.2020).

93. Карнаух, В.В. Об использовании гелиосистем в системах теплоснабжения на предприятиях пищевых производств // Холодильная техника и технология. – 2010. – № 6 (128). – С. 38-40.

94. Карнаух, В.В. Об использовании теплоты оборотной воды для электрогенерации / В.В. Карнаух, А.Б. Бирюков, В.В. Варакута // Вестник Донецкого национального университета. Серия Г, Технические науки. – 2022. – Вып. 1. – С. 94–105.

95. Карнаух, В.В. Об оптимизации параметров регулярной насадки в тепломассообменных аппаратах / В.В. Карнаух, А.Б. Кудрин, В.П. Данько // Социально-экономическое развитие России: актуальные подходы и перспективные решения : материалы I Междунар. науч.-практ. конф., 20–21 апр. 2017 г. / КубГТУ – Краснодар, 2017. – С. 347–350.

96. Карнаух, В.В. Определение оптимального режима работы регулярной насадки в теплообменных аппаратах / В.В. Карнаух, А.Б. Кудрин, В.П. Данько // Современное развитие России : материалы II Междунар. науч.-практ. конф., 19–20 апр. 2018 г. / Мин-во образования и науки Рос. Федерации, Рос. экон. ун-т им. Г.В. Плеханова. – Краснодар, 2018. – С. 261–263.

97. Карнаух, В.В. Особенности гидродинамики в теплообменных аппаратах с насадочным слоем для охлаждения воды / В.В.Карнаух, М.А. Пундик // Вестник Донецкого национального университета. Серия Г, Технические науки. – Донецк, 2018. – Вып. 4 – С. 57–66.

98. Карнаух, В.В. Особенности расчета и прогнозирования работы теплонасосных установок на хладагентах четвертого поколения // Материалы пула научно-практических конференций, Донецк, Керчь, Луганск / М-во образования и науки Донец. Нар. Респ., Донец. нац. ун-т экономики и торговли им. Михаила Туган-Барановского [и др.]. – Керчь, 2022. – С. 177–180. – URL:

https://www.kgmtu.ru/documents/nauka/2022/Sbornik_Sochi_2022.pdf (дата обращения: 15.04.2022).

99. Карнаух, В.В. Про використання сонячних колекторів у системі гарячого водопостачання хлібозаводу ООО «Маріупольский хлібокомбінат» // Обладнання та технології харчових виробництв : темат. зб. наук. пр. – 2010. – Вип. 24. – С. 206-214.

100. Карнаух, В.В. Про методику розрахунку плівкових вентиляторних градирень з урахуванням нерівномірності розподілу контактуючих потоків // Харчова наука і технологія. – 2010. – № 4. – С. 78–82.

101. Карнаух, В.В. Про методику розрахунку плівкових поперечноточних вентиляторних градирень // Прогресивна техніка та технології харчових виробництв ресторанного господарства і торгівлі : темат. зб. наук. пр. / Харк. держ. ун-т харчування та торгівлі. – Харків, 2010. – Вип. 2. – С. 223-231.

102. Карнаух, В.В. Разработка критериев для анализа эффективности использования теплоты охлаждающей воды в оборотных циклах водоснабжения / В.В. Карнаух, А.Б. Бирюков // Вестник Донецкого национального университета. Серия Г, Технические науки. – 2021. – Вып. 4. – С. 64–69.

103. Карнаух, В.В. Теоретические исследования применения природных холодильных агентов на примере диоксида углерода в высокотемпературных тепловых насосах / В.В. Карнаух, А.Б. Бирюков, В. Шмелёва // Энергетические системы : сб. тр. II Междунар. науч.-техн. конф., 23–24 нояб. 2017 г. / Белгород. гос. технолог. ун-т. – Белгород, 2017. – С. 39–46. – URL: http://es.bstu.ru/archive/2017 (дата обращения: 20.07.2019).

104. Карнаух, В.В. Эколого-экономический анализ энергогенерирующего комплекса, использующего теплоту оборотной воды / В.В. Карнаух, А.Б. Бирюков, В.В. Варакута // Вестник Донецкого национального университета. Серия Г, Технические науки. – 2022. – Вып. 2. – С. 84–91.

105. Карнаух, В.В. Эксергетический анализ работы теплонасосной установки, утилизирующей низкопотенциальную теплоту р. Кальмиус / В.В. Карнаух, Б.Ю. Байда, Д.В. Гатицкий, // Оборудование и технологии пищевых производств : темат. сб. науч.

работ / М-во образования и науки Донец. Нар. Респ., Донец. нац. ун-т экономики и торговли им. Михаила Туган-Барановского. – Донецк, 2020. – Вып. 12 (45). – С. 16–21.

106. Касимова, Ю.В. Реконструкция действующих вентиляторных градирен с использованием полимерной сетчатой насадки / Ю.В. Касимова, Н.А. Кузнецова, А.С. Пушнов // Вестник науки. – 2018 – № 4 – С. 49–54.

107. Кахелишвили, Ш.Г. Использование чиллера как источника тепла в переходный период // Международная научно-техническая конференция молодых ученых БГТУ им. В.Г. Шухова, Белгород, 1–20 мая 2016 г. / Белгород. Гос. технолог. ун-т им. В.Г. Шухова. – Белгород, 2016. – С. 1917–1920. – URL: https://elibrary.ru/item.asp?id=27525054 (дата обращения: 22.08.2019).

108. Кисс, В.В. Расчѐт паровой системы теплоснабжения пищевого предприятия : учеб.-метод. пособие / В.В. Кисс, А.В. Казаков, Ю.А. Рахманов. – Санкт-Петербург : НИУ ИТМО : ИХиБТ, 2014. – 68 с.

109. Климовец, О.В. Экономическая эффективность использования вторичных энергетических ресурсов в промышленности // Управление экономическими системами. – 2016. – № 9 (91). – С. 1–14. – URL: https://cyberleninka.ru/article/n/ekonomicheskaya-effektivnost-ispolzovaniya-vtorichnyh-energeticheskih-resursov-v-promyshlennosti (дата обращения: 14.11.2022).

110. Копко, В.М. Теплоснабжение : учеб. для студентов, обучающихся по направлению 270100 «Строительство», специальности 1-70.04.02 «Теплогазоснабжение, вентиляция и охрана воздушного бассейна» / В.М. Копко. – Москва : Изд-во Ассоциации строит. вузов, 2012. – 334, [1] с. – ISBN 978-5-93093-890-6 курс лекций для студентов специальности «Теплогазоснабжение, вентиляция и охрана воздушного бассейна» высш. учеб. заведений. – Москва : Изв-во АСВ, 2012. – 336 с.

111. Кошкин, Н.Н. Холодильные машины : учеб. для втузов по специальности «Холодильные машины и установки» / Н.Н. Кошкин, И. А.Сакун, Е.М. Бамбушек [и др.] ; под ред. И.А. Сакуна. – Ленинград : Машиностроение, Ленинград. отд., 1985. – 510 с.

112. Кравцов, В.В. Про використання теплових насосів для покриття навантажень гарячого водопостачання та опалення / В.В. Кравцов, С.В. Грідін, В.В. Карнаух // Обладнання та технології харчових виробництв : темат. зб. наук. пр. / М-во освіти і науки України, Донец. нац. ун-т економіки і торгівлі ім. Михайла Туган-Барановського. – 2012. – Вип. 29. – С. 106–113.

113. Кравченко, В.П. Сопоставление охлаждающей способности асбесто-цементного и сетчатого оросителя башенных градирен / В.П. Кравченко, Е.Н. Морозов, М.П. Галацан // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2011. – № 2/8 (50). – С. 13–16.

114. Крахмалин, И.Г. Тепловые насосы в системе теплоснабжения / И.Г. Крахмалин, Е.Л. Люсин // Новости теплоснабжения. – 2007. – № 7 (83). – С. 13–19.

115. Крюков, О.В. Анализ структур современных водооборотных систем промышленных и энергетических предприятий // Химическая техника. – 2014. – № 10. – URL: https://chemtech.ru/avtomatizacija-vodooborotnyh-sistem-ohlazhdenija-s-ventiljatornymi-gradirnjami-dlja-himicheskih-i-neftehimicheskih-proizvodstv/ (дата обращения: 20.11.2018).

116. Крюков, О.В. Повышение энергоэффективности водооборотных систем предприятий при оптимизации управления градирнями // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Электротехника, информационные технологии, системы управления. – 2016. – № 19. – С. 5–27. – URL: https://cyberleninka.ru/article/n/povyshenie-energoeffektivnosti-vodooborotnyh-sistem-predpriyatiy-pri-optimizatsii-upravleniya-gradirnyami (дата обращения: 15.11.2022).

117. Лабинский, А.Ю. Система нечеткого вывода с нечеткими функциями принадлежности / А.Ю. Лабинский, О.В. Уткин // Научно-аналитический журнал «Вестник Санкт-Петербургского университета Государственной противопожарной службы МЧС России». – 2016. – №1. – С. 68-72. – URL: https://cyberleninka.ru/article/n/sistema-nechetkogo-vyvoda-s-nechetkimi-funktsiyami-prinadlezhnosti (дата обращения: 26.02.2020).

118. Лавренченко, Г.К. Новое поколение геотермальных станций, работающих на водоаммиачном растворе по циклу Калины / Г.К. Лавренченко, А.А. Вассерман. – DOI 10.18198/j.ind.gases.2018.0901 // Технические газы. – 2018. – Т. 18, № 2. – С. 3–12. – URL: https://www.elibrary.ru/item.asp?id=35292592 (дата обращения: 11.09.2019).

119. Леонтьев, С.А. К расчету тепломассообмена при испарительном охлаждении воды в кольцах Рашига // Известия вузов. Северо-Кавказский регион. Серия: Технические науки. – 2004. – № 4. – С. 40–44.

120. Лукин, С. В. Утилизация низкопотенциальной теплоты в системе охлаждения машины непрерывного литья заготовок / С. В. Лукин, А. Н. Кибардин, В. В. Мухин // Вестник Череповецкого государственного университета. – 2012. – № 2-1(38). – С. 17-20.

121. Лукин, С. В. Разработка способа высокоэффективного горячего водоснабжения с помощью утилизации теплоты канализационных вод / С. В. Лукин, В. А. Куницкий // Автоматизация и энергосбережение в машиностроении, энергетике и на транспорте : материалы XV Международной научно-технической конференции, Вологда, 08 декабря 2020 года. – Вологда: Вологодский государственный университет, 2021. – С. 145-148.

122. Лунева, С. К. Повышение энергоэффективности экономики, использование вторичных энергоресурсов / С. К. Лунева // Технико-технологические проблемы сервиса. – 2016. – № 2(36). – С. 83-87.

123. Мазур, В.А. О выборе рабочего тела с заданными свойствами для органического цикла Ренкина = Working fluid selection for organic Rankine cycle / В.А. Мазур, В.В. Карнаух // Оборудование и технологии пищевых производств : темат. сб. науч. работ / М-во образования и науки Донец. Нар. Респ., Донец. нац. ун-т экономики и торговли им. Михаила Туган-Барановского. – Донецк, 2016. – Вып. 33. – С. 42–51. – Текст на англ. яз.

124. Малышев, А.А. Эксергетический анализ теплового насоса для условий Северо-запада России / А.А. Малышев, В.С. Киреев. – DOI 10.17586/2310-1148-2017-10-4-22-30 // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Холодильная техника и

кондиционирование. – 2017. – № 4. – С. 22–30. – URL: https://cyberleninka.ru/article/n/eksergeticheskiy-analiz-teplovogo-nasosa-dlya-usloviy-severo-zapada-rossii (дата обращения: 17.11.2019).

125. Мануйлова, Т.А. Основные направления деятельности по повышению уровня экологизации предприятий / Т.А. Мануйлова, Н.Ф. Панков // Пищевая промышленность. – 2007. – № 7. – С. 16–19. – URL: https://cyberleninka.ru/article/n/osnovnye-napravleniya-deyatelnosti-po-povysheniyu-urovnya-ekologizatsii-predpriyatiy (дата обращения: 15.11.2015).

126. Меренцов, Н.А. Совершенствование системы оборотного водоснабжения в градирнях с сетчатыми насадками : автореф. дис. … канд. техн. наук : специальность 05.23.04 Водоснабжение, канализация, строительные системы охраны водных ресурсов / Меренцов Николай Анатольевич ; Волгоград. гос. техн. ун-т. – Волгоград, 2013. – 20 с.

127. Мерзликина, Г.С. Эколого-экономическая эффективность деятельности промышленного предприятия: оценка и управление. – DOI 10.24143/2073-5537-2019-3-7-20 // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Экономика. – 2019. – № 3. – С. 7–20. – URL: https://vestnik.astu.org/ru/nauka/article/33131/view (дата обращения: 22.04.2000).

128. Методика определения предотвращенного экологического ущерба : утв. Гос. ком. Рос. Федерации по охране окружающей среды 30.11.1999 // Омега Металл – Москва, cop. 2009. – URL: http://www.omegametall.ru/Index2/1/4293829/4293829639.htm (дата обращения 24.04.2022).

129. Методические рекомендации по оценке эффективности инвестиционных проектов и их отбору для финансирования : утв. Госстроем России, Минэкономики РФ, Минфином РФ, Госкомпромом России 31 марта 1994 г. № 7-12/47 // Электронный фонд актуальных правовых и нормативно-технических документов / Консорциум «Кодекс». – Санкт-Петербург, cop. 2022. – URL: https://docs.cntd.ru/document/9009340 (дата обращения: 25.04.0022).

130. Мизин, В.Н. Подбор и расчет основных элементов одноступенчатой парокомпрессионной холодильной машины : учеб.-метод. пособие / В.М. Мизин, Ю.В. Татаренко. – Санкт-Петербург : Университет ИТМО : ИХиБТ, 2015. – 64 с.

131. Михальченко, Г.Я. Энергосбережение: правовая база, технология и технические средства : учеб. пособие / Г.Я. Михальченко, А.С. Стребков, В.А. Хвостов ; Федер. агентство по образованию, Брян. гос. техн. ун-т. – Брянск : БГТУ, 2005. – 303 с. – ISBN 5-89838-144-9.

132. Моделирование процесса энергоснабжения и потребления энергоресурсов промышленным предприятием / В.В. Бирюк, Г.В. Мятишкин, Д.А. Угланов, А.С. Клентак // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). – 2012. – № 3-2 (34). – С. 281–290. – URL: https://cyberleninka.ru/article/n/modelirovanie-protsessa-energosnabzheniya-i-potrebleniya-energoresursov-promyshlennym-predpriyatiem (дата обращения: 10.11.2022).

133. Морозюк, Л. И. Термодинамический анализ теплообменных аппаратов в составе энергопреобразующей системы энтропийно-цикловым методом / Л.И. Морозюк, В.В. Соколовская, О.В. Ольшевская // Вестник МАХ. – 2013. – № 4. – С. 24-27. URL: https://cyberleninka.ru/article/n/termodinamicheskiy-analiz-teploobmennyh-apparatov-v-sostave-energopreobrazuyuschey-sistemy-entropiyno-tsiklovym-metodom (дата обращения: 25.11.2021).

134. Морозюк, Т.В. Новый этап в развитии эксергетического анализа // Холодильна техніка та технологія. – 2014. – № 4 (150). – С. 13-17.

135. Мосягин, В.И. Экономическая эффективность энергетического использования вторичных древесных ресурсов / В.И. Мосягин, Пэй Яньчжао // Известия ВУЗов. Лесной журнал. – 2007. – № 5. – С. 118–121. – URL: https://cyberleninka.ru/article/n/ekonomicheskaya-effektivnost-energeticheskogo-ispolzovaniya-vtorichnyh-drevesnyh-resursov (дата обращения: 08.11.2020).

136. Мустафин, И.И. Перспективы применения двигателя Стирлинга в качестве замены двигателя внутреннего сгорания / И.И. Мустафин, А.А. Богачева

// Научные исследования в современном мире. Теория и практика : сб. избр. ст. Всерос. (нац.) науч.-практ. конф., Санкт-Петербург, 10 окт. 2021 г. / Гуманитар. нац. исслед. ин-т «Нацразвитие». – Санкт-Петербург, 2021. – С. 69–71.

137. Ноздрин С.И. Рациональное использование топлива и теплоты на предприятиях мясной и молочной промышленности / С.И. Ноздрин, Г.С. Руденко. – Москва: Агропромиздат, 1985 . – 280 с.

138. Нормы технологического проектирования заводов (цехов) безалкогольных напитков : ВНТП 40-91 : утв.: Главагропромнаучпроект Минсельхозпрода СССР, письмо № 070-41/1 от 02.10.91 // Консорциум «Кодекс». – Санкт-Петербург, cop. 2022. – URL: https://docs.cntd.ru/document/1200029681 (дата обращения: 15.11.2022).

139. Нормы технологического проектирования предприятий ликеро-водочной промышленности : ВНТП-35-93 : утв. Ком. РФ по пищевой и перерабатывающей пром-сти 15.04.93 г. № 636/12/16 : дата введ. 1993-05-01 // Электронный фонд актуальных правовых и нормативно-технических документов / Консорциум «Кодекс». – Санкт-Петербург, cop. 2022. – https://docs.cntd.ru/document/1200031578 (дата обращения: 15.08.2022).

140. Нормы технологического проектирования предприятий малой мощности по производству растительных масел из семян подсолнечника и рапса методом прессования : ВНТП 20м-93 : утв. Ком. РФ по пищевой и перерабатывающей пром-сти 21 мая 1993 г. № 637-2/12/16 : срок введ. в действие с 1 июня 1993 г. // Библиотека нормативной документации. – URL: https://files.stroyinf.ru/Data2/1/4294846/4294846516.htm (дата обращения: 15.08.2021).

141. Нормы технологического проектирования предприятий молочной промышленности : ВНТП 645/1618-92 : ведомств. нормы технолог. проектирования : утв. Ассоциацией «Агропромнаучпроект» при Минсельхозе Рос. Федерации (письмо от 07.04.92 г. № ДН-60) : взамен ВНТП 645/1347-85 // // Консорциум «Кодекс». – Санкт-Петербург, cop. 2022. – URL: https://docs.cntd.ru/document/1200028634 (дата обращения: 15.08.2022).

142. Нормы технологического проектирования предприятий плодоовощной консервной промышленности : ВНТП 12-94к : утв. Минсельхозпродом РФ 27 сент. 1994 г. № 11-12/1094 // Меганорм : система нормат. док. / ООО «Меганорм». – [Москва], сор. 2014–2022. – URL: https://meganorm.ru/Data2/1/4293852/4293852481.htm (дата обращения: 15.11.2022).

143. Нормы технологического проектирования предприятий свеклосахарных заводов : ВНТП 03-91. Т. I : утв. Главагропромнаучпроектом Минсельхозпрода СССР 09.09.91 (письмо № 070-81/318) : взамен ВНТП 03-85 : дата введ. 1992-01-01 ; Т. 2 : Приложения // Консорциум «Кодекс». – Санкт-Петербург, сор. 2022. – URL: https://docs.cntd.ru/document/1200044202 ; URL: https://docs.cntd.ru/document/1200045248?marker=7D20K3 (дата обращения: 10.07.2022).

144. Нормы технологического проектирования производства майонеза : НТП 53-91 : утв. Гл. науч.-проект. упр. по стр-ву 14 июня 1991 г. : срок ввода в действие с 01.07.91 / Гос. ком. Совета Министров СССР по продовольствию и закупкам // Госты, строительные и технические нормативы : некоммер. онлайн система. – [Б. м.], сор. 2008–2022. – URL: http://gostrf.com/normadata/1/4293842/4293842280.htm#i2183453 (дата обращения: 07.07.2022).

145. Об эффективности работы промышленных градирен / В.Л. Федяев, А.Б. Мазо, И.В. Моренко [и др.] // Известия вузов. Проблемы энергетики. – 2009. – № 1-2. – С. 15–24.

146. Овсянник, А.В. Оценка энергетической эффективности утилизации тепловой энергии охлаждающей воды систем оборотного водоснабжения теплонасосными установками парокомпрессионного типа / А.В. Овсянник, Д.С. Трошев // Вестник Гомельского государственного технического университета им. П.О. Сухого. – 2015. – № 4. – С. 68–74.

147. Озонобезопасные хладагенты / О.Б. Цветков, А.В. Бараненко, Ю.А. Лаптев, С.З. Сапожников // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Холодильная техника и кондиционирование. – 2014. – № 3. – С. 98–111. – URL:

https://cyberleninka.ru/article/n/ozonobezopasnye-hladagenty (дата обращения: 10.11.2022).

148. Органический цикл Ренкина и его применение в альтернативной энергетике/ Г.В. Белов, М.А. Дорохова. – DOI: 10.7463/0214.0699165 // Наука и образование. – 2014. – № 2. – URL: https://istina.msu.ru/publications/article/6052422 (дата обращения: 14.10.2019).

149. Основные направления энергосбережения / Е. Н. Пирогов, А. В. Золотухин, Д. Н. Орлов, С. А. Чушкин // Современные проблемы совершенствования работы железнодорожного транспорта. – 2019. – № 15. – С. 41-49.

150. Остапенко, О.П. Энергетический, экологический и экономический аспекты эффективности теплонасосных станций на природных и промышленных источниках теплоты / О.П. Остапенко, Е.В Бакум, А.В. Ющишина // Научные труды Винницкого национального технического университета. – 2013. – № 3. – С. 1–11.

151. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха : свод правил СП60.13330.2020 : дата введ. 2021-07-01 : утв. приказом М-ва стр-ва и жилищ.-коммун. хоз-ва Рос. Федерации от 30 дек. 2020 г. № 921/пр / разраб. Науч.-исслед. ин-том строит. физики Рос. акад. архитектуры и строит. наук, НП АВОК // Электронный фонд актуальных правовых и нормативно-технических документов / Консорциум «Кодекс». – Санкт-Петербург, cop. 2022. – URL: https://docs.cntd.ru/document/573697256 (дата обращения: 17.02.2022).

152. Отчет группы экспертов по технологии и экономической оценке. Т. 1. Отчет о ходе работ : май 2008 г. – ЮНЕП/ТОЭО, 2008.

153. Оценки ресурсов возобновляемых источников энергии в России : учеб. пособие для студентов высш. учеб. заведений, обучающихся по направлению подгот. 280200 «Защита окружающей среды» / Ю.С. Васильев, П.П. Безруких, В.В. Елистратов, Г.И. Сидоренко ; Федер. агентство по образованию, С.-Петерб. гос. политехн. ун-т. – Санкт-Петербург : Изд-во Политехн. ун-та, 2008. – 250 с. – (Инновационная образовательная программа Санкт-Петербургского

государственного политехнического университета) (Приоритетные национальные проекты «Образование»). – ISBN 978-5-7422-2175-3.

154. Панченко, В.А. Использование двигателей Стирлинга в солнечных установках // Colloquium-journal. – 2020. – № 11 (63). – URL: https://cyberleninka.ru/article/n/ispolzovanie-dvigateley-stirlinga-v-solnechnyh-ustanovkah (дата обращения: 15.08.2021).

155. Патент № 13950 Российская Федерация, МПК B01F 5/00 (2000/1). Насадка для тепло- и массообменных аппаратов : № 98119407/20 : заявл. 29.10.1998 : опубл. 20.06.2000, Бюл. № 17 / авт.: Фарахов М.И., Ясавеев Х.Н., Мальковский П.А. [и др.] ; заявитель Инж.-внедрен. «Инжехим». – 7 с.

156. Патент № 2237226 Российская Федерация, С1, МПК F28F 25/08 (2000.01) Блок насадки градирни : № 2003119037/06 : заявл. 27.06.2003 : опубл. 27.09.2004, Бюл. № 27/ авт. и патентообладатель Ф.М. Давлетшин. – 3 с.

157. Патент № 2244234 Российская Федерация, С1, МПК F28C 1/00 (2000.01). Секционная градирня : № 2003117783/06 : заявл. 18.06.2003 : опубл. 10.01.2005, Бюл. № 1 / авт. и патентообладатели: Ф.М. Давлетшин, Р.А. Хуснутдинов. – 4 с.

158. Патент № 2301390 Российская Федерация, С2, МПК F28F25/08 (2006.01). Ороситель градирни : № 2005116605/06 ; заявл. 31.05.05 ; опубл. 20.06.07, Бюл/ № 17 / авт.: С.П. Иванов, И.Х. Бикбулатов, Н.С. Шулаев [и др.] ; патентообладатель Уфим. гос. нефт. техн. ун-т. – 5 с.

159. Патент № 2335725 Российская Федерация, С1, МПК F28F 25/08 (2006.01). Ороситель градирни : № 2007109044/06, заявл. 12.03.2007 : опубл. 10.10.2008, Бюл. № 28 / авт.: С.П. Иванов, Е.В. Боев, И.Х. Бикбулатов [и др.] ; патентообладатель Уфим. гос. нефт. техн. ун-т. – 5 с.

160. Патент № 2337269 Российская Федерация, С1, МПК F28F 25/04 (2006.01). Применение оросителя градирни в качестве водоуловителя градирен : № 2007109993/06 : заявл. 19.03.2007 : опубл. 27.10.2008, Бюл. № 30. / авт.: Стороженко В. Н., Герасимов В. В., Рыжаков Г. Г. [и др.] ; патентообладатель ООО «ТЕХВОДПОЛИМЕР». – 3 с.

161. Патент № 2440504 C1 Российская Федерация, МПК F02G 1/043, F02G 5/04, F25B 27/02. Когенерационная установка с двигателем внутреннего сгорания и двигателем Стирлинга : № 2010118930/06 : заявл. 11.05.2010 : опубл. 20.01.2012, Бюл. № 2 / авт.: А.В. Жаров, А.А. Павлов ; патентообладатель Ярослав. гос. техн. ун-т. – 7 с.

162. Патент № 2530938 C2 Российская Федерация, МПК F01K 25/06. Система, способ и устройство для повышения эффективности цикла Калины : № 2012101221/06 : заявл. 13.07.2010 : опубл. 20.10.2014, Бюл. № 23 / авт.: Х.А. Млсак, М.Д. Миролли ; заявитель РЕКАРРЕНТ ИНЖИНИРИНГ ЭлЭлСи. – 25 с.

163. Патент № 2619957 Российская Федерация, МПК F28D 15/00, F24H 3/00. Вакуумный радиатор : № 2015147048 : заявл. 02.11.2015 : опубл. 22.05.2017 / К.В. Барсков, В. В. Князев ; патентообладатель ООО «Эффективные тепловые системы». – URL: https://www.elibrary.ru/item.asp?id=38281933 (дата обращения: 17.09.2020).

164. Патент на полезную модель № 87636 U1 Российская Федерация, МПК B01D 3/18, B01J 19/32. Регулярная насадка для колонных аппаратов : № 2008137303/22 : заявл. 17.09.2008 : опубл. 20.10.2009 / Г. К. Зиганшин, К. Г. Зиганшин, А. А. Осинцев ; заявитель ООО "ИМПА Инжиниринг". URL: https://elibrary.ru/item.asp?id=38446709 (дата обращения: 17.09.2020).

165. Патент № 32707 Российская Федерация, МПК B01J 19/32 (2000.01). Регулярная насадка для массообменных аппаратов : № 2002129403/20 : заявл. 06.11.2002 : опубл. 27.09.2003, Бюл. № 27 / Фарахов М.И., Лаптев А.Г., Дьяконов Г.С. [и др.] ; заявитель Инж.-внедрен. «Инжехим». – 5 с.

166. Перспективы использования интегрированных теплонаносных установок для ТЭС и АЭС / Денисова А.Е., Бирюк В.Ю. Карнаух В.В., Пьянкова Ю.В. // Холод-2011. Проэкология и энергосбережение : материалы науч.-техн. конференции, посвященной 80-летию СПбГУНиПТ / С-Петерб. гос. ун-т низкотемператур. и пищевых технологий. – Санкт-Петербург, 2011. – С. 53–55.

167. Писаренко, П.В. Ресурсно-энергетическая оценка системы обращения с вторичными ресурсами региона / П.В. Писаренко, М.С. Самойлик // Вестник

Курганской ГСХА. – 2015. – № 1 (13). – С. 21–24. – URL: https://cyberleninka.ru/article/n/resursno-energeticheskaya-otsenka-sistemy-obrascheniya-s-vtorichnymi-resursami-regiona (дата обращения: 08.11.2020).

168. Питьевая вода. Гигиенические требования к качеству воды централизованных систем питьевого водоснабжения. Контроль качества. Гигиенические требования к обеспечению безопасности систем горячего водоснабжения : санитар.-эпидемиолог. правила и нормативы СанПиН 2.1.4.1074 : утв. постановлением гл. гос. санитар. врача от 26 сент. 2001 г. № 24 (с изм. на 2 апр. 2018 г.) // Электронный фонд актуальных правовых и нормативно-технических документов / Консорциум «Кодекс». – Санкт-Петербург, cop. 2022. – URL: https://docs.cntd.ru/document/901798042?marker=6520IM (дата обращения: 00.00.0000).

169. Повышение термодинамической эффективности рабочих циклов парокомпрессионных тепловых насосов / Н.В. Миронова, С.Л. Елистратов, Ю.В. Овчинников, В.Г. Томилов. – DOI 10.17212/1814-1196-2018-2-143-156 // Научный вестник Новосибирского государственного технического университета. – 2018. – № 2 (71). – С. 143–156. – URL: https://www.elibrary.ru/item.asp?id=35417070 (дата обращения: 23.10.2019).

170. Пономаренко, В.С. Градирни промышленных и энергетических предприятий : справ. пособие / В.С. Пономаренко, Ю.И. Арефьев ; под общ. ред. В.С. Пономаренко. – Москва : Энергоиздат, 1998. – 376 с.

171. Пособие по проектированию градирен (к СНиП 2.04.02-84) : утв. ВНИИ ВОДГЕО (ВНИИ водоснабжения, канализации, гидротехн. сооружений и инж. гидрогеологии) 20.03.85. – Москва : Центр. ин-т типового проектирования, 1989. – 192 с.

172. Потенциальные возможности утилизации сбросной теплоты // HELPIKS.ORG. – [Б. м.], cop. 2014–2022. – URL: https://helpiks.org/6-15788.html (дата обращения: 17.12.2020).

173. Проблемы энергоэффективности в пищевой промышленности / В.И. Клешканов, С.С. Петров, В.Н. Хохловский, А.А. Королёв // Пищевая промышленность. – 2011. – Вып.1. – С. 48–50.

174. Прогноз индексов-дефляторов и инфляции до 2036 // Интеграл : форум для экологов / фирма «Интеграл». – Санкт-Петербург, cop. 2009–2022. – URL: forum.integral.ru (дата обращения 03.05.2022).

175. Прогноз рынка тепловых насосов, анализ тенденций и отслеживание конкуренции: обзор рынка с 2019 по 2029 г. – URL: https://heatpumpjournal.com.ua/blog/1662/prognoz-rynka-teplovyh-nasosov-analiz-tendencij-i-otslezhivanie-konkurencii-obzor-rynka-s-2019-po-2029-god (date of the application 25.11.2021). [Heat Pump Market Forecast, Trend Analysis and Competition Tracker: Market Overview from 2019 to 2029: https://heatpumpjournal.com.ua/blog/1662/prognoz-rynka-teplovyh-nasosov-analiz-tendencij-i-otslezhivanie-konkurencii-obzor-rynka-s-2019-po-2029-god [Access: 25.11.2021(in Russian)].].

176. Проектирование, строительство и эксплуатация жилых зданий, предприятий коммунально-бытового обслуживания, учреждений образования, культуры, отдыха, спорта. Санитарно-эпидемиологические требования к жилым зданиям и помещениям : санитар.-эпидемиолог. правила и нормативы СанПин 2.1.2.1002 : дата введ. 2001-07-01 : утв. постановлением гл. гос. санитар. врача от 15.12.2000 / разраб. Департаментом госсанэпиднадзора Минздрава России и др. // Электронный фонд актуальных правовых и нормативно-технических документов / Консорциум «Кодекс». – Санкт-Петербург, cop. 2022. – URL: https://docs.cntd.ru/document/1200008512 (дата обращения: 10.03.2022).

177. Промышленное водоснабжение : учеб. пособие / В.И. Аксенов, Ю.А. Галкин, В.Н. Заслоновский, И.И. Ничкова ; Урал. федер. ун-т. – Екатеринбург : УрФУ, 2010. – 221 с.

178. Промышленное производство в России – 2021 : стат. сб. : офиц. изд. / Федер. служба Рос. Федерации : редкол.: С.Н. Егоренко [и др.]. – Москва :

Росстат, 2021. – 305 с. – URL: https://rosstat.gov.ru/storage/mediabank/Prom_proiz-vo_2021.pdf (дата обращения: 05.11.2022).

179. Промышленные системы охлаждения : информ.-техн. справочник по наилучшим доступ. технологиям ИТС-20–2016 / Федер. агентство по техн. регулированию и метрологии. – Москва : Бюро НДТ, 2016. – 328 с. – URL: https://www.gost.ru/documentManager/rest/file/load/1514720485195 (дата обращения: 02.06.2018).

180. Разработка, проектирование и эксплуатация систем утилизации низкопотенциального тепла // Первый инженер / ООО «Первый инженер». – Химки, 2017. – URL: https://1-engineer.ru/razrabotka-proektirovanie-i-ekspluatatsiya-sistem-utilizatsii-nizkopotentsialnogo-tepla (дата обращения: 05.10.2018).

181. Рос. Федерация. Законы. О проведении эксперимента по ограничению выбросов парниковых газов в отдельных субъектах Российской Федерации : федер. закон от 6 марта 2022 г. № 34-ФЗ : принят Гос. Думой 16 февр. 2022 г. // RGRU : интернет-портал «Российской газеты» / Редакция «Российской газеты». – Москва, cop. 1998–2022. – URL: https://rg.ru/documents/2022/03/11/parnik.html (дата обращения 22.06.2022).

182. Руденко, Н.Н. Оценка эффективности использования реверсивных чиллеров для отопления помещений / Н.Н. Руденко, Т.А. Ляшенко // Строительство и архитектура – 2015 : материалы междунар. науч.-практ. конф., Ростов-на-Дону, 26–27 нояб. 2015 г. / Ростов. гос. строит. ун-т, Союз строителей Южного федер. округа, Ассоциация строителей Дона. – Ростов-на-Дону, 2015. – Т. 2. – С. 245–246. – URL: https://elibrary.ru/item.asp?id=24875496 (дата обращения: 13.05.2021).

183. Рябушенко, А.С. Гидродинамика и испарительное охлаждение в насадках для градирен : автореф. дис. … канд. техн. наук : специальность 05.17.08 Процессы и аппараты химических технологий / Рябушенко Александр Сергеевич ; Моск. гос. ун-т инженер. экологии. – Москва, 2009. – 20 с.

184. Савина, Л.А. Термодинамический цикл Калины // Интеллектуальные энергосистемы : труды IV Междунар. молодёж. форума, Томск, 10–14 окт. 2016 г. : в 3 т. / Том. политехн. ун-т. – Томск, 2016. – Т. 1. – С. 96–98.

185. Санитарно-эпидемиологическим надзором за использованием воды в системах технического водоснабжения промышленных предприятий : метод. указания МУ 2.1.5.1183-03 : дата введ. 1 марта 2003 г. / Минздрав России. – (Государственное санитарно-эпидемиологическое нормирование Российской Федерации) // Библиотека нормативной документации. – URL: https://files.stroyinf.ru/Data2/1/4294815/4294815234.htm (дата обращения: 10.04.2018).

186. Синтетические холодильные агенты, регулируемые Киотским протоколом / О.Б. Цветков, А.В. Бараненко, Ю.А. Лаптев [и др.] // Холодильная техника и кондиционирование. – 2015. – № 4. – С. 1–8. – URL: https://cyberleninka.ru/article/n/sinteticheskie-holodilnye-agenty-reguliruemye-kiotskim-protokolom (дата обращения: 10.04.2019).

187. Смольникова, П.В. Энергосбережение в системах теплоснабжения путем применения вакуумных радиаторов / П.В. Смольникова, Л.И. Короткова // Вестник магистратуры. – 2014. – №12-1 (39). – URL: https://cyberleninka.ru/article/n/energosberezhenie-v-sistemah-teplosnabzheniya-putem-primeneniya-vakuumnyh-radiatorov (дата обращения: 22.11.2020).

188. Сосновский, С. К. Термодинамические циклы и правила регулирования систем оборотного водоснабжения с испарительными охладителями / С.К. Сосновский, В.П. Кравченко // Холодильная техника и технология. – 2015. – Т. 51, вып. 6. – С. 51–60.

189. Сосновский, С.К. Некоторые теоретические аспекты работы систем оборотного водоснабжения с вентиляторными и башенными градирнями / С.К. Сосновский, В.П. Кравченко // Энергетика и электрификация. – 2014. – № 12. – С. 39–44.

190. Сосновский, С.К. Оптимальные параметры работы градирен // Technology audit and production reserves = Технологический аудит и резервы производства. – 2012. – № 5/1 (7). – С. 5–6.

191. Спритнюк, С.В. Исследование процесса охлаждения воды в безнасадочной градирне установок разновысотного расположения : дис. … канд. техн. наук : специальность 05.04.03 Машины и аппараты, процессы холодильной и криогенной техники, систем кондиционирования и жизнеобеспечения / Спритнюк Сергей Владимирович ; Моск. гос. техн. ун-т им. Н.Э. Баумана. – Москва, 2015. – 99 с.

192. Стабников, В.Н. Использование вторичного тепла в пищевой промышленности / В.Н. Стабников, Н.Г. Бойченко. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : Пищевая пром-сть, 1972. – 152 с.

193. Стратегия развития пищевой и перерабатывающей промышленности Российской Федерации на период до 2030 года : проект // Ячмень, солод, хмель и пиво России / Нац. союз производителей ячменя, солода, хмеля и пивобезалкогольной продукции. – Москва, cop. 2015. – URL: https://barley-malt.ru/wp-content/uploads/2019/11/proekt-strategyy-razvytyja-pyschevoj-y-pererabatyvajuschej-promyshlennosty-rf.pdf (дата обращения 14.05.2021).

194. Стрекалова, Л. П. Повышение энергоэффективности теплоснабжения теплицы за счет использования тепловых насосов / Л. П. Стрекалова, Т. Е. Попова, Н. А. Миронов // Научное обоснование стратегии развития АПК и сельских территорий в XXI веке : материалы Национальной научно-практической конференции, Волгоград, 10 ноября 2020 года. – Волгоград: Волгоградский государственный аграрный университет, 2021. – С. 176-181.

195. Сычев, А. О. Пути повышения технико-экономических показателей теплонасосных установок, использующих теплоту поверхностных вод / А. О. Сычев, В. В. Харченко // Международный научный журнал Альтернативная энергетика и экология. – 2015. – № 10-11. – С. 84-90. – DOI 10.15518/isjaee.2015.10-11.008.

196. Тарасова, В.А. Анализ эколого-энергетических характеристик современных чиллеров и тепловых насосов при работе с неполной нагрузкой / В.А. Тарасова, Д.Х. Харлампиди // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2013. – № 11 (117). – С. 36–41. – URL: https://cyberleninka.ru/article/n/analiz-ekologo-energeticheskih-harakteristik-sovremennyh-chillerov-i-teplovyh-nasosov-pri-rabote-s-nepolnoy-nagruzkoy (дата обращения: 10.11.2021).

197. Тарасова, В.А. Оценка термодинамического совершенства современных чиллеров и тепловых насосов при работе в режиме с неполной нагрузкой / В.А. Тарасова, Д.Х. Харлампиди, Х.Э. Харлампиди // Вестник Казанского технологического университета. – 2013. – Т. 16, № 19. – С. 125–129. – URL: https://elibrary.ru/item.asp?id=20369003 (дата обращения: 15.03.2019).

198. Татаренко, Ю. В. Перспективы применения тепловых насосов в Российской Федерации / Ю. В. Татаренко, Н. О. Рачковский // Альманах научных работ молодых ученых Университета ИТМО : Материалы XLVI научной и учебно-методической конференции, Санкт-Петербург, 31 января – 03 2017 года. – Санкт-Петербург: Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики, 2017. – С. 283-286.

199. Тепловые насосы в современной промышленности и коммунальной инфраструктуре : информ.-метод. изд. / [Е.Г Гашо, С.А. Козлов, В.С. Пузаков [и др.]. – Москва : Перо, 2017. – 203 с. – ISBN 978-5-906946-07-2.

200. Теплообменники «труба в трубе» по ТУ 3612-014-00220302-99 // BINARENERGO / Группа компаний «БинарЭнерго». – Екатеринбург [и др.], cop. 2021. – URL: https://www.binarenergo.ru/uploads/gallery/documentation-files/tu-3612-014-00220302-99-teploobmenniki-truba-v-trube.pdf (дата обращения: 00.00.0000).

201. Технические решения реализации концепции энергосбережения / Е. Н. Пирогов, А. В. Золотухин, Д. Н. Орлов, С. А. Чушкин // Внедрение современных конструкций и передовых технологий в путевое хозяйство. – 2019. – Т. 15. – № 15(15). – С. 72-76.

202. Трубаев, П.А. Термодинамический и эксергетический анализ теплотехнологических систем : учеб. пособие / П.А. Трубаев, П.В. Беседин, Е.А. Зайцев ; Белгород. гос. технолог. ун-т им. В.Г. Шухова. – Белгород : Изд-во БГТУ им. В.Г. Шухова, 2009. – 104 с.

203. Трубаев, П.А. Эксергетический анализ теплотехнологических процессов производства строительных материалов // Теоретические основы химической технологии. – 2006. – Т. 40, № 2. – С. 191–198.

204. Трухний, А.Д. Парогазовые установки электростанций : учеб. пособие для студентов, обучающихся по направлениям подгот. «Энергетическое машиностроение» и «Теплоэнергетика и теплотехника» / А.Д. Трухний. – Москва : Издат. дом МЭИ, 2013. – 646, [1] с. – ISBN 978-5-383-00721-1.

205. ТУ У 28.2-32762338-003-2014. Теплообменники пластинчатые : техн. условия : дата введ. 2013-12-31 / разраб. ЧН ПФ «Анкор-Теплоэнерго» ; солас.: Гл. упр. Госсанэпидслужбы в Харьк. обл., Госгорпромнадзор Украины в Харьк. обл. – Харьков, 2013. – 33 л. – URL: https://kostmash.ru/assets/46-tu_u_28.2-32762338-003-2014_izm1_23.05.2014.pdf (дата обращения: 10.05.2020).

206. Укрупненные нормы водопотребления и водоотведения для различных отраслей промышленности / СЭВ, ВНИИ водоснабжения, канализации, гидротехн. сооружений и инж. гидрогеологии. – Москва : Стройиздат, 1978. – 590 с.

207. Устемиров, Ш.Р. Анализ систем оборотного водоснабжения и проблем качества воды промышленных предприятий // European science. – 2020. – № 2-2 (51). – С. 39–41. – URL: https://cyberleninka.ru/article/n/analiz-sistem-oborotnogo-vodosnabzheniya-i-problem-kachestva-vody-promyshlennyh-predpriyatiy (дата обращения: 15.10.2020).

208. Фарахов, М.И. Энергоресурсосберегающие модернизации установок разделения и очистки газов и жидкостей на предприятиях нефтегазохимического комплекса : дис. … докт. техн. наук : специальность 05.17.08 Процессы и машины хим. технологий / Фарахов Мансур Инсафович ; Казан. гос. технолог. ун-т. – Казань, 2009. – 348 с.

209. Филонова, И.И. Разработка энергосберегающих систем рекуперации вторичной энергии в целлюлозно-бумажной промышленности на основе структурно-термодинамического анализа / И.И. Филонова, Л.В. Плотникова // Технические науки – от теории к практике. – 2012. – № 15. – URL: https://cyberleninka.ru/article/n/razrabotka-energosberegayuschih-sistem-rekuperatsii-vtorichnoy-energii-v-tsellyulozno-bumazhnoy-promyshlennosti-na-osnove-strukturno (дата обращения: 08.11.2020).

210. Фокин, М. Чиллеры для молочной промышленности / М. Фокин, Д. Полянский // Переработка молока. – 2010. – № 12(134). – С. 10-11. – URL: https://elibrary.ru/item.asp?id=25326507 (дата обращения: 10.11.2020).

211. Фот, А.Н. Особенности расчета комбинированных схем охлаждения конденсаторов холодильных машин // Проблемы региональной энергетики. 2018. – № 1 (36). – С. 36–43. – URL: https://cyberleninka.ru/article/n/osobennosti-rascheta-kombinirovannyh-shem-ohlazhdeniya-kondensatorov-holodilnyh-mashin (дата обращения: 20.07.2021).

212. Харченко, В. В. Перспективные схемы отбора низкопотенциальной теплоты открытых водотоков в целях теплоснабжения малоэтажных зданий / В. В. Харченко, А. О. Сычев // Науковий вісник НУБіП України. Серія: Техніка та енергетика АПК. – 2015. – № 209-1. – С. 57-64.

213. Хладагенты. Обозначение и классификация безопасности. – ISO/TC 86/SC 8 N 134, ISO/CD 817:2007, дата: 2007-05-08. – Международная организация по стандартизации (ИСО), 2007.

214. Холодильные машины : учебник / Н.Н. Кошкин, И.А. Сакун, Е.М. Бамбушек [и др] ; под ред. И.А. Сакуна. – Ленинград : Машиностроение, Ленингр. отд., 1985. – 510 с.

215. Цветков, О.Б. Парижские идеологемы и энергоэффективные рабочие вещества техники низких температур / О.Б. Цветков, Ю.А. Лаптев, Н.А. Галахова // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Холодильная техника и кондиционирование. – 2016. – № 2. – С. 6–11.

216. Цветков, О.Б. Расчет свойств холодильных агентов : учеб.-метод. пособие / О.Б. Цветков, Ю.А. Лаптев, А.А. Баранцов. – Санкт-Петербург : Ун-т ИТМО, 2016. – 72 с.

217. Цветков, О.Б. Таблицы свойств холодильных агентов : учеб.-метод. пособие / О.Б. Цветков, Ю.А. Лаптев. – Санкт-Петербург : НИУ ИТМО : ИХиБТ, 2013. – 52 с.

218. Цветков, О.Б. Холодильные агенты без границ / О.Б. Цветков, Ю.А. Лаптев // Вестник Международной академии холода. – 2010. – № 1. – С. 24-27.

219. Чепурной, М.Н. Сравнительная эффективность применения тепловых насосов в низкотемпературных системах теплоснабжения / М.Н. Чепурной, Н.В. Резидент // Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. – 2015. – № 5. – С. 88–94. – URL: https://cyberleninka.ru/article/n/sravnitelnaya-effektivnost-primeneniya-teplovyh-nasosov-v-nizkotemperaturnyh-sistemah-teplosnabzheniya (дата обращения: 15.11.2020).

220. Чертина, Е.В. Комплексная количественная оценка инновационных ит-проектов на основе нечетко-множественных описаний / Е.В. Чертина, И.Ю. Квятковская // Прикаспийский журнал: управление и высокие технологии. – 2016. – №1 (33). – С. 52-62. – URL: https://cyberleninka.ru/article/n/kompleksnaya-kolichestvennaya-otsenka-innovatsionnyh-it-proektov-na-osnove-nechetko-mnozhestvennyh-opisaniy (дата обращения: 23.11.2020).

221. Чумак, И.Г. Холодильные установки / И.Г. Чумак, В.П. Чепурненко. - 3-е изд., перераб. и доп. - М. : Агропромиздат, 1991. - 495 с.

222. Щеренко, А.П. Проблемы реализации государственной политики в области энергосберегающих технологий в пищевой и перерабатывающей промышленности / А.П. Щеренко, В.М. Аванесов // Инженерия техники будущего пищевых технологий : материалы Междунар. науч.-техн. конф., 13–15 июня 2018 г. / М-во образования и науки РФ, Воронеж. гос. ун-т инж. технологий [и др.]. – Воронеж, 2018. – С. 62–69. – URL:

http://old.vsuet.ru/science/conference2018/mat_13-15_06.pdf (дата обращения: 14.03.2019).

223. Энергетическая стратегия Российской Федерации на период до 2035 года : утв. распоряжением Правительства Рос. Федерации от 9 июня 2020 г. № 1523-р // Министерство энергетики РФ. – Москва, 2020. – URL: https://minenergo.gov.ru/node/1026 (дата обращения: 20.01.2022).

224. Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологиях : учеб. для студентов высш. учеб. заведений, обучающихся по направлению подготовки «Теплоэнергетика» / О.Л. Данилов, А.Б. Гаряев, И.В. Яковлев [и др.] ; под. ред. А.В. Клименко. – Москва : Издат. дом МЭИ, 2010. – 422, [1] с. – (Учебник для вузов).

225. Энергоснабжение промышленной теплицы с использованием теплового насоса с газовым приводом. Ч. I = Energy supply of commertial greenhouse with the gas driven heat pump. P. 1 / Шит М.Л, Иойшер А.М., Шит Б.М. [и др.] // Problemele Energeticii Regionale. – Chisinau (Republica Moldova). – 2013. – № 2 (22). – P. 64–78. – URL: chrome-extension://efaidnbmnnnibpcajpcglclefindmkaj/https://journal.ie.asm.md/assets/files/m71_2_241.pdf (дата обращения: 18.05.2018).

226. Яхъяева, Г. Э. Нечеткие множества и нейронные сети: учебное пособие / Г. Э. Яхъяева. – 2-е изд., испр. – М.: Интернет-Университет Информационных технологий; БИНОМ. Лаборатория знаний, 2006. – 316с.

227. A review of organic Rankine, Kalina and Goswami cycle / M.N. Karimi, A. Dutta, A. Kaushik [et al] // International journal of engineering technology, Management and applied sciences. – 2015. – Vol. 3, Special is. – P. 90–105. – URL: https://www.researchgate.net/publication/283302991 (date of the application: 04.03.2020).

228. A review of refrigerant R1234ze(E) recent investigations // Applied thermal engineering. – 2016. – Vol. 95. – P. 211–222. – URL: https://www.academia.edu/85194724/A_review_of_refrigerant_R1234ze_E_recent_investigations (date of the application: 04.03.2020).

229. Acar, C. Energetic And Exergetic Investigations of an Integrated Heat Pump System for Drying Applications / Canan Acar. – DOI 10.17350/HJSE19030000111 // Hittite journal of science and engineering. – 2018. – Vol. 5, is. 4. – P. 321–337. – URL: https://dergipark.org.tr/en/pub/hjse/issue/59660/859904 (date of the application: 04.03.2020).

230. Achariyaviriya, S. Mathematical model development and simulation of heat pump fruit dryer / Siva Achariyaviriya, Somchart Soponronnarit and Apichit Terdyothin. – doi 10.1080/07373930008917718 // Drying technology. – 2000. – Vol. 18, is. 1–2. – P. 479–491. – URL: https://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/07373930008917718 (date of the application: 04.05.2021).

231. Ahamed, J.U. Thermodynamic Performance Analysis Of R-600 And R-600a As Refrigerant / Jamal Uddin Ahamed, Saidur Rahman, H.H. Masjuki // Engineering e-Transaction. – 2010. – Vol. 5, No. 1. – P. 11–18. – URL: https://www.researchgate.net/publication/233936862_Thermodynamic_Performance_Analysis_of_R-600_and_R-600a_as_Refrigerant (date of the application: 04.09.2021).

232. Al-Sayyab, A. Energy-exergy performance comparison of an ideal vapor compression refrigeration cycle using alternatives refrigerants of R134a for low potential of global warming. – DOI 10.33971/bjes.17.1.5 // Basrah journal for engineering sciences. – 2017. – Vol. 17, is. 1. – P. 35–39. – URL: https://www.academia.edu/35681164/Energy_Exergy_Performance_Comparison_of_an_Ideal_Vapor_Compression_Refrigeration_Cycle_using_Alternatives_Refrigerants_of_R134a_for_Low_Potential_of_Global_Warming (date of the application: 24.07.2021).

233. Ambrose, D. Vapor-Liquid Critical Properties of Elements and Compounds. 11. Organic Compounds Containing B + O; Halogens + N, + O, + O + S, + S, + Si; N + O; and O + S, + Si / Douglas Ambrose, Constantine Tsonopoulos, Eugene D. Nikitin. – DOI 10.1021/je800580z // Journal of chemical and engineering data. – 2009. – Vol. 54, is. 4. – P. 669–689. – URL: https://pubs.acs.org/doi/abs/10.1021/je800580z (date of the application: 14.10.2020).

234. An Analysis of Energy, Exergy, and Sustainable Development of a Vapor Compression Refrigeration System Using Hydrocarbon / J.U. Ahamed, R.Saidur, H.H. Masjuki, M.A. Sattar. – DOI 10.1080/15435075.2011.621491 // International journal of green energy. – 2012. – Vol. 9, is. 7. – P. 702–717. – URL: https://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/15435075.2011.621491 (date of the application: 24.07.2021).

235. An estimation of the European industrial heat pump market potential / A. Marina, S. Spoelstra, H.A. Zondag, A.K. Wemmers. – DOI 10.1016/j.rser.2020.110545 // Renewable and sustainable energy reviews. – 2021. – Vol. 139. – C. 110–545. – URL: https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032120308297?via%3Dihub (date of the application: 22.04.2019).

236. An updated review of recent advances on modified technologies in transcritical CO2 refrigeration cycle / Binbin Yua, Jingye Yanga, Dandong Wang [et al]. – DOI 10.1016/j.energy.2019.116147 // Energy. – 2019. – Vol. 189. – P. 116–147. – URL: https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0360544219318420 (date of the application: 22.04.2019).

237. Analysis of a combined power and refrigeration cycle by the exergy method / A. Vidal, R. Best, R. Rivero, J. Cervantes. – DOI 10.1016/j.energy.2006.03.001 // Energy. – 2006. – Vol. 31, is. 15. – P. 3401–3414. – URL: https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0360544206000570 (date of the application: 22.04.2019).

238. An analysis of energy, exergy and sustainable development of a vapor compression refrigeration system using hydrocarbon /J. U. Ahamed, R. Saidur, H. H. Masjuki & M. A. Sattar. – doi.org/10.1080/15435075.2011.621491 // International Journal of Green Energy. – 2012/ – Vol. 9. – P. 702-717. – URL: https://www.academia.edu/6389279/An_Analysis_of_Energy_Exergy_and_Sustainable_Development_of_a_Vapor_Compression_Refrigeration_System_Using_Hydrocarbon (date of the application: 05.04.2020).

239. Analysis of thermodynamic characteristic changes in direct expansion ground source heat pump using hydrofluoroolefins (HFOs) substituting for HFC-134a / Yuefen Gao, Honglei Zhao, Yingxin Peng, Tony Roskilly. – DOI 10.4236/epe.2013.52A002 // International journal of energy and power engineering. – 2013. – Vol. 5, No 2A. – P. 11–17. – URL: https://www.scirp.org/html/2-6201500_30599.htm (date of the application: 22.04.2019).

240. Ansari, N.A. Theoretical exergy analysis of HFO-1234yf and HFO-1234ze as an alternative replacement of HFC-134a in simple vapour compression refrigeration system / Naushad A. Ansari, Bipin Yadav, Jitendra Kumar // International journal of scientific and engineering research. – 2013. –Vol. 4, is. 8. – P. 137–144. – URL: https://www.ijser.org/paper/Theoretical-Exergy-Analysis-of-HFO-1234yf-and-HFO-1234ze-as-an-Alternative-Replacement-of-HFC.html (date of the application: 14.04.2019).

241. ANSI/ASHRAE Standard 15-2019 Safety Standard for Refrigeration Systems = [Безопасность холодильных систем] // ASHRAE. – USA, cop. 2020. – URL: https://www.ashrae.org/file%20library/technical%20resources/standards%20and%20guidelines/standards%20addenda/15_2019_a_20200211.pdf (date of the application: 10.04.2020).

242. ANSI/ASHRAE Standard 34-2013. Designation and safety classification of refrigerants = [Обозначение и классификация безопасности хладагентов] // ASHRAE. – USA, cop. 2020. – URL: https://www.ashrae.org/technical-resources/standards-and-guidelines/standards-addenda/ansi-ashrae-standard-34-2013-designation-and-safety-classification-of-refrigerants (date of the application: 10.10.2020)..

243. Artemenko S. Phase behavior of liquids embedded with graphene genealogic tree nanoparticles / Sergey Artemenko, Victoria Karnaukh and Victor Mazur. – DOI 10.1007/978-3-319-61109-9_3 // Springer Proceedings in Physics. – 2018. – Vol. 197 : Modern problems of molecular physics : selected reviews from the 7th International conference “Physics of Liquid Matter: Modern Problems”, Kyiv, Ukraine, May 27 −31,

2016. – P. 39–47. – URL: https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-319-61109-9_3 (date of the application: 10.10.2020).

244. Artemenko, S. The choice of working fluids in energy transforming systems on the basis of fuzzy multicriteria analysis / S. Artemenko, V. Mazur // East-European Journal of Modern Technologies. – 2018. – № 4/11 (40). – P. 41-47.

245. Arti refrigerant database. Primary and recently-added citations / prepared by James M. Calm for the Air-Conditioning and Refrigeration Technology Institute. USA, 323p.

246. Assessment of heat pump with carbon dioxide/low-global warming potential working fluid mixture for drying process: Energy and emissions saving potential / Baomin Daia, Pu Zhao, Shengchun Liu [et al]. – DOI 10.1016/j.enconman.2020.113225 // Energy conversion and management. – 2020. – Vol. 222. – P. 113–225. – URL: https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S019689042030769X?via%3Dihub (date of the application: 08.02.2020).

247. Bakar, Abu. Structured Packings for Distillation, Absorption and Reactive Distillation // Academia : a platform for sharing academic research. – [S. l.]. – URL: https://www.academia.edu/es/35704140/Structured_Packings_for_Distillation_Absorption_and_Reactive_Distillation (date of the application: 10.03.2020).

248. Bantle, M. Performance simulation of a heat pump drying system using r744 as refrigerant / Michael Bantle, Karoline H. Kvalsvik, Ignat Tolstorebrov // Proceedings of the 12th IIR Gustav lorentzen conference on natural refrigerants GL2016, 21–24 August 2016, Edinburgh, UK. – Edinburgh, 2016. – URL: https://orgprints.org/id/eprint/30672 (date of the application: 13.05.2020).

249. Bell, Ian H. and Wronski. Pure and Psedo-pure Fluid Thermophysical Property Evalution and the Open-Source Thermophysical Propety Library CoolProp. Standard Reference Data Program. 2014 http://www.coolprop.org/fluid_properties/fluids/R1234ze(Z).html

250. Bellman, R. Decision-making in a fuzzy environment / R.E. Bellman, L.A. Zadeh. – DOI 10.1287/mnsc.17.4.B141 // Management Science. – 1970. –

Vol. 17, is. 4. – P. 141–164. – URL: https://pubsonline.informs.org/doi/10.1287/mnsc.17.4.B141 (date of the application: 25.10.2019).

251. Broberg, S.Б. Technologies for utilization of industrial excess heat: potentials for energy recovery and CO2 emission reduction / Sarah Broberg Viklund, Maria T. Johansson. – DOI 10.1016/j. enconman.2013.09.052 // Energy conversion and management. – 2014. – Vol. 77. – P. 369–379. – URL: https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0196890413006134?via%3Dihub (date of the application: 14.02.2021).

252. BS EN378-1:2000. Refrigerating systems and heat pumps - safety and environmental, requirements. P. 1. Basic requirements, definitions, classification and selection criteria : British Standard : 31 December 2008 / British standards institution. – London, 2008. – 65 p. – URL: http://www.fluid-controls.cn/support/EN378-1-2008.pdf (date of the application: 14.03.2019).

253. Byrne, P. Exergy analysis of heat pumps for simultaneous heating and cooling / P. Byrne, R. Ghoubali. – DOI 10.1016/j.applthermaleng.2018.12.069 // Applied thermal engineering. – 2019. – Vol. 149. – P. 414–424. – URL: https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1359431118341723?via%3Dihub (date of the application: 14.03.2019).

254. Calm, J.M. Refrigeration transitions … again // Moving towards sustainability : proceedings of the ASHRAE/NIST conference, Gaithersburg, MD, USA, 29–30 October 2012 / ASHRAE. – Atlanta, 2012. – URL: http://www.jamesmcalm.com/pubs/Calm%20JM,%202012.%20Refrigerant%20Transitions%20...%20Again.%20ASHRAE-NIST%20Refrigerants%20Conference.pdf (date of the application: 14.03.2019).

255. Carbon dioxide as refrigerant for tap water heat pumps: A comparison with the traditional solution / Luca Cecchinato, Marco Corradi, EzioFornasieri, LorenzoZamboni. – DOI 10.1016/J.IJREFRIG.2005.05.019 // International journal of refrigeration. 2005. – Vol. 28, is. 8. – P. 1250–1258. – URL:

https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0140700705001763?via%3Dihub (date of the application: 14.05.2020).

256. Comparative analysis of different refrigerant using in the high temperature vapor-compression heat pump = Сравнительный анализ различных холодильных агентов, используемых в выокотемпературных тепловых насосах / Viktoriia V. Karnaukh, Viktor A. Mazur, Alexey B. Biryukov, Konstantin A. Rzesik // International journal of energy for a clean environment. – 2017. – Vol. 18, is. 2. – P. 161–174. – URL: http://www.dl.begellhouse.com/journals/6d18a859536a7b02,0fb0a4bd605e9597.html (date of the application: 14.05.2020).

257. Cooling Tower Parts & Supplies Catalogue. – Dubai : Ingersoll Rand, 2017. – [11 p.]. – URL: https://tranepartsuae.com/images/ads_pdf/18811_04-05-17_TIMEIMAGE.pdf (date of the application: 14.05.2020).

258. CoolPack version 1.50. URL: http://www.ipu.dk/English/IPUManufacturing/Refrigeration-and-energy-technology/Downloads/CoolPack.aspx/

259. Danko, V.P. Study of hydrodynamics features in the apparatuses with movable nozzle = Изучение особенностей гидродинамики в аппаратах с подвижной насадкой / V.P. Danko, V.V. Karnauh, A.S. Titlov // Сибирский журнал науки и технологий = Siberian Journal of Science and Technology. – 2017. – Т. 18, № 3. – С. 499–505. – URL: https://vestnik.sibsau.ru/vestnik/1356 (дата обращения: 14.04.2020). – Текст на англ. яз.

260. Deepak, T. Energy and exergy analysis of organic rankine cycle using alternative working fluids / Deepak Tiwari, Akhilesh Arora, Naushad Ahmad Ansari, Dr. A.F. Sherwani. – DOI 10.9790/1684-12128592 // IOSR Journal of mechanical and civil engineering. – 2015. – Vol. 12, is. 1, ver. II. – P. 85–92. – URL: www.iosrjournals.org (date of the application: 10.12.2021).

261. Design methodology of organic Rankine cycle for waste heat recovery in cement plants / Awais Ahmad, Khaled Khodary Esmaeil, Mohammad A. Irfan, Fahad Al-Mufadi. – DOI 10.1016/j.applthermaleng.2017.10.019 // Applied thermal engineering. – 2018. – Vol. 129. – P. 421–430. – URL:

https://www.researchgate.net/publication/320382164_Design_Methodology_of_Organic_Rankine_Cycle_for_Waste_Heat_Recovery_in_Cement_Plants (date of the application: 14.05.2020).

262. Dilshad S. Review of carbon dioxide (CO2) based heating and cooling technologies: past, present, and future outlook / Saad Dilshad, Ali Raza Kalair, Nasrullah Khan. – DOI 10.1002/er.5024 // International journal of energy research. – 2020. – Vol. 44, is. 3. – P. 1408–1463. – URL: https://onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1002/er.5024 (date of the application: 14.05.2020).

263. Duvedi, A. Designing Environmentally Safe Working fluids Using Mathematical Programming / A. Duvedi, E. Achenie // Chemical Engineering Science. – 1996. – Vol. 15. – P. 3727–3739.

264. Energy and exergy investigation of R1234ze as R134a replacement in vapor compression chillers / Radhouane Ben Jemaa, Rami Mansouri, Ismail Boukholda, Ahmed Bellagi. – DOI 10.1016/j.ijhydene.2016.12.010 // International journal of hydrogen energy. – 2016. – Vol. 42, is. 17. – P. 12877–12887. – URL: https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0360319916335492?via%3Dihub (date of the application: 14.05.2020).

265. Energy supply sistem for industrial poultry houses = Система тепло-хладо-электроснабжения для предприятия птицеводства / M.L. Sit, A.A. Juravliov, A.V. Doroshenko, V.A. Goncharenko // Problemele Energeticii Regionale. – Chisinau (Republica Moldova). – 2016. – № 1 (30). – P. 89–99. – URL: https://journal.ie.asm.md/assets/files/06_01_30_2016.pdf (date of the application: 14.09.2019). – Текст на рус. яз.

266. Energy, exergy and advanced exergy analysis of a milk processing factory / Fabian Bühlera Tuong-Van Nguyena Jonas KjærJensen [et al]. – DOI 10.1016/j.energy.2018.08.029 // Energy. – 2018. – Vol. 162. – P. 576–592. – URL: https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0360544218315494?via%3Dihub (date of the application: 14.09.2019).

267. Evaluation of transcritical CO2 heat pump system integrated with mechanical subcooling by utilizing energy, exergy and economic methodologies for residential heating / Baomin Dai, Haifeng Qi, Shengchun Liu [et al] // Energy convers manage. – 2019. – Vol. 192, is. 5. – P. 202–220.

268. Experimental study on Organic Rankine cycle for low grade thermal energy recovery / Wenhao Pu, Chen Yue, Dong Han [et al] // Applied thermal engineering. – 2016. – Vol. 94. – P. 221–227. – URL: https://daneshyari.com/article/preview/644777.pdf (date of the application: 14.09.2019).

269. Freon 407C. Refrigerant (R-407C). Thermodynamic Properties (SI Units) // Freon / The Chemours Company [et al]. – [S. I.], cop. 2022. – URL: https://www.freon.com/en/-/media/files/freon/freon-407c--thermodynamic-properties-si.pdf?rev=f57f78abcea24ae89e6d1bee8ede0007 (date of the application: 15.02.2022).

270. Fuzzy-multiple estimates of the parameter uncertainty influence in the computing devices elements calculating theory / S. V. Storozhev, V. I. Storozhev, V. G. Vyskub [et al.] // Journal of Physics: Conference Series : International Scientific Conference "Conference on Applied Physics, Information Technologies and Engineering - APITECH-2019", Krasnoyarsk, 25–27 сентября 2019 года / Krasnoyarsk Science and Technology City Hall of the Russian Union of Scientific and Engineering Associations; Polytechnical Institute of Siberian Federal University. Vol. 1399. – Krasnoyarsk: Institute of Physics and IOP Publishing Limited, 2019. – P. 33044. – DOI 10.1088/1742-6596/1399/3/033044.

271. Gagan, J. Performance of ejection refrigeration system operating with R-1234ze (E) driven by ultra-low grade heat source / Jerzy Gagan, Kamil Śmierciew, Dariusz Butrymowicz. – DOI 10.1016/j.ijrefrig.2018.02.014 // International journal of refrigeration. – 2018. – Vol. 88. – P. 458–471. – URL: https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0140700718300616#! (date of the application: 14.09.2019).

272. Handbook for the international treaties for the protection of the ozone layer : the Vienna Convention, 1985; the Montreal Protocol, 1987 = [Справочник по

международным договорам об охране озонового слоя : Венская конвенция (1985), Монреальский протокол (1987)] / UNEP. Ozone Secretariat. – 6th ed. – Nairobi, Kenya : United Nations Environment Programme, 2003. – ISBN 92-807-2316-2

273. Huijuan, C. A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat / Chen Huijuan, D. Yogi Goswami, Elias K. Stefanakos. – DOI 10.1016/j.rser.2010.07.006 // Journal Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2010. – Vol. 14. – P. 3059–3067. – URL: https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1364032110001863 (date of the application: 18.12.2021).

274. Integrated high temperature heat pumps and thermal storage tanks for combined heating and cooling in the industry / Marcel Ulrich Ahrens, Sverre Stefanussen Foslie, Ole Marius Moen, Michael Bantle, Trygve Magne Eikevik. – DOI 10.1016/j.applthermaleng.2021.116731 // Applied thermal engineering. – 2021. – Vol. 189. – P. 116–731. – URL: https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431121001861?via%3Dihub (date of the application: 14.09.2019).

275. Integration of a heat pump into the heat supply system of a cheese production plant / P.O. Kapustenko, L.M. Ulyev, S.A. Boldyryev, A.O. Garev. – DOI 10.1016/j.energy.2008.02.006 // Energy. – 2008. – Vol. 33, is. 6. – P. 882–889. – URL: https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0360544208000558?via%3Dihub (date of the application: 14.09.2019)

276. Integration of water chiller and air cooler / Ganga Vamsik S., Vanitha Y., Chaitanya Deepthi C.H., Srinivasa Naik A. // International Research Journal of Engineering and Technology. – Vol. 09, Is. 07. – P. 1323–1330.

277. ISO 5149 – 1:2014 (en) Refrigerating systems and heat pumps – Safety and environmental requirements – Part 1: Definitions, classification and selection criteria = [ISO 5149 – 1:2014 (ru) Холодильные системы и тепловые насосы – Требования безопасности и охраны окружающей среды – Часть 1: Определения, классификация и критерии выбора] // ISO : online browsing platform (OBP). –

[S. I.], cop. 2014. – URL: https://www.iso.org/obp/ui/#iso:std:iso:5149:-1:ed-1:v1:en (date of the application: 14.03.2016).

278. ISO 5149-2:2014. Refrigerating systems and heat pumps – Safety and environmental requirements. Part 2. Design, construction, testing, marking and documentation = [Холодильные установки и тепловые насосы. Требования безопасности и охраны окружающей среды. Ч. 2. Проектирование, строительство, испытания, маркировка и документация] // ISO : online browsing platform (OBP). – [S. I.], cop. 2014. – URL: https://www.iso.org/standard/54980.html (date of the application: 14.03.2016).

279. ISO 817:2014. Refrigerants – Designation and safety classification = [Хладагенты – обозначение и классификация безопасности] : the standard / American society of heating, refrigerating and air-conditioning engineers. – Ed. 3 – USA, 2014. – 73 p. – URL: https://www.iso.org/standard/52433.html#:~:text=ISO%20817%3A2014%20provides%20an,determining%20the%20refrigerant%20concentration%20limi (date of the application: 14.03.2016).

280. Juhasz, J.R. Novel working fluid, HFO-1336mzz (E), for use in waste heat recovery application // 12th IEA Heat Pump Conference. – Rotterdam, 2017. – URL: https://www.w-refrigerant.com/wp-content/uploads/2020/10/Novel-Working-Fluid-HFO-1336mzzE-for-Use-in-Waste-Heat-Recovery-Applications.pdf (date of the application: 24.03.2019).

281. Karnaukh, V.V. An Application of CO2 as a Refrigerant for Medium Temperature Heat Pumps = О применении CO2 в качестве холодильного агента для среднетемпературных тепловых насосов // Журнал Сибирского федерального университета. Серия, Техника и технологии = Journal of Siberian Federal University. Engineering and technologies. – 2021. – Т. 14, № 6. – С. 703–714. – Текст на англ. яз.

282. Karnaukh, V.V. An application of CO2 as a refrigerant for medium temperature heat pumps / V.V. Karnaukh, Hakan Serhad Soyhan, M.A. Pundik // Инновационные направления интеграции науки, образования и производства : сб.

тез. докл. участников II Междунар. науч.-практ. конф. (Керчь, 19–23 мая 2021 г.) / Керч. гос. мор. технолог. ун-т [и др.]. – Керчь, 2021. – С. 82–86.

283. Karnaukh, V.V. An application of natural refrigerants for medium temperature heat pumps / V.V. Karnaukh // Современный Казахстан: реформы образования и науки : материалы науч.-практ. конф. / Евраз. технолог. ун-т – Алматы, 2021. – С. 240–244.

284. Karnaukh, V.V. Modeling of nanofluid thermodynamic properties / V.V. Karnaukh, V.A. Mazur // THERMAM 2014 : abstracts proceedings of the International conference on thermophysical and mechanical properties of advanced material and 3rd Rostocker symposium on thermophysical properties for technical thermodynamics, 12–15 June 2014 / Dokuz eylul university. – Izmir, 2014. – P. 28.

285. Karnaukh, V.V. Phase equilibria in fluid mixtures embedded with graphene genealogic tree nanoparticles / V.V.Karnaukh, V.A. Mazur // THERMAM 2016 : proceedings of the 3rd International conference on thermophysical and mechanical properties of advanced material, 1–3 September 2016 / Dokuz Eylul University. – Izmir, 2016. – P. 256–265. (это статья)

286. Karnaukh, V.V. Phase equilibria in fluid mixtures embedded with graphene genealogic tree nanoparticles / V.V.Karnaukh, V.A. Mazur // THERMAM 2016 : books of abstracts of the 3rd International conference on thermophysical and mechanical properties of advanced material, 1-3 September 2016 / Dokuz Eylul University. – Izmir, 2016. – P. 20–21. (это тезисы)

287. Karnaukh, V.V. Specifics of Calculation and Prediction of the Operation of Heat Pumps Working on Fourth Generation Refrigerants = Особенности расчета и прогнозирования работы теплонасосных установок на хладагентах четвертого поколения // Журнал Сибирского федерального университета. Серия, Техника и технологии = Journal of Siberian Federal University. Engineering and technologies. – 2022. – Т. 15, № 2. – С. 202–215. – Текст на рус. яз.

288. Karnaukh, V.V. Thermodynamic and hydrodynamic bevavior of nanofluids in cooling systems / V.V.Karnaukh, V.A.Mazur // Heat piper, heat pumps, refrigerators, power sources: proceedings of the IX Minsk international seminar, 7–10 September

2015 / National academy of science of Belarus, Luikov heat and mass transfer institute. – Minsk, 2015. – P. 86–94.

289. Kazakov, A. Computational design of new refrigerant fluids based on environmental, safety, and thermodynamic characteristics / Andrei Kazakov, Mark O. McLinden, and Michael Frenkel. – DOI 10.1021/ie3016126 // Industrial and engineering chemistry research. – 2012. – Vol. 51, is. 38. – P. 12537−12548. – URL: https://pubs.acs.org/doi/abs/10.1021/ie3016126 (date of the application: 10.12.2017).

290. Kvalsvik, K.H. Generating hot water for food processing plant using waste heat, high temperature heat pump and storage / K.H. Kvalsvik, M. Bantle. – DOI 10.18462/iir.gl.2018.1111 // 13th IIR Gustav lorentzen conference on natural refrigerants (GL2018), Spain, June 18–20th 2018 : proceedings / International institute of refrigeration. – Valencia, 2018. – P. 92–99. – URL: https://iifiir.org/en/fridoc/generating-hot-water-for-food-processing-plant-using-waste-heat-high-33519 (date of the application: 10.05.2017).

291. Large scale heat pumps in Europe : 16 Examples of realized and successful projects / European Heat Pump Association ; Eeitorial by Thomas Nowak. – Brussels : EHPA, 2020. – 42 p. – URL: https://waermepumpe-izw.de/wp-content/uploads/2020/05/171018-EHPA-Large_heat_pumps_in_Europe_Vol_1.pdf (date of the application: 10.05.2017).

292. Lemmon, E.W. NIST standard reference database 23: reference fluid thermodynamic and transport properties–REFPROP (Version 9.1). / Eric W. Lemmon, Marcia L. Huber, Mark O. McLinden // NIST : National institute of standards and technology. – Gaithersburg : Standard Reference Data Program, 2013. – URL: https://www.nist.gov/publications/nist-standard-reference-database-23-reference-fluid-thermodynamic-and-transport (date of the application: 10.05.2017).

293. Low GWP refrigerant R1234ze for high temperature heat pumps / Sho Fukuda, Chieko Kondou, Nobuo Takata, Shigeru Koyama. – DOI 10.1016/j.ijrefrig.2013.10.014 // International journal of refrigeration. – 2014. – Vol. 40. – P. 61–73. – URL: https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0140700713002922?via%3Dihub (date of the application: 15.05.2018).

294. Low GWP refrigerants R1234ze(E) and R1234ze(Z) for high temperature heat pumps / Sho Fukuda, Chieko Kondou, Nobuo Takata, Shigeru Koyama // International journal of refrigeration. – 2014. – Vol. 40. – P. 161–173. – URL: https://kyushu-u.pure.elsevier.com/en/publications/low-gwp-refrigerants-r1234zee-and-r1234zez-for-high-temperature-h (date of the application: 15.05.2018).

295. Mackowia K. Pressure Drop in Irrigated Packed Columns // Chem. Eng. Process. – 1991. – N 29. – P. 93–104.

296. Mazur, V. Optimum working fluid selection, low temperature and cryogenic refrigeration // Kluwer Academic Publishers. – 2003. – P. 101–118.

297. Mishra, S. Theoretical exergy analysis of actual vapour compression system with HFO-1234yf and HFO-1234ze as an alternative replacement of HFC-134a / Shobhit Mishra, M. Emran Khan // International journal of science and research (IJSR). – 2016. – Vol. 5, is. 4. – P. 1684–1689. – URL: https://www.ijsr.net/archive/v5i4/NOV162977.pdf (date of the application: 15.05.2018).

298. MONTZ Main Cataloque / The Julivs Montz Company. – Germany : The Julivs Montz Company, [202-?]. – 70 p. – URL: https://folk.ntnu.no/skoge/prost/proceedings/distillation10/DA2010%20Sponsor%20Information/Montz/MONTZ%20Main%20Cataloque.pdf (date of the application: 15.05.2018).

299. New refrigerants Impact Standards and Codes. // Carrier Engineering Newletter. – 2015. – Vol. 3, is. 2. – P. 1–8. – URL: https://www.shareddocs.com/hvac/docs/1001/Public/0E/ENG_NEWS_3_2.pdf (date of the application: 22.05.2016).

300. Optimal heat pump integration in industrial processes / Anna S. Wallerand, Maziar Kermani, Ivan Kantor, François Maréchal. – DOI 10.1016/j.apenergy.2018.02.114 // Applied energy. – 2018. – Vol. 219. – P. 68–92. – URL: https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0306261918302393 (date of the application: 22.05.2016).

301. Patel, K. Heat pump assisted drying of agricultural produce- an overview / Krishna Kumar Patel, Abhijit Kar. – DOI 10.1007/s13197-011-0334-z // Journal of food science and technology. – 2012. – Vol. 49, is. 2. – P. 142–160. – URL: https://link.springer.com/article/10.1007/s13197-011-0334-z (date of the application: 22.05.2016).

302. Performance analysis of heat pump and infrared–heat pump drying of grated carrot using energy-exergy methodology / Mustafa Aktas, Ataollah Khanlari, Ali Amini, Seyfi Sevik. – DOI 10.1016/j.enconman.2016.11.027 // Energy conversion and management. – 2017. – Vol. 132. – P. 327–338. – URL: https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0196890416310226 (date of the application: 10.10.2016).

303. Possibilities, limits, and trade-offs for refrigerants in the vapor compression cycle / Mark O. McLinden, Piotr A. Domanski, Andrei Kazakov A. [et al.] // NIST / The National institute of standards and technology. – Gaithersburg, 2012. – URL: https://tsapps.nist.gov/publication/get_pdf.cfm?pub_id=912227 (date of the application: 10.12.2021).

304. Practical Application of Refrigerant R600a Isobutane in Domestic Refrigerator Systems // SECOP. – Germany, cop. 2022. – URL: https://www.secop.com/fileadmin/user_upload/technical-literature/guidelines/application_guideline_r600a_r290_02-2018_desa610a202.pdf (date of the application: 221.05.2018).

305. Predictive correlations based on large experimental datasets: critical constants for pure compounds / Andrei Kazakov, Chris D. Muzny, Vladimir Diky [et al]. – DOI 10.1016/j.fluid.2010.07.01 // Fluid phase equilibria. – 2010. – Vol. 298. – P. 131−142. – URL: URL: https://tsapps.nist.gov/publication/get_pdf.cfm?pub_id=902992 (date of the application: 10.12.2021).

306. Prospect evaluation of Low-GWP refrigerants R1233zd (E) and R1336mzz (Z) used in solar-driven ejector-vapor compression hybrid refrigeration system / Xuehui1 Wang, Yuying Yan, Edward Wright [et al]. – DOI 10.1007/s11630-020-1297-z // Journal of thermal science. – 2021. – Vol. 30. – P. 1572–1580. – URL:

https://link.springer.com/article/10.1007/s11630-020-1297-z (date of the application: 22.05.2018).

307. PVC Film Type Cooling Tower Fill // ENSOTEK. – Istanbul, cop. 2006–2014. – URL: http://www.ensotek.com.tr/pvc_film_type_cooling_tower_fill-583_en_lc.html (date of the application: 10.05.2016).

308. R-600a Isobutane Refrigerant Fact & Info Sheet : March 18, 2019 by Alec Johnson // Refrigerant HQ. – [S. I], cop. 2015–2022. – URL: https://refrigeranthq.com/r-600a-isobutane-refrigerant-fact-info-sheet/ (date of the application: 22.08.2019).

309. Raab, F. Steam Rankine cycle instead of organic Rankine cycle for distributed waste heat recovery – pros and cons / Florian Raab, Harald Klein, Frank Opferkuch. – DOI 10.14459/2021mp1633019 // 6th International seminar on ORC power systems, October 11–13, 2021, Munich, Germany. – Munich, 2021. – URL: https://www.researchgate.net/publication/356215241 (date of the application: 22.05.2020).

310. Saleh B. Description of the thermodynamic properties of natural working fluids with BACKONE equations / B. Saleh, U. Weinger, M. Wendland // Proceedings of the IIR conference on thermophysical properties and transfer processes of new working fluids, October 3–5. – Paderborn, Germany, 2001. – P. 31–38.

311. Saleh, B. Screening of pure fluids as alternative working fluids / B. Salen and M. Wendland // International Journal of Refrigeration. – 2006. – Vol. 29. – P. 260–269.

312. Salehi, F. Recent applications of heat pump dryer for drying of fruit grops: a review. – DOI 10.1080/15538362.2021.1911746 // International journal of fruit science. – 2021. – Vol. 21, is. 1. – P. 546–555. – URL: https://www.tandfonline.com/doi/full/10.1080/15538362.2021.1911746 (date of the application: 15.06.2018).

313. Sarkar J. Transcritical CO2 heat pump dryer. P. 2. Validation and simulation results / J. Sarkar, Souvik Bhattacharyya, M. Ram Gopal. – DOI 10.1080/07373930601030945 // Drying technology. – 2006. – Vol. 24, is. 12. – P. 1593–1600. – URL:

https://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/07373930601030945?journalCode=ldrt20 (date of the application: 15.06.2018).

314. Sarkar, J. Natural refrigerant-based subcritical and transcritical cycles for high temperature heating / Sarkar, Souvik Bhattacharyya, M. Ram Gopal. – DOI 10.1016/j.ijrefrig.2006.03.008 // International journal of refrigeration. – 2007. – Vol. 30, is. 1. – P. 3–10. – URL: https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0140700706000661 (date of the application: 15.06.2018).

315. Sarkar, J. Transcritical CO2 heat pump dryer. Part 1. Mathematical model and simulation / J. Sarkar, S. Bhattacharyya, M.R. Gopal. – DOI 10.1080/07373930601030903 // Drying technology. – 2006. – Vol. 24 (12), is. 12. – P. 1583–1591. – URL: https://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/07373930601030903 (date of the application: 15.06.2018).

316. Sarkar, J. Transcritical CO2 heat pump systems: exergy analysis including heat transfer and fluid flow effects / J. Sarkar, Souvik Bhattacharyya, M. Ram Gopal. – DOI 10.1016/j.enconman.2004.10.022 // Energy conversion and management. – 2005. – Vol. 46. – P. 2053–2067. – URL: https://www.researchgate.net/publication/223491227_Transcritical_CO2_heat_pump_systems_Exergy_analysis_including_heat_transfer_and_fluid_flow_effects (date of the application: 15.06.2018).

317. Singh, A. Energetic and exergetic performance simulation of open-type heat pump dryer with next-generation refrigerants / A. Singh, J . Sarkar, RR. Sahoo. – DOI 10.1080/07373937.2019.1610770 // Drying technology. – 2020. – Vol. 38. – P. 1–13. – URL: https://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/07373937.2019.1610770 (date of the application: 15.11.2021).

318. Sit, M.L. District Heating System Using Heat Pump Installations and CHP = Комбинированная система централизованного теплоснабжения и горячего водоснабжения на базе ТЭЦ и квартальных тепловых насосов / M.L. Sit, V.I. Burciu // Problemele Energeticii Regionale. – Chisinau (Republica Moldova). – 2015. –

№ 3 (29). – 67–73. – URL: https://journal.ie.asm.md/assets/files/09_03_29_2015.pdf (date of the application: 15.06.2021). – Текст на рус. яз.

319. Sit, M.L. Multifunctional Heat Pump Installation for Dairy Plants = Многофункциональная теплонасосная установка для молочных заводов / M.L. Sit, B.M. Sit // Problemele Energeticii Regionale. – Chisinau (Republica Moldova). – 2015. – № 2 (28). – P. 53–58. – URL: https://journal.ie.asm.md/assets/files/07_02_28_2015.pdf (date of the application: 15.06.2021). – Текст на рус. яз.

320. Some Efficient Solutions to Recover Low and Medium Waste Heat: Competitiveness of the Thermoacoustic Technology / Cynthia Haddad, Christelle Périlhon, Amélie Danlos, Maurice-Xavier François, Georges Descombes // Energy Procedia. – 2014. – Vol. 50 : Technologies and Materials for Renewable Energy, Environment and Sustainability. – P. 1056–1069. – URL: http://www.sciencedirect.com/science/ article/pii/S1876610214008613 (date of the application: 29.01.2017).

321. Techno-economic survey of organic Rankine cycle (ORC) systems / Sylvain Quoilin, Martijn Van Den Broek, Se´bastien Declaye [et al]. – DOI 10.1016/j.rser.2013.01.028 // Renewable and sustainable energy reviews. – (2013). – Vol. 22. – P. 168–186. – URL: https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032113000592? via%3Dihub (date of the application: 15.02.2019).

322. The Environmental Alternative to Traditional Refrigerants Honeywell : Solstice® ze Refrigerant (HFO-1234ze) / Honeywell International Inc. – Belgium, 2014. – URL: https://www.honeywell-refrigerants.com/europe/wp-content/uploads/2014/10/Solstice-ze-brochure-Fourth-Generation-LR-140925.pdf (date of the application: 23.02.2019).

323. The future of low carbon industrial process heat: A comparison between solar thermal and heat pumps / Steven Meyers, Bastian Schmitt, Klaus Vajen. – DOI 10.1016/j.solener.2018.08.011 // Solar energy. – 2018. – Vol. 173. – P. 893–904. – URL:

https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0038092X18307801?via%3Dihub (date of the application: 15.02.2019).

324. Theoretical analysis of R1234ze(E), R152a, and R1234ze(E)/R152a mixtures as replacements of R134a in vapor compression system / Zhaofeng Meng, Hua Zhang, Jinyou Qiu and Mingjing Lei. – DOI 10.1177/1687814016676 // International journal of advances in mechanical engineering. – 2016. – Vol. 8, is. 11. – P. 1–10. – URL: https://journals.sagepub.com/doi/full/10.1177/1687814016676945 (date of the application: 10.02.2018).

325. Thermal and exergetic analysis of the Goswami cycle integrated with Mid-Grade Heat sources / Gokmen Demirkaya, Ricardo Vasquez Padilla, Armando Fontalvo [et al] // Entropy. – 2017. – Vol. 19. – P. 416–440. – URL: https://agris.fao.org/agris-search/search.do?recordID=AU2019D05334 (date of the application: 10.02.2021).

326. Thermodynamic analysis of low GWP alternatives to HFC-245fa in high-temperature heat pumps: HCFO-1224yd(Z), HCFO-1233zd(E) and HFO-1336mzz(Z) / Carlos Mateo-Royo, Joaquín Navarro-Esbri, Adrián Mota-Babilon [et al]. – DOI 10.1016/j.applthermaleng.2019.02.047 // Applied thermal engineering. – 2019. – Vol. 152. – P. 762–777. – URL: https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1359431118357582?via%3Dihub (date of the application: 20.04.2018).

327. Thermodynamic analysis of organic Rankine cycle with hydrofluoroethers as working fluids / Hanzhi Wang, Huashan Li, Lingbao Wang, Xianbiao Bu. – DOI 10.1016/j.egypro.2017.03.554 // Energy procedia. – 2017. – Vol. 105. – P. 1889–1894. – URL: https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610217305994 (date of the application: 20.04.2018).

328. Thermodynamic performance assessment of carbon dioxide blends with low-global warming potential (GWP) working fluids for a heat pump water heater / Baomin Dai, Chaobin Dang, Minxia Li [et al]. – DOI 10.1016/j.ijrefrig.2014.11.009 // International journal of refrigeration. – 2015. – Vol. 56. – P. 1–14. – URL: https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0140700714003399?via%3Dihub (date of the application: 20.04.2018).

329. Thermo-Economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles / Sylvain Quoilin, Sébastien Declaye, Bertrand F. Tchanche, Vincent Lemort. – DOI 10.1016/j.applthermaleng.2011.05.014 // Applied thermal engineering. – 2011. – Vol. 31, is. 14–15. – P. 2885–2893. – URL: https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1359431111002663 (date of the application: 30.09.2020).

330. Toth, A. The geothermal potential of CO2 based heat pumps used in an abandoned coal mine // Fourtieth workshop on geothermal reservoir engineering : conference, Stanford, California, January 26–28, 2015 / Stanford University. – Stanford, 2015. – Vol. SGP-TR-204. – URL: https://www.researchgate.net/publication/272743064 (date of the application: 30.09.2020).

331. Trade-off working fluid selection for heat pumps / V.V. Karnaukh, V.A. Mazur, A.B. Biryukov, K.A. Rzhesik. – DOI 10.1088/1757-899X/791/1/012066 // IOP Conference Series : materials science and engineering. – 2020. – Vol. 791 : IV International scientific and technical conference "Energy Systems", 31 October – 1 November 2019, Belgorod, Russia. – URL: https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/791/1/012066 (date of the application: 25.09.2020).

332. Trubaev, P.A. Heat Pumps: Tutorial / P.A. Trubaev and B.M. Grishko. – Belgorog : State technical university, 2009. – 141 p.

333. Tsai, W-T. Environmental risk assessment of hydrofluoroethers (HFEs). – DOI 10.1016/j.jhazmat.2004.12.018 // Journal of hazardous materials. – 2005. – Vol. 119, is. 1–3. – P. 69–78. – URS: https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0304389404006466 (date of the application: 30.11.2019).

334. Using the TEWI methodology to evaluate alternative refrigeration technologies/ Maykot, Reinaldo; Weber, Gustavo C.; and Maciel, Ricard A. // International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Purdue University. – Purdue, 2004. – Paper 709. – URL:.

https://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=1708&context=iracc (date of the application: 20.10.2018).

335. Vapor Pressures of Hydrofluoroethers / Junji Murata, Shiro Yamashita, Minoru Akiyama [et al]. – DOI 10.1021/je010322y // Journal of chemical and engineering data. – 2002. – Vol. 47, is. 4. – P. 911–915. – URL: https://pubs.acs.org/doi/10.1021/je010322y (date of the application: 15.10.2020).

336. Wallerand, A.S. Optimal heat pump integration in industrial processes / A.S. Wallerand, M. Kermani, I. Kantor, F. Mar´echal. – DOI 10.1016/j.apenergy.2018.02.114 // Applied energy. – 2018. – Vol. 219. – P. 68–92. – URL: https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0306261918302393 (date of the application: 30.09.2020).

337. Wallington, T.J. Estimated photochemical ozone creation potentials (POCPs) of CF3CFCH2 (HFO-1234yf) and related hy-drofluoroolefins (HFOs) / T.J. Wallington, M.P.S. Andersen and O.J. Nielsen. – DOI 10.1016/j.atmosenv.2010.01.040 // Atmospheric environment. – 2010. – Vol. 44, is. 11. – P. 1478–1481. – URL: https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1352231010000981 (date of the application: 30.09.2018).

338. Wang, J.F. Heat pump heat recovery options for food industry dryers / J.F. Wang, C. Brown, D.J. Cleland. – DOI 10.1016/j.ijrefrig.2017.11.028 // International journal of refrigeration. – 2018. – Vol. 86. – P. 48–55. – URL: https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0140700717304826 (date of the application: 30.09.2018).

339. Waste heat recovery technologies and applications / H. Jouhara, N. Khordehgah, S. Almahmoud [et al]. – DOI 10.1016/j.tsep.2018.04.017 // Thermal science and engineering progress. – 2018. – Vol. 6. – P. 268–289. – URL: https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2451904918300015?via%3Dihub (date of the application: 30.09.2020).

340. Wendland, M. Accurate thermodynamic properties from the back one equation of natural gas / Martin Wendland, Bahaa Saleh and Johann Fischer. – DOI

10.1021/ef0341015 // Energy and fuels. – 2004. – Vol. 18, is. 4. – P. 938–951. – https://pubs.acs.org/doi/abs/10.1021/ef0341015 (date of the application: 14.10.2020).

341. Working fluids for low temperature organic Rankine cycles / Bahaa Saleh, Gerald Koglbauer, Martin Wendland and Johann Fischer. – DOI 10.1016/j.energy.2006.07.001 // Energy. – 2007. – Vol. 32, is. 7. – P. 1210–1221. – URL: https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0360544206001812?via%3Dihub (date of the application: 22.04.2019).

342. Wu, D. Vapor compression heat pumps with pure Low-GWP refrigerants / Di Wu, Bin Hu, R.Z. Wang. – DOI 10.1016/j.rser.2020.110571 // Renewable and sustainable energy reviews. – 2021. – Vol. 138. – C. 110–571. – URL: https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S136403212030856X?via%3Dihub (date of the application: 25.09.2019).

343. Xu, H. Investigation on the fluid selection and evaporation parametric optimization for sub- and supercritical organic Rankine cycle. – DOI 10.1016/j.energy.2015.12.040 / Heng Xu, Naiping Gao, Tong Zhu // Energy. – 2016. – Vol. 96 (C). – P. 59–68. – URL: https://ideas.repec.org/a/eee/energy/v96y2016icp59-68.html (date of the application: 25.09.2019).

344. Yataganbaba, A. Exergy analysis of R1234yf and R1234ze as R134a replacements in a two evaporator vapour compression refrigeration system / Alptug Yataganbaba, Ali Kilicarslan, Irfan Kurtbas. – DOI 10.1016/j.ijrefrig.2015.08.010 // International journal of refrigeration. – 2015. – Vol. 60. – P. 26–37. – URL: https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0140700715002534?via%3Dihub (date of the application: 25.09.2019).

345. Zhang, Q. Techno-economic analysis of air source heat pump applied for space heating in northern China / Qunli Zhangab, Lin Zhang, Jinzhe Niea, Yinlong Li. – DOI 10.1016/j.apenergy.2017.06.083 // Applied energy. – 2017. – Vol. 207. – P. 533–542. – URL: https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0306261917308310 (date of the application: 20.10.2017).

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Основные области применение воды, включая оборотную, по видам предприятий

Таблица А.1 – Области применение воды, включая оборотную, по видам предприятий пищевой промышленности [138-144, 206, 207]

| Вид предприятия | Применение воды в производстве | Оборотное водоснабжение | Примечание |
|---|---|---|---|
| 1 | 2 | 3 | 4 |
| Предприятия по переработке и хранению зерна | Вода расходуется на:<br>мойку зерна для очистки его от пылевых отложений, плесеней и микроорганизмов, а также от тяжелых и легких засорителей;<br>- на увлажнение зерна;<br>- на протравливание кукурузы (только в цехах по обработке гибридных семян кукурузы);<br>- охлаждение компрессоров и подшипников механизмов;<br>- увлажнение и промывку воздуха в кондиционерах,<br>- в котельной и на хозяйственно-бытовые нужды. | Оборотная вода после воздушных кондиционеров и охлаждения другого оборудования | Проектирование сетей водоснабжения и канализации должно осуществляться в соответствии с требованиями СНиП 2.04.01-85, СНиП 2.04.02-84<br>Вода для технологических и хозяйственно-питьевых нужд должна удовлетворять требованиям ГОСТ 2874-82 |
| Дрожжевые заводы | Используется прямоточная система водоснабжения с последовательным использованием воды после охлаждения питательной среды и воздуха для приготовления растворов химикатов, питательной среды, мойки оборудования и пополнения СОВ. | Для охлаждения воздуха и оборудования | То же |

Продолжение табл. А.1

| 1 | 2 | 3 | 4 |
|---|---|---|---|
| Плодоовощные консервные заводы | Расход воды на:<br>- мойку плодов и технологического оборудования принимать:<br>- для плодоовощных консервов - 0,6 $м^3$/туб ;<br>- для мясных и мясорастительных консервов - 1,9 $м^3$/туб;<br>- на лабораторию, прачечную и воздушную компрессорную)<br>- санитарную обработку полов и оборудования. | Используется для барометрических конденсаторов, закрытых теплообменников, холодильных установок и вакуум-насосов, с охлаждением отработавшей воды на градирне.<br>Оборотная вода используется для гидротранспортеров и стерилизаторов после осветления, охлаждения и последующего обеззараживания. | То же |
| Рыбообрабатывающие предприятия | Вода расходуется в основном на операции разделки и мойки рыбы, дефростации мороженой рыбы, охлаждения консервов, мойки банок, тары, оборудования, инвентаря и др. | Применяется преимущественно для охлаждения конденсаторов холодильных установок. | |

Продолжение табл. А.1

| 1 | 2 | 3 | 4 |
|---|---|---|---|
| Предприятия мясной промышленности | Вода используется для мойки продукта, оборудования и инвентаря, для охлаждения аппаратов и машин, для транспортирования технического сырья, для приготовления различных реагентов, а также входит в состав продукта в процессе его приготовления. Сточные воды от предприятий мясной промышленности до выпуска в водоем должны подвергаться полной биологической очистке с последующим хлорированием на собственных или городских очистных сооружениях. предварительно сточные воды проходят локальную очистку по видам загрязнений на территории предприятия. Температура сточных вод предприятий мясной промышленности после очистки 10…22°С. | Только для охлаждения компрессоров и аммиачных конденсаторов. | То же |

Продолжение табл. А.1

| 1 | 2 | 3 | 4 |
|---|---|---|---|
| Предприятия масло-жировой промышленности | В производстве масла вода расходуется на увлажнение масличного сырья, на мокрое шротоулавливание, на охлаждение закрытой теплообменной аппаратуры, на пароэжекторные вакуум-насос, на мытье оборудования и тары, для приготовления растворов, на брикетирование лузги, на подпитку оборотной системы, для лабораторных и хозяйственно-бытовых нужд, на химводоочистку. Прямоточное водоснабжение применяется для промывки сепаратора и охлаждения его уплотнительных узлов. Температура сточных вод после очистки 18°С | СОВ с самостоятельным циклом охлаждающей воды и частичным возвратом конденсата;<br><br>для конденсации парогазовой смеси от сушки масла используется оборотная вода ( $t_{Н}$ = 25°С; $t_{К}$ = 32 °С) гидратационных установок; для работы пароэжек-торных вакуум-насосов в линиях дезодорации растительных масел используется оборотная вода ( $t_{Н}$ = 30 °С; $t_{К}$ = 20°С) | То же |
| Предприятия молочной промышленности | Основное количество чистой воды (до 90% общего объема водопотребления) расходуется на производственные нужды: охлаждение молока и молочных | На хозяйственно-бытовые нужды потребляется до 10 % воды: для котельных и холодильных установок: охлаждение воздушных | То же |

| | | | |
|---|---|---|---|
| | продуктов (вакуум-выпарные аппараты и конденсаторы, пастеризаторы и охладители), мойку сыров, восстановление сухого молока; мойку технологического оборудования и тары, включая автомобильные и железнодорожные цистерны;<br><br>Используется для целей охлаждения (основное значение имеет температура воды): для пластинчатых пастеризаторов и охладителей молока с секцией регенерации при охлаждении продукта с температурой 20-22°С требуется вода, имеющая температуру не выше 12° С; для пластинчатых аппаратов, работающих без регенерации, а также для других теплообменных аппаратов при температуре охлаждаемого продукта более 35°С может применяться вода, имеющая температуру 27°С и ниже. | компрессоров, компрессорно-конденсаторных агрегатов.<br><br>В холодильных установках используется оборотная вода. Отработавшая вода от охлаждения молочных продуктов в аппаратах повторно используется на горячее водоснабжение, питание котлов, наружную мойку автомобильных цистерн, полив территории и т. д. температура сточных вод предприятий молочной промышленности 12…18ºС. | |

Продолжение табл. А.1

| 1 | 2 | 3 | 4 |
|---|---|---|---|
| Предприятия кондитерской промышленности | Горячее водоснабжение предусматривается:<br>а) для технологических нужд<br>- на обогрев продуктопроводов, мойку инвентаря и оборудования (температура горячей воды 50°С);<br>на обогрев технологических продуктопроводов и аппаратов в шоколадных цехах (температура горячей воды 50...80 °С);<br>б) для хозяйственно-бытовых нужд: прачечные, столовые, мойка полов, души, умывальники (с температурой воды не более 65 °С).<br>Для обогрева оборудования и продуктопроводов следует предусматривать циркуляционные системы. | Для охлаждения технологического оборудования и агрегатов холодильных установок. Следует предусматривать повторное использование воды на мокровоздушных вакуум-насосах после охлаждения технологического оборудования.<br><br>Расход оборотной воды на 1 тонну готовой продукции 0,21…23 $м^3$/тонну | Проектирование сетей водоснабжения и канализации должно осуществляться в соответствии с требованиями СНиП 2.04.01-85, СНиП 2.04.02-84<br>Вода для технологических и хозяйственно-питьевых нужд должна удовлетворять требованиям ГОСТ 2874-82. |
| Свеклосахарные заводы | Для хозяйственно-бытовых нужд: прачечные, столовые, мойка полов, души, умывальники (с температурой воды не более 65 °С). | Воду СОВ незагрязненных производственных сточных вод (I категории) главного корпуса, ТЭЦ, компрессорной подвергать охлаждению, аэрации, | Проекты водоснабжения и канализации свеклосахарного завода должны соответствовать требованиям СНиП 2.04.01-85, СНиП |

| | | | |
|---|---|---|---|
| | | обеззараживанию.<br>При проектировании рассматривать вариант размещения насосно-силового оборудования систем водоснабжения в зданиях главного корпуса, ТЭЦ, компрессорной и склада неупакованного сахара.<br>СОВ транспортерно-моечных вод (II категории) проектировать без вывода избыточной воды в производственную канализацию. В оборотной системе транспортерно-моечных вод предусматривать установку пеногашения. | 2.04.02-84, СНиП 2.04.03-85, СНиП 2.09.02-85, ГОСТ 2874-82. |

Продолжение табл. А.1

| 1 | 2 | 3 | 4 |
|---|---|---|---|
| Предприятия малой мощности пивоваренной промышленности | Вода расходуется на:<br>-затирание зернопродуктов;<br>- выщелачивание солодовой дробины;<br>-заливка сит фильтрационного чана;<br>-выщелачивание хмелевой дробины;<br>- мойка и дезинфекция оборудования варочного цеха и коммуникаций;<br>- мойка емкостного оборудования с помощью моющих головок;<br>- мойка пивовозов;<br>- мойка бочек (кегов);<br>- промывка пивопровода и суслопроводов;<br>- мойка полов. | Используется оборотная вода после теплообменников для охлаждения сусла (охлаждение сусла с $t$ = + 80°С до $t$ = + 35 °С на пластинчатом теплообменнике), требуемая температура воды на процедуру 60…80°С, норма расхода воды - 2м$^3$ на 1 тонну зернопродуктов и приготовление затора | Проектирование сетей водоснабжения и канализации должно осуществляться в соответствии с требованиями СНиП 2.04.01-85, СНиП 2.04.02-84<br>Вода для технологических и хозяйственно-питьевых нужд должна удовлетворять требованиям ГОСТ 2874-82. |
| Заводы (цеха) безалкогольных напитков | Горячая вода расходуется на:<br>растворение концентрата и приготовление квасного сусла;<br>мойку автотермоцистерн;<br>мойку оборудования; | Рекомендовано использовать оборотную воду после теплообменников для охлаждения сахарного сиропа и другую проходящую по | При проектировании водоснабжения и канализации следует руководствоваться требованиями, |

| | | | |
|---|---|---|---|
| | мойку оборудования цеха розлива;<br>мойку полов. | закрытой системе, требуемая температура воды на процедуру 60°С.<br>С целью сокращения водопотребления и уменьшения сброса сточных вод предусматривается максимальное использование воды, отходящей от охлаждения оборудования холодильно-компрессорной станции в оборотной системе водоснабжения, а воды, отходящей от пластинчатых охладителей и другого теплообменного оборудования - на повторное использование в системе горячего водоснабжения после ее подогрева до требуемой температуры. | изложенными в СНиП 2.04.01-85(Внутренний водопровод и канализация зданий. Горячее водоснабжение)<br>СНиП 2.04.02-84 (Водоснабжение. Наружные сети и сооружения)<br>СНиП 2.04.03-85 (Канализация. Наружные сети и сооружения)<br>ГОСТ 2874-82<br><br>Расход воды 1000 дал хлебного кваса 18…20м$^3$<br>Следует повторно использовать воду от теплообменников для сахарного сиропа 10 % от общего расхода воды, 45% - воды в канализацию, 45,0% - в продукт |
| | | | |
| | Холодная вода расходуется на приготовление сахарного сиропа (растворение сахарного песка); охлаждение сахарного сиропа; приготовление купажа безалкогольных напитков; растворение концентрата и приготовление квасного сусла; мойку оборудования: емкостного и прочего;<br>мойку автотермоцистерн, бутылок, ящиков | | |

Продолжение табл. А.1

| 1 | 2 | 3 | 4 |
|---|---|---|---|
| Предприятия макаронной промышленности | Подвод холодной и горячей воды должен быть в помещениях для подготовки обогатителей и переработки технологических отходов, в тестоформовочном, сушильном и упаковочном отделениях, в помещениях для мойки яиц и мойки матриц, для варки клея, в ремонтном отделении электропогрузчиков, зарядном и электролитном отделениях, в ремонтных мастерских, в комнате сменного технолога, в производственной лаборатории, в кладовой уборочного инвентаря, в помещении мойки оборотной тары.<br><br>Суммарный объем баков холодной и горячей воды должен быть равен 8-часовому расходу воды на все производственные нужды, включая расход воды на душевые установки для одной смены. | Оборотная вода используется на охлаждение прессующих устройств, вакуум-насосов в линии по производству длинных макаронных изделий | Вода, применяемая на предприятиях, должна удовлетворять требованиям ГОСТ 2874-82. |

Продолжение табл. А.1

| 1 | 2 | 3 | 4 |
|---|---|---|---|
| Предприятия кондитерской промышленности | Для охлаждения технологического оборудования через рубашку возможно использование технической воды с устройством самостоятельной системы водоснабжения без соединения с системой питьевого водоснабжения.<br>Горячее водоснабжение предусматривается:<br>а) для технологических нужд - на обогрев продуктопроводов, мойку инвентаря и оборудования (температура горячей воды 50°С), на обогрев технологических продуктопроводов и аппаратов в шоколадных цехах (температура горячей воды 50 ... 80°С); б) для хозяйственно-бытовых нужд (прачечные, столовые, мойка полов, души, умывальники) с температурой воды 65°С. | Следует предусматривать повторное использование воды НЗ мокровоздушных вакуум-насосах после охлаждения технологического оборудования<br><br>Для охлаждения технологического оборудования и агрегатов холодильных установок следует предусматривать системы оборотного водоснабжения | Вода, применяемая на предприятиях, должна удовлетворять требованиям ГОСТ 2874-82. |

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Термодинамические циклы одноступенчатой парокомпрессионной теплонасосной установки, работающей, на R600a, R744, R1234ze, R1336mzz (E), R152a в диаграмме состояния lg *p-h*

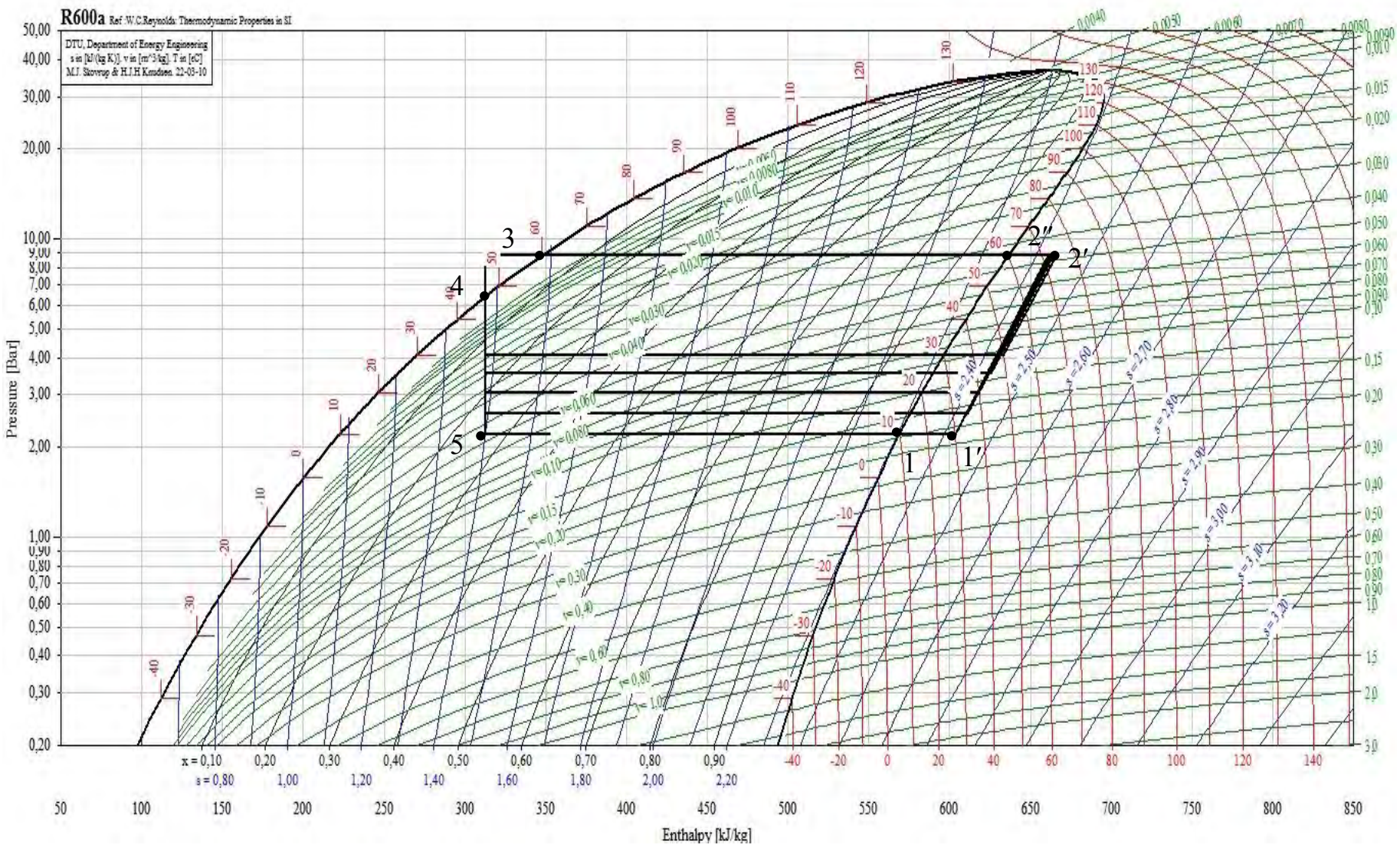



Рисунок Б.1 – Теоретические термодинамические циклы одноступенчатой ПТНУ на R600a при $t_{КД}$=60 ºС и $t_{И}$=10…30 °С

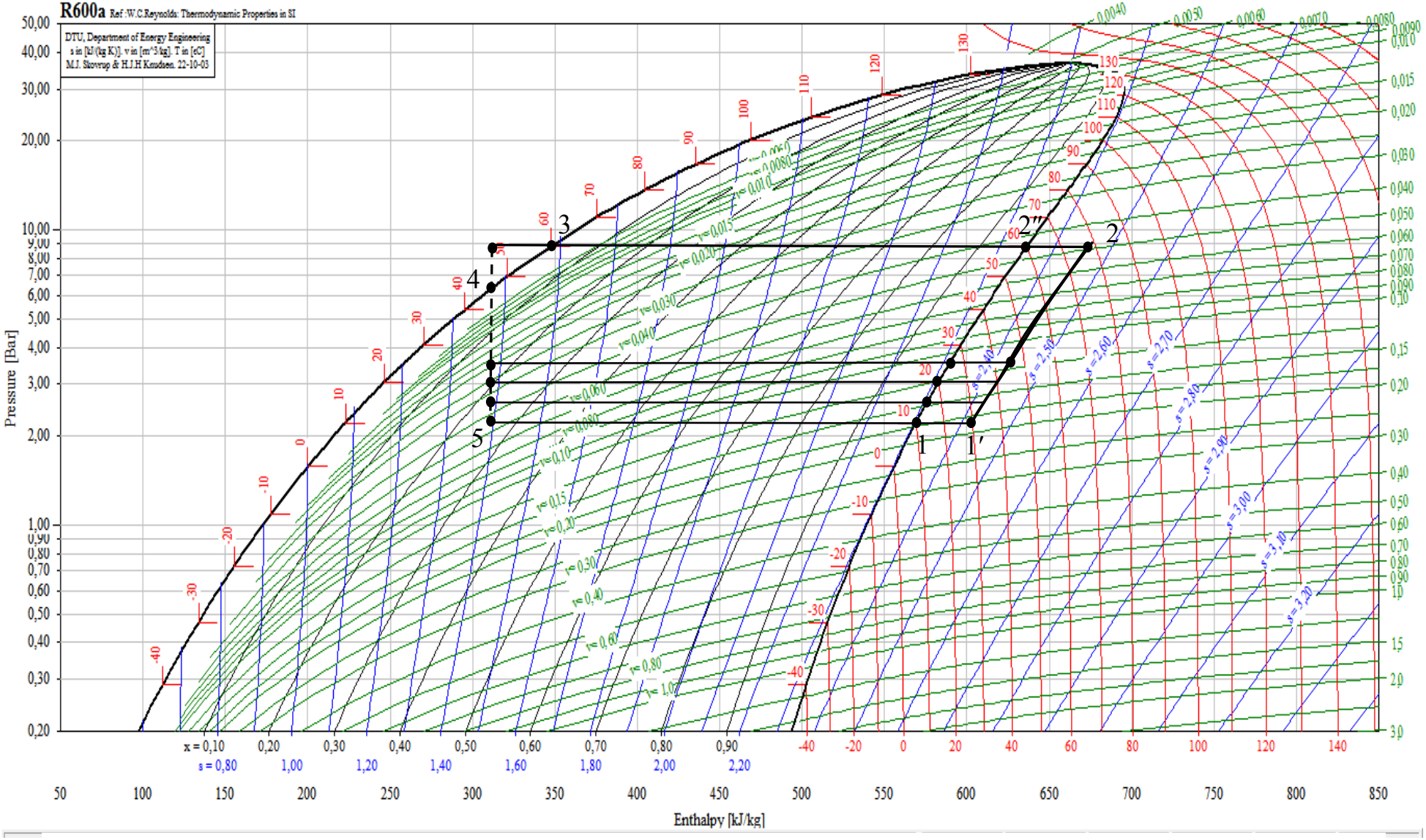



Рисунок Б.2 –Действительные термодинамические циклы одноступенчатой ПТНУ на R600a при $t_{КД}$=60 ºС и $t_{И}$=10…30 °С

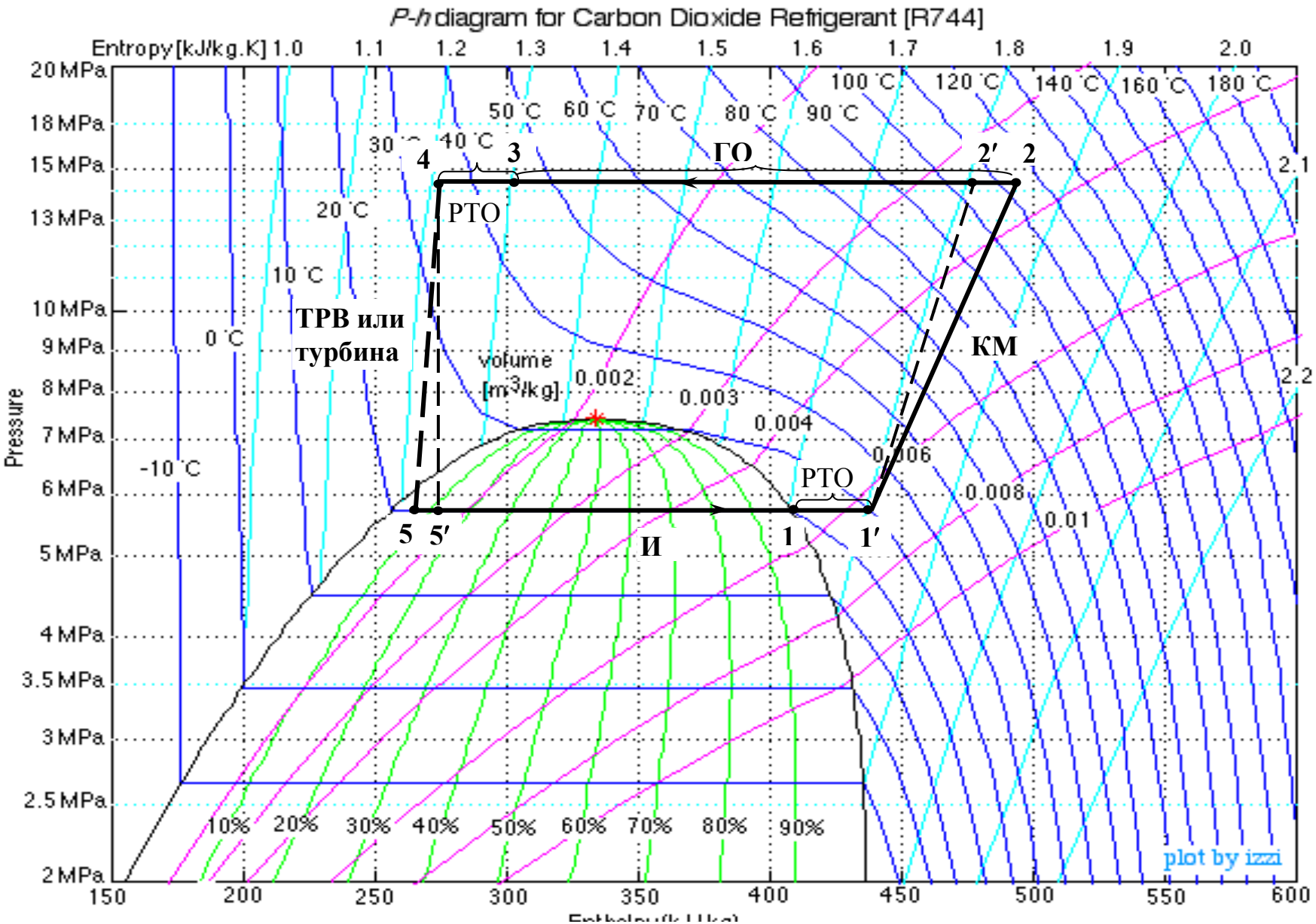



Рисунок Б.3 – Теоретический и действительные термодинамические циклы одноступенчатой ПТНУ на R744 при $t_{КД}$=60 ºС и $t_{И}$=20 °С

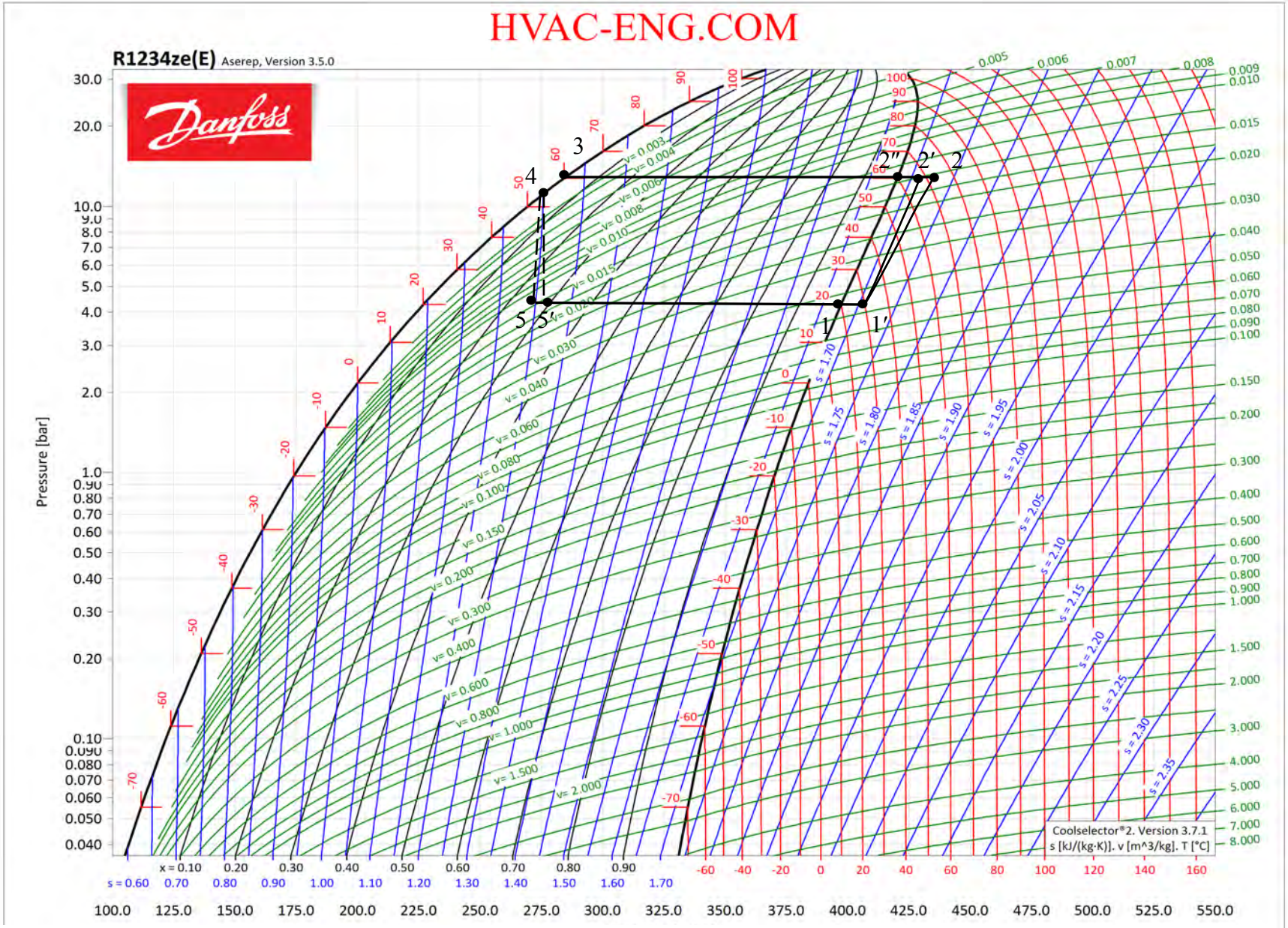



Рисунок Б.4 – Теоретический и действительные термодинамические циклы одноступенчатой ПТНУ на R1234ze(E) при $t_{КД}$=60 ºС и $t_{И}$=20 °С

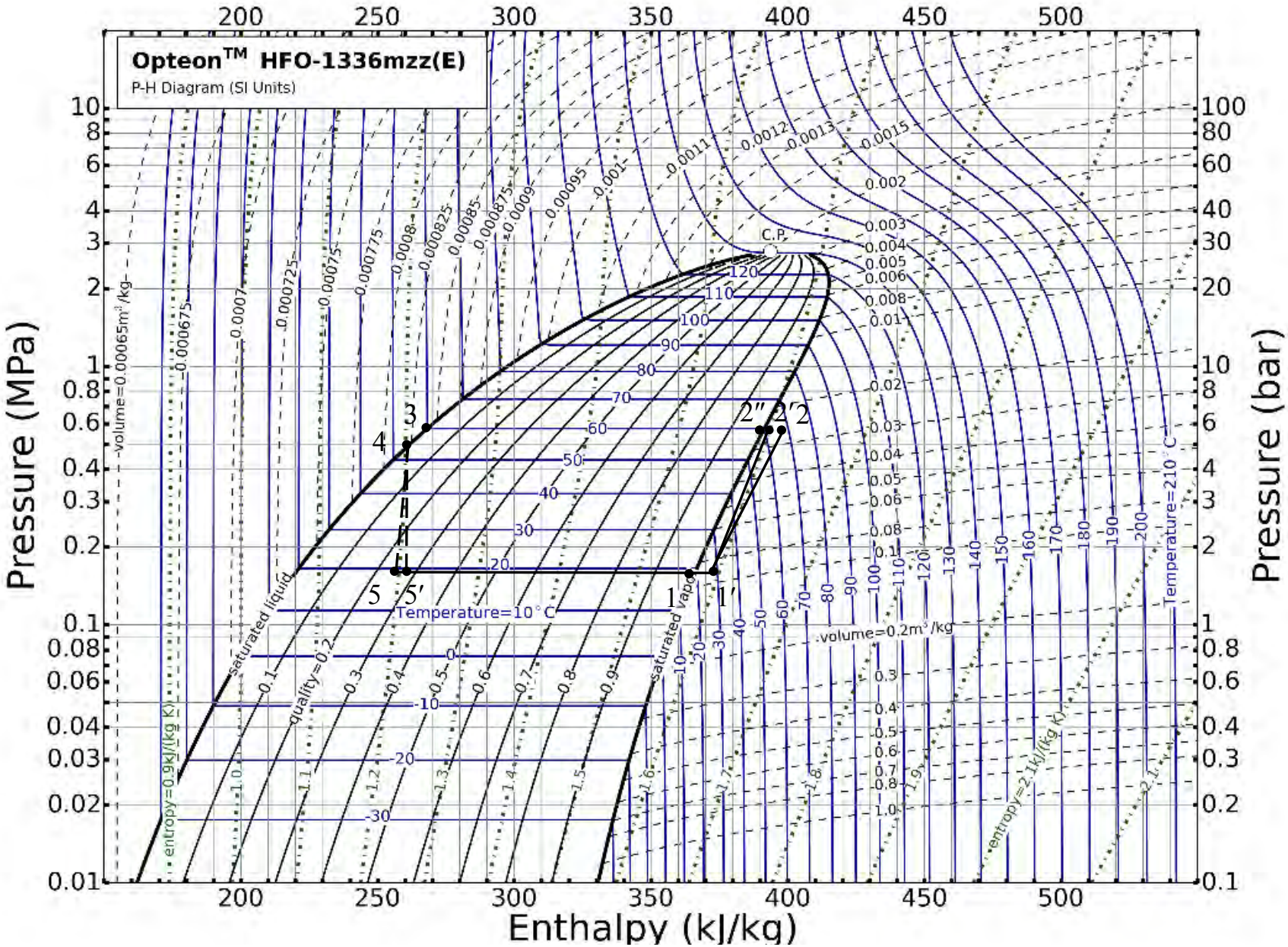



Рисунок Б.5 – Теоретический и действительные термодинамические циклы одноступенчатой ПТНУ на R1336mzz при $t_{КД}$=60 °С и $t_{И}$=20 °С

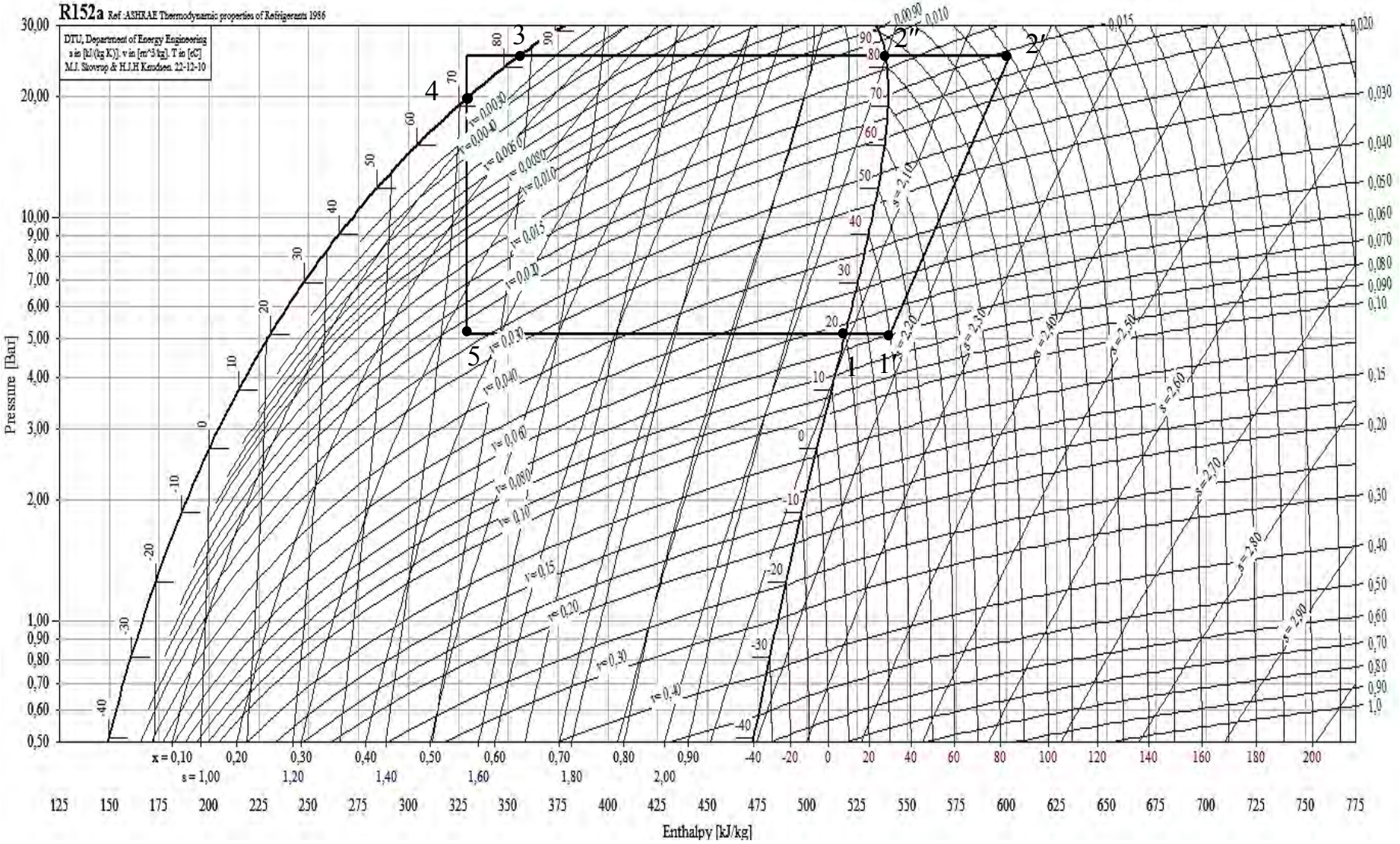
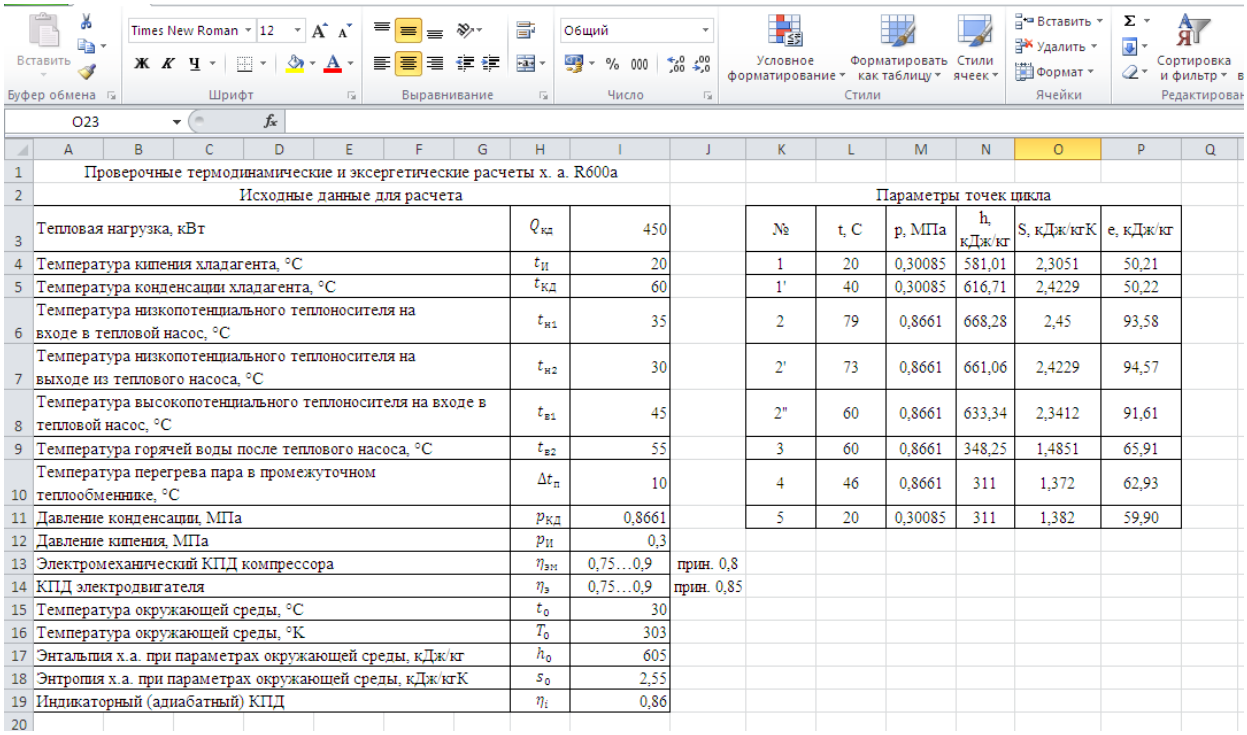



Рисунок Б.6 – Теоретический и действительные термодинамические циклы одноступенчатой ПТНУ на R152a при $t_{КД}$=83 °С и $t_{И}$=20 °С

# ПРИЛОЖЕНИЕ В

## Методика расчета и прогнозирования работы парокомпрессионных систем в программе Excel на примере ПТНУ, работающей на R600a и R744

### R600a



Проверочные термодинамические и эксергетические расчеты х. а. R600a

| Исходные данные для расчета | | | | Параметры точек цикла | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Тепловая нагрузка, кВт | $Q_{кд}$ | 450 | | № | t, C | p, МПа | h, кДж/кг | S, кДж/кгК | e, кДж/кг |
| Температура кипения хладагента, °С | $t_{и}$ | 20 | | 1 | 20 | 0,30085 | 581,01 | 2,3051 | 50,21 |
| Температура конденсации хладагента, °С | $t_{кд}$ | 60 | | 1' | 40 | 0,30085 | 616,71 | 2,4229 | 50,22 |
| Температура низкопотенциального теплоносителя на входе в тепловой насос, °С | $t_{н1}$ | 35 | | 2 | 79 | 0,8661 | 668,28 | 2,45 | 93,58 |
| Температура низкопотенциального теплоносителя на выходе из теплового насоса, °С | $t_{н2}$ | 30 | | 2' | 73 | 0,8661 | 661,06 | 2,4229 | 94,57 |
| Температура высокопотенциального теплоносителя на входе в тепловой насос, °С | $t_{в1}$ | 45 | | 2" | 60 | 0,8661 | 633,34 | 2,3412 | 91,61 |
| Температура горячей воды после теплового насоса, °С | $t_{в2}$ | 55 | | 3 | 60 | 0,8661 | 348,25 | 1,4851 | 65,91 |
| Температура перегрева пара в промежуточном теплообменнике, °С | $\Delta t_{п}$ | 10 | | 4 | 46 | 0,8661 | 311 | 1,372 | 62,93 |
| Давление конденсации, МПа | $p_{кд}$ | 0,8661 | | 5 | 20 | 0,30085 | 311 | 1,382 | 59,90 |
| Давление кипения, МПа | $p_{и}$ | 0,3 | | | | | | | |
| Электромеханический КПД компрессора | $\eta_{эм}$ | 0,75…0,9 | прин. 0,8 | | | | | | |
| КПД электродвигателя | $\eta_{э}$ | 0,75…0,9 | прин. 0,85 | | | | | | |
| Температура окружающей среды, °С | $t_0$ | 30 | | | | | | | |
| Температура окружающей среды, °К | $T_0$ | 303 | | | | | | | |
| Энтальпия х.а. при параметрах окружающей среды, кДж/кг | $h_0$ | 605 | | | | | | | |
| Энтропия х.а. при параметрах окружающей среды, кДж/кгК | $s_0$ | 2,55 | | | | | | | |
| Индикаторный (адиабатный) КПД | $\eta_i$ | 0,86 | | | | | | | |

Термодинамический расчет ПКТН

| Параметр | Расчетная формула | Полученное значение |
|---|---|---|
| Удельная тепловая нагрузка испарителя, кДж/кг | $q_{и} = h_1 - h_5$ | 270,01 |
| Удельная теоретическая (адиабатная) мощность компрессора – удельная внутренняя работа компрессора, кДж/кг | $l_{сж} = l_{в} = h_{2'} - h_{1'}$ | 44,35 |
| Энтальпия х.а. на выходе из компрессора, кДж/кг | $h_2 = h_{1'} + \frac{l_{сж}}{\eta_i}$ | 668,28 |
| Удельная внутренняя работа компрессора, кДж/кг (теоретический) | $l_{вн.кн} = h_{2'} - h_{1'}$ | 44,35 |
| Удельная внутренняя работа компрессора, кДж/кг (действительный) | $l_{вн.кн} = h_2 - h_{1'}$ | 51,57 |
| Удельная работа компрессора с учетом электромеханического КПД, кДж/кг (действ) | $l_{кн} = \frac{l_{вн.кн}}{\eta_{эм}}$ | 64,46 |
| Удельная тепловая нагрузка конденсатора (теоретическая), кДж/кг | $q_{кд} = h_{2'} - h_3$ | 312,81 |
| Удельная тепловая нагрузка конденсатора (действительная), кДж/кг | $q_{кд} = h_2 - h_3$ | 320,03 |
| Удельная теплота, затраченная на перегрев паров х.а. в РТО, кДж/кг | $q_{пто} = h_{1'} - h_1$ | 35,70 |
| Правильность теоретического расчета определяется проверкой теплового баланса по первому закону термодинамике (теоретическая) | $q_{и} + l_{сж} = q_{кд}$ | 314,36 |
| Правильность теоретического расчета определяется проверкой теплового баланса по первому закону термодинамике (действительная) | $q_{и} + l_{сж} = q_{кд}$ | 320,03 |

| | | | |
|---|---|---|---|
| Количество циркулирующего холодильного агента, кг/с | $m_{х.а.} = \frac{Q_{тн}}{q_{тн}} = \frac{Q_{кд}}{q_{кд}}$ | 1,41 |
| Объемная производительность компрессора, м$^3$/с | $V_{д} = m_{х.а.} \cdot v_{1'}$ | 0,20 |
| Теоретическая (адиабатная) мощность компрессора, кВт | $N_{а} = m_{х.а.} \cdot l_{а}$ | 62,36 |
| Электрическая мощность компрессора, кДж/кг (теоретический) | $W_{т} = N_{эп} = l_{км} \cdot m_{х.а.}$ | 77,95 |
| Электрическая мощность компрессора, кДж/кг (действительный) | $W_{д} = N_{эп} = l_{км} \cdot m_{х.а.}$ | 90,64 |
| Среднелогарифмический температурный напор низкопотенциального источника | $\overline{\Delta T}_{и} = \frac{T_{н1} - T_{н2}}{\ln\left(\frac{T_{н1} - T_{и}}{T_{н2} - T_{и}}\right)}$ | 12,33 |
| Среднелогарифмический температурный напор высокопотенциального источника | $\overline{\Delta T}_{кд} = \frac{T_{в1} - T_{в2}}{\ln\left(\frac{T_{кд} - T_{в2}}{T_{кд} - T_{в1}}\right)}$ | 9,10 |
| После компрессора х.а. находится в состоянии перегретого пара, температура которого на 5…25°С выше температуры конденсации (реальный) | $\overline{\Delta T}_{кд} = \frac{(T_{кд.2} - T_{в2}) - (T_{кд.3} - T_{в1})}{\ln\left(\frac{T_{кд.2} - T_{в2}}{T_{кд.3} - T_{в1}}\right)}$ | 292,15 |
| После компрессора х.а. находится в состоянии перегретого пара, температура которого на 5…25°С выше температуры конденсации (теоретический) | $\overline{\Delta T}_{кд} = \frac{(T_{кд.2'} - T_{в2}) - (T_{кд.3} - T_{в1})}{\ln\left(\frac{T_{кд.2'} - T_{в2}}{T_{кд.3} - T_{в1}}\right)}$ | 289,45 |
| Степень повышения давления в компрессоре | $\varepsilon = \frac{p_{кд}}{p_{и}}$ | 2,89 |
| Теоретический коэффициент преобразования теплоты | $COP_{теор} = \frac{q_{кд}}{l_{сж}} = \frac{Q_{кд}}{N_{а}}$ | 7,05 |
| | $\mu = \frac{q_{кд}}{l_{сж}} = \frac{q_{тн}}{l_{сж}}$ | |
| Действительный коэффициент преобразования теплоты | $COP_{дейст} = COP_{теор} \cdot \eta_{эм} \cdot \eta_i$ | 4,85 |
| Коэффициент преобразования обратного идеального цикла Карно | $COP_{КАРНО} = \frac{T_{впи}}{T_{вип} - T_{нпи}}$ | 8,33 |
| Теоретическая степень термодинамического совершенства | $\gamma_{теор} = \frac{COP_{теор}}{COP_{КАРНО}}$ | 0,85 |
| Действительная степень термодинамического совершенства | $\gamma_{дейст} = \frac{COP_{дейст}}{COP_{КАРНО}}$ | 0,58 |

Буфер обмена | Шрифт | Выравнивание | Число | Стили | Ячейки

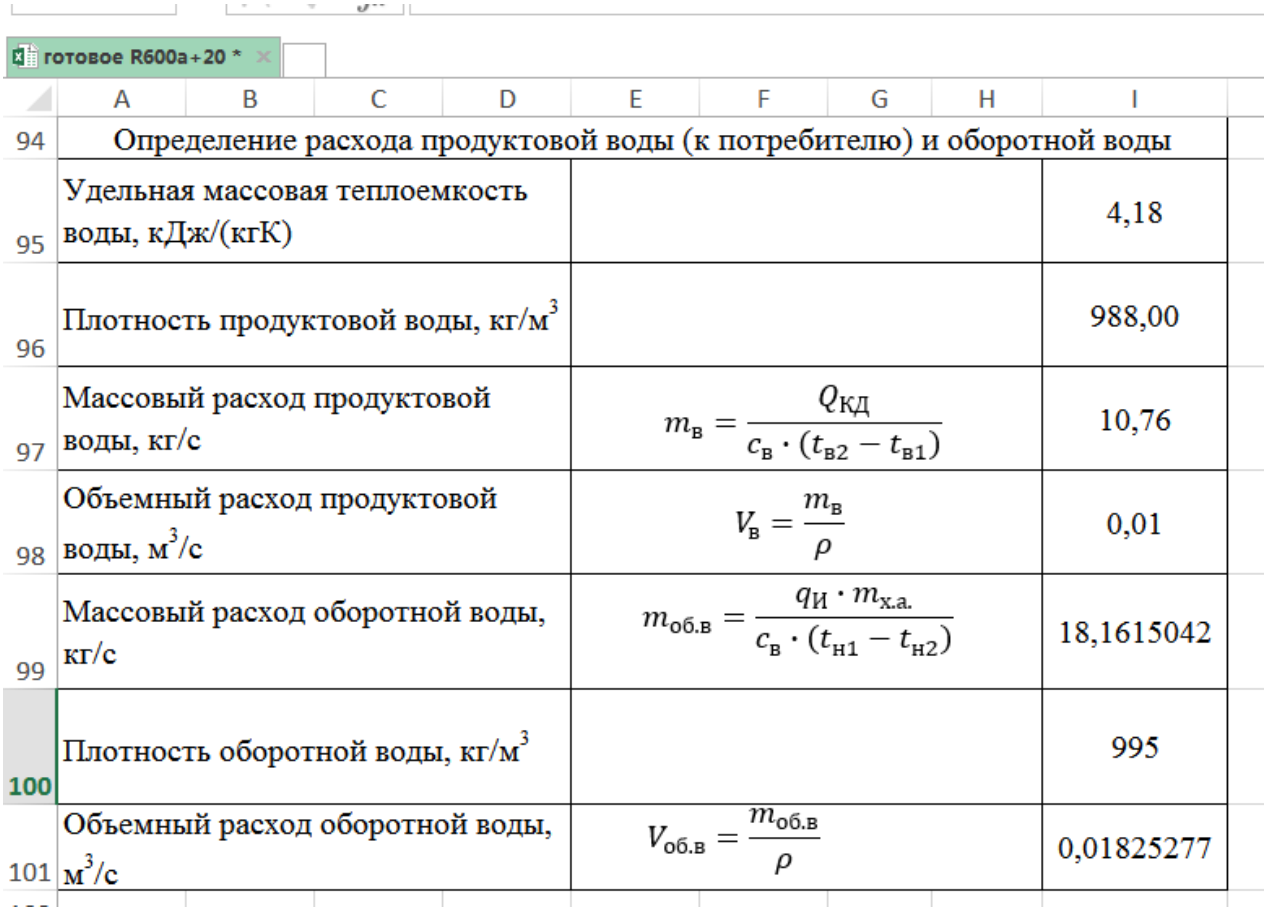
AD49

### Эксергетический расчет ПКТН (теоретический)

| | | | |
|---|---|---|---|
| **Электропривод** | | | |
| Удельное количество эксергии, подведенное к установке | $e_{вх} = e_{пр} = W_Т/m$ | 55,44 |
| Электромеханические потери эксергии привода | $d_{пр} = e_{пр} \cdot (1 - \eta_э)$ | 8,32 |
| Эксергетический КПД двигателя | $\eta^e_{пр} = \frac{(e_{вх} - d_{пр})}{e_{вх}}$ | 0,85 |
| **Компрессор** | | |
| Удельная эксергия, подводимая к компрессору | $e^{вх}_{КМ} = e_{вх} - d_{пр}$ | 47,12 |
| Внутренние потери эксергии в компрессоре | $d_{КМ} = e^{вх}_{КМ} - (e_{2'} - e_{1'})$ | 2,77 |
| Эксергетический КПД компрессоре | $\eta^e_{КМ} = \frac{(e^{вх}_{КМ} - d_{КМ})}{e^{вх}_{КМ}}$ | 0,94 |
| **Конденсатор** | | |
| Средняя логарифмическая температура горячего теплоносителя | $T_{ВПИ} = \frac{t_{в1} - t_{в2}}{\ln\left(\frac{t_{в2}+273}{t_{в1}+273}\right)}$ | 322,97 |
| Эксергетическая температура высокопотенциального теплоносителя | $\tau_в = \frac{T_{ВПИ} - (t_0 + 273)}{T_{ВПИ}}$ | 0,06 |
| Потери эксергии в конденсаторе (теоретически) | $e_{КД1} = e_{2'} - e_2$ | 28,66 |
| | $e_{КД2} = q_{КД} \cdot \tau_в$ | 19,35 |
| | $e^{вх}_{КД} = e^{вых}_{КМ} = e^{вх}_{КМ} - d_{КМ}$ | 44,35 |
| Внутренние потери эксергии в конденсаторе | $d_{КД} = e_{КД1} - e_{КД2}$ | 9,31 |
| Эксергетический КПД конденсатора | $\eta^e_{КД} = \frac{(e^{вх}_{КД} - d_{КД})}{e^{вх}_{КД}}$ | 0,79 |
| **Регенеративный теплообменник** | | |
| Потери эксергии в РТО | $e^{вх}_{РТО} = e^{вх}_{КД} - d_{КД} - e_{КД2}$ | 15,69 |
| | $e_{РТО1} = e_2 - e_4$ | 2,98 |
| | $e_{РТО2} = e_{1'} - e_1$ | 0,01 |
| | $d_{РТО} = e_{РТО1} - e_{РТО2}$ | 2,97 |
| Эксергетический КПД РТО | $\eta^e_{РТО} = \frac{(e^{вх}_{РТО} - d_{РТО})}{e^{вх}_{РТО}}$ | 0,81 |
| **Дроссельное устройство** | | |
| Потери эксергии в ДУ | $e^{вх}_{ДУ} = e^{вх}_{РТО} - d_{РТО}$ | 12,72 |
| | $d_{ДУ} = e_4 - e_5$ | 3,03 |
| Эксергетический КПД дроссельного устройства | $\eta^e_{ДУ} = \frac{(e^{вх}_{ДУ} - d_{ДУ})}{e^{вх}_{ДУ}}$ | 0,76 |
| **Испаритель** | | |
| Средняя логарифмическая температура холодного теплоносителя | $\overline{T_{НПИ}} = \frac{t_{н1} - t_{н2}}{\ln\left(\frac{t_{н1}+273}{t_{н2}+273}\right)}$ | 305,49 |
| Эксергетическая температура низкопотенциального теплоносителя | $\tau_н = \frac{T_{НПИ} - (t_0 + 273)}{T_{НПИ}}$ | 0,01 |
| Потери эксергии в испарителе | $e^{вх}_{И} = e^{вх}_{ДУ} - d_{ДУ}$ | 9,69 |
| | $e_{И1} = q_И \cdot \tau_н$ | 2,57 |
| | $e_{И2} = e_5 - e_1$ | 9,69 |
| | $d_И = e_{И2} - e_{И1}$ | 7,12 |
| Эксергетический КПД испарителя | $\eta^e_И = \frac{(e^{вх}_И - d_И)}{e^{вх}_И}$ | 0,26 |
| Суммарные потери эксергии в ПКТН | $\sum_{i=1}^{6} d = d_{ПР} + d_{КМ} + d_{КД} + d_{РТО} + d_{ДУ} + d_И$ | 33,53 |
| Эксергетический КПД $\eta_е$ | $\eta_е = \frac{\sum e_{ВХ} - \sum d_i}{\sum e_{ВХ}} = 1 - \frac{\sum d_i}{\sum e_{ВХ}}$ | 0,40 |
| Экологический коэффициент преобразования (теплотрансформации) | $ECOP = \frac{q_{ТН}}{\sum d_i}$ | 9,33 |
| Индекс эксергетической устойчивости | $ИЭУ = \frac{1}{\eta_е} - 1$ | 1,53 |

### Эксергетический расчет ПКТН (действительный)

| | | |
|---|---|---|
| **Электропривод** | | |
| Удельное количество эксергии, подведенное к установке | $e_{вх} = e_{пр} = W_Д/m$ | 64,46 |
| Электромеханические потери эксергии привода | $d_{пр} = e_{пр} \cdot (1 - \eta_э)$ | 9,67 |
| Эксергетический КПД двигателя | $\eta^e_{пр} = \frac{(e_{вх} - d_{пр})}{e_{вх}}$ | 0,85 |
| **Компрессор** | | |
| Удельная эксергия, подводимая к компрессору | $e^{вх}_{КМ} = e_{вх} - d_{пр}$ | 54,79 |
| Внутренние потери эксергии в компрессоре (теоретически) | $d_{КМ} = e^{вх}_{КМ} - (e_2 - e_{1'})$ | 11,43 |
| Эксергетический КПД компрессоре | $\eta^e_{КМ} = \frac{(e^{вх}_{КМ} - d_{КМ})}{e^{вх}_{КМ}}$ | 0,79 |
| **Конденсатор** | | |
| Средняя логарифмическая температура горячего теплоносителя | $T_{ВПИ} = \frac{t_{в1} - t_{в2}}{\ln\left(\frac{t_{в2}+273}{t_{в1}+273}\right)}$ | 322,97 |
| Эксергетическая температура высокопотенциального теплоносителя | $\tau_в = \frac{T_{ВПИ} - (t_0 + 273)}{T_{ВПИ}}$ | 0,06 |
| Потери эксергии в конденсаторе | $e_{КД1} = e_2 - e_3$ | 27,67 |
| | $e_{КД2} = q_{КД} \cdot \tau_в$ | 19,79 |
| | $e^{вх}_{КД} = e^{вых}_{КМ} = e^{вх}_{КМ} - d_{КМ}$ | 43,36 |
| Внутренние потери эксергии в конденсаторе | $d_{КД} = e_{КД1} - e_{КД2}$ | 7,87 |
| Эксергетический КПД конденсатора | $\eta^e_{КД} = \frac{(e^{вх}_{КД} - d_{КД})}{e^{вх}_{КД}}$ | 0,82 |
| **Регенеративный теплообменник** | | |
| Потери эксергии в РТО | $e^{вх}_{РТО} = e^{вх}_{КД} - d_{КД} - e_{КД2}$ | 15,69 |
| | $e_{РТО1} = e_2 - e_4$ | 2,98 |
| | $e_{РТО2} = e_{1'} - e_1$ | 0,01 |
| | $d_{РТО} = e_{РТО1} - e_{РТО2}$ | 2,97 |
| Эксергетический КПД РТО | $\eta^e_{РТО} = \frac{(e^{вх}_{РТО} - d_{РТО})}{e^{вх}_{РТО}}$ | 0,81 |
| **Дроссельное устройство** | | |
| Потери эксергии в ДУ | $e^{вх}_{ДУ} = e^{вх}_{РТО} - d_{РТО}$ | 12,72 |
| | $d_{ДУ} = e_4 - e_5$ | 3,03 |
| Эксергетический КПД дроссельного устройства | $\eta^e_{ДУ} = \frac{(e^{вх}_{ДУ} - d_{ДУ})}{e^{вх}_{ДУ}}$ | 0,76 |
| **Испаритель** | | |
| Средняя логарифмическая температура холодного теплоносителя | $\overline{T_{НПИ}} = \frac{t_{н1} - t_{н2}}{\ln\left(\frac{t_{н1}+273}{t_{н2}+273}\right)}$ | 305,49 |
| Эксергетическая температура низкопотенциального теплоносителя | $\tau_н = \frac{T_{НПИ} - (t_0 + 273)}{T_{НПИ}}$ | 0,01 |
| Потери эксергии в испарителе | $e^{вх}_{И} = e^{вх}_{ДУ} - d_{ДУ}$ | 9,69 |
| | $e_{И1} = q_И \cdot \tau_н$ | 2,61 |
| | $e_{И2} = e_5 - e_1$ | 9,69 |
| | $d_И = e_{И2} - e_{И1}$ | 7,08 |
| Эксергетический КПД испарителя | $\eta^e_И = \frac{(e^{вх}_И - d_И)}{e^{вх}_И}$ | 0,27 |
| Суммарные потери эксергии в ПКТН | $\sum_{i=1}^{6} d = d_{ПР} + d_{КМ} + d_{КД} + d_{РТО} + d_{ДУ} + d_И$ | 42,06 |
| Эксергетический КПД $\eta_е$ | $\eta_е = \frac{\sum e_{ВХ} - \sum d_i}{\sum e_{ВХ}} = 1 - \frac{\sum d_i}{\sum e_{ВХ}}$ | 0,35 |
| Экологический коэффициент преобразования (теплотрансформации) | $ECOP = \frac{q_{ТН}}{\sum d_i}$ | 7,61 |
| Индекс эксергетической устойчивости | $ИЭУ = \frac{1}{\eta_е} - 1$ | 1,88 |



готовое R600a+20 *

| | A | B | C | D | E | F | G | H | I |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 94 | Определение расхода продуктовой воды (к потребителю) и оборотной воды | | | | | | | | |
| 95 | Удельная массовая теплоемкость воды, кДж/(кгК) | | | | | | | | 4,18 |
| 96 | Плотность продуктовой воды, кг/м$^3$ | | | | | | | | 988,00 |
| 97 | Массовый расход продуктовой воды, кг/с | | | | $m_{в} = \frac{Q_{КД}}{c_{в} \cdot (t_{в2} - t_{в1})}$ | | | | 10,76 |
| 98 | Объемный расход продуктовой воды, м$^3$/с | | | | $V_{в} = \frac{m_{в}}{\rho}$ | | | | 0,01 |
| 99 | Массовый расход оборотной воды, кг/с | | | | $m_{об.в} = \frac{q_{И} \cdot m_{х.а.}}{c_{в} \cdot (t_{н1} - t_{н2})}$ | | | | 18,1615042 |
| 100 | Плотность оборотной воды, кг/м$^3$ | | | | | | | | 995 |
| 101 | Объемный расход оборотной воды, м$^3$/с | | | | $V_{об.в} = \frac{m_{об.в}}{\rho}$ | | | | 0,01825277 |

# R744

Проверочные термодинамические и эксергетические расчеты х. а. R744

| Исходные данные для расчета | | | | Параметры точек цикла | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Тепловая нагрузка, кВт | $Q_{кд}$ | 450 | | № | t, C | p, МПа | h, кДж/кг | S, кДж/кгК | e, кДж/кг |
| Температура кипения хладагента, °С | $t_{и}$ | 20 | | 1 | 20 | 5,7089 | 408,18 | 1,7077 | 215,97 |
| Температура конденсации хладагента, °С | $t_{кд}$ | 60 | | 1' | 30 | 5,7089 | 437,22 | 1,8053 | 215,43 |
| Температура низкопотенциального теплоносителя на входе в тепловой насос, °С | $t_{н1}$ | 35 | | 2' | 106 | 14,6 | 476,31 | 1,8053 | 254,52 |
| Температура низкопотенциального теплоносителя на выходе из теплового насоса, °С | $t_{н2}$ | 30 | | 3 | 45 | 14,6 | 300,21 | 1,2944 | 233,23 |
| Температура высокопотенциального теплоносителя на входе в тепловой насос, °С | $t_{в1}$ | 45 | | 4 | 35 | 14,6 | 272,86 | 1,218 | 229,03 |
| Температура горячей воды после теплового насоса, °С | $t_{в2}$ | 55 | | 5' | 20 | 5,7089 | 272,86 | 1,2458 | 220,60 |
| Температура перегрева пара в промежуточном теплообменнике, °С | $\Delta t_{п}$ | 10 | | 2 | 111 | 14,6 | 482,67 | 1,82 | 256,43 |
| Давление кипения, МПа | $p_{и}$ | 0,3 | | 5 | 20 | 5,7089 | 262 | 1,218 | 218,166 |
| Электромеханический КПД компрессора | $\eta_{эм}$ | 0,75…0,9 | прин. 0,8 | | | | | | |
| КПД электродвигателя | $\eta_{э}$ | 0,75…0,9 | прин. 0,85 | | | | | | |
| Температура окружающей среды, °С | $t_0$ | 30 | | | | | | | |
| Температура окружающей среды, °К | $T_0$ | 303 | | | | | | | |
| Энтальпия х.а. при параметрах окружающей среды, кДж/кг | $h_0$ | 505 | | | | | | | |
| Энтропия х.а. при параметрах окружающей среды, кДж/кгК | $s_0$ | 2,74 | | | | | | | |
| Индикаторный (адиабатный) КПД | $\eta_i$ | 0,86 | | | | | | | |

Термодинамический расчет ПТНУ (теоретический)

| Параметр | Расчетная формула | Полученное значение |
|---|---|---|
| Давление конденсации | $p_{opt} = 4{,}9 + 2.25t_{кд} - 0{,}17t_{и} + +0{,}002t_{кд}^2$ | 14,4 |
| Удельная тепловая нагрузка испарителя, кДж/кг | $q_{и} = h_1 - h_5$, | 135,32 |
| Удельная теоретическая (адиабатная) мощность компрессора – удельная внутренняя работа компрессора, кДж/кг | $l_{сж} = l_{а} = h_{2'} - h_1$, | 39,09 |
| Энтальпия х.а. на выходе из компрессора, кДж/кг | $h_2 = h_1 + \frac{l_{сж}}{\eta_i}$ | 482,67 |
| Удельная внутренняя работа компрессора, кДж/кг | $l_{вн.км} = h_{2'} - h_1$, | 39,09 |
| Удельная работа компрессора с учетом электромеханического КПД, кДж/кг | $l_{км} = \frac{l_{вн.км}}{\eta_{эм}}$ | 48,86 |
| Удельная тепловая нагрузка конденсатора (теоретическая), кДж/кг | $q_{го} = h_{2'} - h_3$ | 176,10 |
| Удельная теплота, затраченная на перегрев паров х.а. в РТО, кДж/кг | $q_{пто} = h_1 - h_1$ | 29,04 |
| Правильность теоретического расчета определяется проверкой теплового | $q_{и} + l_{км} = q_{го}$ | |

Термодинамический расчет ПТНУ (действительный)

| Параметр | Расчетная формула | Полученное значение |
|---|---|---|
| Давление конденсации | $p_{opt} = 4{,}9 + 2.25t_{кд} - 0{,}17t_{и} + +0{,}002t_{кд}^2$ | 14,4 |
| Удельная тепловая нагрузка испарителя, кДж/кг | $q_{и} = h_1 - h_5$ | 146,18 |
| Удельная теоретическая (адиабатная) мощность компрессора – удельная внутренняя работа компрессора, кДж/кг | $l_{сж} = l_{а} = h_2 - h_1$, | 45,45 |
| Энтальпия х.а. на выходе из компрессора, кДж/кг | $h_2 = h_1 + \frac{l_{сж}}{\eta_i}$ | 482,67 |
| Удельная внутренняя работа компрессора, кДж/кг | $l_{вн.км} = h_2 - h_1$, | 45,45 |
| Удельная работа компрессора с учетом электромеханического КПД, кДж/кг | $l_{км} = \frac{l_{вн.км}}{\eta_{эм}}$ | 56,82 |
| Удельная тепловая нагрузка конденсатора (теоретическая), кДж/кг | $q_{го} = h_2 - h_3$ | 182,46 |
| Удельная теплота, затраченная на перегрев паров х.а. в РТО, кДж/кг | $q_{пто} = h_{1'} - h_1$ | 29,04 |
| Правильность теоретического расчета определяется проверкой | $q_{и} + l_{км} = q_{го}$ | |

10 C | 15 C | 20 C | 25 C

| | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 31 | Правильность теоретического расчета определяется проверкой теплового баланса по первому закону термодинамике (теоретическая) | $q_и + l_{сж} = q_{го}$ | 174,41 | Правильность теоретического расчета определяется проверкой теплового баланса по первому закону термодинамике (теоретическая) | $q_и + l_{сж} = q_{го}$ | 191,63 |
| 32 | Количество циркулирующего холодильного агента, кг/с | $m_{х.а.} = \frac{Q_{тн}}{q_{тн}} = \frac{Q_{кд}}{q_{го}}$ | 2,56 | Количество циркулирующего холодильного агента, кг/с | $m_{х.а.} = \frac{Q_{тн}}{q_{тн}} = \frac{Q_{кд}}{q_{го}}$ | 2,47 |
| 33 | Объемная производительность компрессора, м$^3$/с | $V_g = m_{х.а.} \cdot v_1$, | 0,02 | Объемная производительность компрессора, м$^3$/с | $V_g = m_{х.а.} \cdot v_1$, | 0,02 |
| 34 | Теоретическая (адиабатная) мощность компрессора, кВт | $N_a = m_{х.а.} \cdot l_a$ | 99,89 | Теоретическая (адиабатная) мощность компрессора, кВт | $N_a = m_{х.а.} \cdot l_a$ | 112,10 |
| 35 | Электрическая мощность компрессора, кДж/кг (теоретический) | $W_т = N_{эп} = l_{км} \cdot m_{х.а.}$ | 124,86 | Электрическая мощность компрессора, кДж/кг (теоретический) | $W_д = N_{эп} = l_{км} \cdot m_{х.а.}$ | 140,12 |
| 36 | Среднелогарифмический температурный напор низкопотенциального источника | $\overline{\Delta T_и} = \frac{T_{н1} - T_{н2}}{\ln\left(\frac{T_{н1} - T_и}{T_{н2} - T_и}\right)}$ | 12,33 | Среднелогарифмический температурный напор низкопотенциального источника | $\overline{\Delta T_и} = \frac{T_{н1} - T_{н2}}{\ln\left(\frac{T_{н1} - T_и}{T_{н2} - T_и}\right)}$ | 12,33 |
| 37 | Среднелогарифмический температурный напор высокопотенциального источника | $\overline{\Delta T_{го}} = \frac{(T_{го2'} - T_{в2}) - (T_{го3} - T_{в1})}{\ln\left(\frac{T_{го2'} - T_{в2}}{T_{го3} - T_{в1}}\right)}$ | 51,00 | Среднелогарифмический температурный напор высокопотенциального источника | $\overline{\Delta T_{го}} = \frac{(T_{го2} - T_{в2}) - (T_{го3} - T_{в1})}{\ln\left(\frac{T_{го2} - T_{в2}}{T_{го3} - T_{в1}}\right)}$ | 56,00 |
| 38 | Степень повышения давления в компрессоре | $\varepsilon = \frac{p_{кд}}{p_и}$ | 2,52 | Степень повышения давления в компрессоре | $\varepsilon = \frac{p_{кд}}{p_и}$ | 2,52 |
| 39 | Теоретический коэффициент преобразования теплоты | $COP_{теор} = \frac{q_{кд}}{l_{сж}} = \frac{Q_{кд}}{N_a}$ | 4,50 | Действительный коэффициент преобразования теплоты | $COP_{дейст} = COP_{теор} \cdot \eta_{эм} \cdot \eta_i$ | 3,10 |
| 40 | | $\mu = \frac{q_{кд}}{l_{сж}} = \frac{q_{тн}}{l_{сж}}$ | | | | |
| 41 | Коэффициент преобразования обратного идеального цикла Карно | $COP_{ЛОРЕНЦ} = \frac{\overline{\Delta T_{го}}}{\overline{\Delta T_{го}} - \overline{\Delta T_и}}$ | 8,38 | Коэффициент преобразования обратного идеального цикла | $COP_{ЛОРЕНЦ} = \frac{\overline{\Delta T_{го}}}{\overline{\Delta T_{го}} - \overline{\Delta T_и}}$ | 7,53 |
| 42 | Теоретическая степень термодинамического совершенства | $\gamma_{теор} = \frac{COP_{теор}}{COP_{ЛОРЕНЦ}}$ | 0,54 | Теоретическая степень термодинамического | $\gamma_{дейст} = \frac{COP_{дейст}}{COP_{ЛОРЕНЦ}}$ | 0,41 |

10 С | 15 С | **20 С** | 25 С

**Эксергетический расчет ПКТН (теоретический)**

| | | | |
|---|---|---|---|
| | **Электропривод** | | |
| 47 | Удельное количество эксергии, подведенное к установке | $e_{вх} = e_{пр} = W_т/m$ | 48,86 |
| 48 | Электромеханические потери эксергии привода | $d_{пр} = e_{пр} \cdot (1 - \eta_э)$ | 7,33 |
| 49 | Эксергетический КПД двигателя | $\eta^e_{пр} = \frac{(e_{вх} - d_{пр})}{e_{вх}}$ | 0,85 |
| | **Компрессор** | | |
| 51 | Удельная эксергия, подводимая к компрессору | $e^{вх}_{КМ} = e_{вх} - d_{пр}$ | 41,53 |
| 52 | Внутренние потери эксергии в компрессоре | $d_{КМ} = e^{вх}_{КМ} - (e_{2'} - e_{1'})$ | 2,44 |
| 53 | Эксергетический КПД компрессоре | $\eta^e_{КМ} = \frac{(e^{вх}_{КМ} - d_{КМ})}{e^{вх}_{КМ}}$ | 0,94 |
| 54 | **Конденсатор** | | |
| 55 | Средняя логарифмическая температура горячего теплоносителя | $T_{ВПИ} = \frac{t_{в2} - t_{в1}}{\ln\left(\frac{t_{в2} + 273}{t_{в1} + 273}\right)}$ | 322,97 |
| 56 | Эксергетическая температура высокопотенциального теплоносителя | $\tau_в = \frac{T_{ВПИ} - (t_0 + 273)}{T_{ВПИ}}$ | 0,06 |
| 57 | Потери эксергии в конденсаторе (теоретически) | $e_{КД1} = e_{2'} - e_э$ | 21,30 |
| 58 | | $e_{КД2} = q_{го} \cdot \tau_в$ | 10,89 |
| 59 | | $e^{вх}_{КД} = e^{вых}_{КМ} = e^{вх}_{КМ} - d_{КМ}$ | 39,09 |
| 60 | Внутренние потери эксергии в конденсаторе | $d_{КД} = e_{КД1} - e_{КД2}$ | 10,41 |

**Эксергетический расчет ПКТН (действительный)**

| | | | |
|---|---|---|---|
| | **Электропривод** | | |
| 47 | Удельное количество эксергии, подведенное к установке | $e_{вх} = e_{пр} = W_д/m$ | 56,82 |
| 48 | Электромеханические потери эксергии привода | $d_{пр} = e_{пр} \cdot (1 - \eta_э)$ | 8,52 |
| 49 | Эксергетический КПД двигателя | $\eta^e_{пр} = \frac{(e_{вх} - d_{пр})}{e_{вх}}$ | 0,85 |
| | **Компрессор** | | |
| 51 | Удельная эксергия, подводимая к компрессору | $e^{вх}_{КМ} = e_{вх} - d_{пр}$ | 48,29 |
| 52 | Внутренние потери эксергии в компрессоре (теоретически) | $d_{КМ} = e^{вх}_{КМ} - (e_2 - e_{1'})$ | 7,29 |
| 53 | Эксергетический КПД компрессоре | $\eta^e_{КМ} = \frac{(e^{вх}_{КМ} - d_{КМ})}{e^{вх}_{КМ}}$ | 0,85 |
| 54 | **Конденсатор** | | |
| 55 | Средняя логарифмическая температура горячего теплоносителя | $T_{ВПИ} = \frac{t_{в2} - t_{в1}}{\ln\left(\frac{t_{в2} + 273}{t_{в1} + 273}\right)}$ | 322,97 |
| 56 | Эксергетическая температура высокопотенциального теплоносителя | $\tau_в = \frac{T_{ВПИ} - (t_0 + 273)}{T_{ВПИ}}$ | 0,06 |
| 57 | Потери эксергии в конденсаторе | $e_{КД1} = e_2 - e_э$ | 23,21 |
| 58 | | $e_{КД2} = q_{го} \cdot \tau_в$ | 11,28 |
| 59 | | $e^{вх}_{КД} = e^{вых}_{КМ} = e^{вх}_{КМ} - d_{КМ}$ | 41,00 |
| 60 | Внутренние потери эксергии в конденсаторе | $d_{КД} = e_{КД1} - e_{КД2}$ | 11,92 |

10 С | 15 С | **20 С** | 25 С

| | | | | | | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 60 | Внутренние потери эксергии в конденсаторе | | | $d_{КД} = e_{КД1} - e_{КД2}$ | | | 10,41 | | Внутренние потери эксергии в конденсаторе | | | $d_{КД} = e_{КД1} - e_{КД2}$ | | | 11,92 |
| 61 | Эксергетический КПД конденсатора | | | $\eta^{e}_{КД} = \frac{(e^{ВХ}_{КД} - d_{КД})}{e^{ВХ}_{КД}}$ | | | 0,73 | | Эксергетический КПД конденсатора | | | $\eta^{e}_{КД} = \frac{(e^{ВХ}_{КД} - d_{КД})}{e^{ВХ}_{КД}}$ | | | 0,71 |
| 62 | Регенеративный теплообменник | | | | | | | | Регенеративный теплообменник | | | | | | |
| 63 | Потери эксергии в РТО | | | $e^{ВХ}_{РТО} = e^{ВХ}_{КД} - d_{КД} - e_{КД2}$ | | | 17,79 | | Потери эксергии в РТО | | | $e^{ВХ}_{РТО} = e^{ВХ}_{КД} - d_{КД} - e_{КД2}$ | | | 17,79 |
| 64 | | | | $e_{РТО1} = e_3 - e_4$ | | | 4,20 | | | | | $e_{РТО1} = e_3 - e_4$ | | | 4,20 |
| 65 | | | | $e_{РТО2} = e_{1'} - e_1$ | | | -0,53 | | | | | $e_{РТО2} = e_{1'} - e_1$ | | | -0,53 |
| 66 | | | | $d_{РТО} = e_{РТО1} - e_{РТО2}$ | | | 4,73 | | | | | $d_{РТО} = e_{РТО1} - e_{РТО2}$ | | | 4,73 |
| 67 | Эксергетический КПД РТО | | | $\eta^{e}_{РТО} = \frac{(e^{ВХ}_{РТО} - d_{РТО})}{e^{ВХ}_{РТО}}$ | | | 0,73 | | Эксергетический КПД РТО | | | $\eta^{e}_{РТО} = \frac{(e^{ВХ}_{РТО} - d_{РТО})}{e^{ВХ}_{РТО}}$ | | | 0,73 |
| 68 | Дроссельное устройство | | | | | | | | Дроссельное устройство | | | | | | |
| 69 | Потери эксергии в ДУ | | | $e^{ВХ}_{ДУ} = e^{ВХ}_{РТО} - d_{РТО}$ | | | 13,06 | | Потери эксергии в ДУ | | | $e^{ВХ}_{ДУ} = e^{ВХ}_{РТО} - d_{РТО}$ | | | 13,06 |
| 70 | | | | $d_{ДУ} = e_4 - e_{5'}$ | | | 8,42 | | | | | $d_{ДУ} = e_4 - e_5$ | | | 10,86 |
| 71 | Эксергетический КПД дроссельного устройства | | | $\eta^{e}_{ДУ} = \frac{(e^{ВХ}_{ДУ} - d_{ДУ})}{e^{ВХ}_{ДУ}}$ | | | 0,35 | | Эксергетический КПД дроссельного устройства | | | $\eta^{e}_{ДУ} = \frac{(e^{ВХ}_{ДУ} - d_{ДУ})}{e^{ВХ}_{ДУ}}$ | | | 0,17 |
| 72 | Испаритель | | | | | | | | Испаритель | | | | | | |
| 73 | Средняя логарифмическая температура холодного теплоносителя | | | $\overline{T_{НПИ}} = \frac{\tau_{н1} - \tau_{н2}}{\ln\left(\frac{\tau_{н1} + 273}{\tau_{н2} + 273}\right)}$ | | | 305,49 | | Средняя логарифмическая температура холодного теплоносителя | | | $\overline{T_{НПИ}} = \frac{\tau_{н1} - \tau_{н2}}{\ln\left(\frac{\tau_{н1} + 273}{\tau_{н2} + 273}\right)}$ | | | 305,49 |
| 74 | Эксергетическая температура низкопотенциального теплоносителя | | | $\tau_н = \frac{T_{НПИ} - (t_0 + 273)}{T_{НПИ}}$ | | | 0,01 | | Эксергетическая температура низкопотенциального теплоносителя | | | $\tau_н = \frac{T_{НПИ} - (t_0 + 273)}{T_{НПИ}}$ | | | 0,01 |
| 75 | Потери эксергии в испарителе | | | $e^{ВХ}_{И} = e^{ВХ}_{ДУ} - d_{ДУ}$ | | | 4,64 | | Потери эксергии в испарителе | | | $e^{ВХ}_{И} = e^{ВХ}_{ДУ} - d_{ДУ}$ | | | 2,20 |
| 76 | | | | $e_{И1} = q_И \cdot \tau_н$ | | | 1,10 | | | | | $e_{И1} = q_И \cdot \tau_н$ | | | 1,19 |
| 77 | | | | $e_{И2} = e_1 - e_{5'}$ | | | -4,64 | | | | | $e_{И2} = e_1 - e_5$ | | | -2,20 |
| 78 | | | | $d_И = e_{И2} - e_{И1}$ | | | -5,74 | | | | | $d_И = e_{И2} - e_{И1}$ | | | -3,39 |
| 79 | Эксергетический КПД испарителя | | | $\eta^{e}_{И} = \frac{(e^{ВХ}_{И} - d_И)}{e^{ВХ}_{И}}$ | | | 0,24 | | Эксергетический КПД испарителя | | | $\eta^{e}_{И} = \frac{(e^{ВХ}_{И} - d_И)}{e^{ВХ}_{И}}$ | | | 0,54 |
| 80 | Суммарные потери эксергии в ПКТН | | | $\sum_{i=1}^{6} d = d_{ПР} + d_{КМ} + d_{КД} + d_{РТО} + d_{ДУ} + d_И$ | | | 27,60 | | Суммарные потери эксергии в ПКТН | | | $\sum_{i=1}^{6} d = d_{ПР} + d_{КМ} + d_{КД} + d_{РТО} + d_{ДУ} + d_И$ | | | 39,94 |
| 81 | Эксергетический КПД $\eta_e$ | | | $\eta_e = \frac{\sum e_{ВХ} - \sum d_i}{\sum e_{ВХ}} = 1 - \frac{\sum d_i}{\sum e_{ВХ}}$ | | | 0,44 | | Эксергетический КПД $\eta_e$ | | | $\eta_e = \frac{\sum e_{ВХ} - \sum d_i}{\sum e_{ВХ}} = 1 - \frac{\sum d_i}{\sum e_{ВХ}}$ | | | 0,30 |
| 82 | Индекс устойчивости | | | $SI = \frac{1}{(1 - \eta_e)}$ | | | 1,77 | | Индекс устойчивости | | | $SI = \frac{1}{(1 - \eta_e)}$ | | | 1,42 |
| 83 | Экологический коэффициент преобразования (теплотрансформации) | | | $ECOP = \frac{q_{ТН}}{\sum d_i}$ | | | 6,38 | | Экологический коэффициент преобразования (теплотрансформации) | | | $ECOP = \frac{q_{ТН}}{\sum d_i}$ | | | 4,57 |
| 84 | Индекс эксергетической устойчивости | | | ИЭУ $= \frac{1}{\eta_e} - 1$ | | | 1,30 | | Индекс эксергетической устойчивости | | | ИЭУ $= \frac{1}{\eta_e} - 1$ | | | 2,37 |
| 85 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 86 | | | | | | | | | | | | | | | |

# ПРИЛОЖЕНИЕ Г

## Расчеты по выбору хладагента методом многокритериальной оптимизации

| **хладагент / параметр** | **K** | **R744** | **R600a** | **R1234ze** | **R1336mzz** | ***D*max** | ***D*min** | **ΔD** | **R744** | **R 600a** | **R1234ze** | **R1336mzz** |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| теплопроизводи-тельность ТН, $q_{ТН}$, кДж/кг | K1 | 182,46 | 320,03 | 148,87 | 132,00 | 320,03 | 132,00 | **188,03** | **0,73** | **0,00** | **0,91** | **1,00** |
| эксергетический КПД ηе, б/р | K2 | 0,30 | 0,35 | 0,34 | 0,26 | 0,35 | 0,26 | **0,09** | **0,56** | **0,00** | **0,11** | **1,00** |
| действительная степень т/д совершенства, б/р | K3 | 0,41 | 0,58 | 0,57 | 0,44 | 0,58 | 0,41 | **0,17** | **1,00** | **0,00** | **0,06** | **0,82** |
| действительный коэффициент преобразования теплоты, μ, б/р | K4 | 3,10 | 4,85 | 4,72 | 3,68 | 4,85 | 3,10 | **1,75** | **1,00** | **0,00** | **0,07** | **0,67** |
| коэфициент глобального потепления, *GWP*, б/р | K5 | 1,00 | 3,00 | 7,00 | 18,00 | 18,00 | 1,00 | **17,00** | **0,00** | **0,12** | **0,35** | **1,00** |
| *TEWI*, кг CO2экв | K6 | 10,43 | 8,58 | 16,33 | 36,33 | 36,33 | 8,58 | **27,75** | **0,07** | **0,00** | **0,28** | **1,00** |
| *LCCP*, кг CO2экв | K7 | 11,08 | 8,64 | 16,58 | 36,52 | 36,52 | 8,64 | **27,88** | **0,09** | **0,00** | **0,28** | **1,00** |
| индекс воспламеняемости | K8 | 0,00 | 1,00 | 0,50 | 0,00 | 1,00 | 0,00 | **1,00** | **0,00** | **1,00** | **0,50** | **0,00** |
| стоимость 1кг х.а., руб. | K9 | 458,30 | 508,00 | 5472,00 | 4366,00 | 5472,00 | 458,30 | **5013,70** | **0,00** | **0,01** | **1,00** | **0,78** |
| | | | | | | | | ***D*х.а.абс** | **3,44** | **1,12** | **2,57** | **6,49** |

# ПРИЛОЖЕНИЕ Д

## Акты внедрения результатов диссертационной работы

Д.1. Акт внедрения научно-исследовательской работы на ООО ФИРМА «КОЛБИКО»

Д.2. Акт об использовании результатов диссертационной работы на ООО «Донецкий комбинат замороженных продуктов»

Д.3. Акт об использовании результатов диссертационного исследования в научно-исследовательских работах НОЦ ГДИ-209

Д.4. Справка о внедрении результатов диссертационного исследования в учебный процесс

**СОГЛАСОВАНО**
Проректор
ДОННУЭТ

_____ Е.М. Азарян
“ ____ ” _____ 2020 г.
М.П.

**УТВЕРЖДЕНО**
Генеральный директор ООО ФИРМА «КОЛБИКО»
_____ Ж.А. Гринько
“ ____ ” _____ 2020 г.
М.П.

# АКТ ВНЕДРЕНИЯ
## результатов научно-исследовательских, опытно-конструкторских и технологических работ в высших учебных заведениях

Заказчик ООО ФИРМА «КОЛБИКО»
генеральный директор А.В. Гринько
Ф.И.О. руководителя организации — наименование организации

настоящим актом подтверждается, что результаты работы Разработка рекомендаций по оптимизации теплового потенциала систем оборотного водоснабжения предприятий пищевых производств и подбор теплонасосных систем для его практического использования

выполненной **ГОСУДАРСТВЕННАЯ ОРГАНИЗАЦИЯ ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ «ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭКОНОМИКИ И ТОРГОВЛИ ИМЕНИ МИХАИЛА ТУГАН-БАРАНОВСКОГО»**

стоимость выполняемой **17 000 руб.**

**01.02.2020 – 30.06.2020**
сроки выполнении

внедрены **ООО ФИРМА «КОЛБИКО»**

1. Вид внедренных результатов **Рекомендации по оптимизации теплового потенциала систем оборотного водоснабжения предприятий пищевых производств и подбор теплонасосных систем для его практического использования**

2. Характеристика масштаба внедрения **Единичное внедрение**
уникальное, единичное, партии, массовое, серийное

3. Форма внедрения
Методика (метод) методики

**4. Новизна результатов научно-исследовательских работ** Качественно новые
Обоснование стратегии развития предприятия и формирование механизмов повышения конкурентоспособности его деятельности
пионерские, принципиально новое, качественно новые, модификации

**4.1.Показатели результативности, преимущество над аналогами**
Системный анализ теплового потенциала системы оборотного водоснабжения предприятия и существующих системных решений утилизации бросовой теплоты. Математические модели термодинамической эффективности оборотного водоснабжения дополненных теплонасосной установкой. Оценка энергетической и эксергетической эффективности теплонасосных систем, интегрированных в систему оборотного водоснабжения предприятия.
модернизации старых разработок

5. Опытно-промышленная проверка
указать номер и дату актов испытания,

6. Внедрены:
- в промышленное производство — наименование предприятия, период
- в проектные работы — участок, цех, процесс

7. Годовой экономический эффект
- ожидаемый тыс.руб.
от внедрения в проект тыс.руб.
%, цифрами и прописью

8. Удельная экономическая эффективность внедренных результатов тыс.руб.

9. Объем внедрения
что составляет % от объема внедрения, положенного в основу расчета гарантированного экономического эффекта, рассчитанного по окончании НИР

(Эгар.= тыс. руб.)

**10.Социальный и научно-технический эффект** Социальный, сокращение затрат производства.

Повышение эффективности теплового потенциала систем оборотного водоснабжения предприятий пищевых производств и теплонасосных систем для его практического использования

От ДОННУЭТ

Нач. НИЧ _____ Н.Ю. Возиянова

Руководитель НИР _____ В.В. Карнаух

От предприятия

Нач. планового отдела _____

Гл. бухгалтер _____

**ООО "Донецкий комбинат замороженных продуктов"**

**86126 г. Макеевка-26,**
**пер. Автобусный, 1**
***E-Mail* :office.dkzp@gmail.com**
**Тел . 7-92-01**

# АКТ ОБ ИСПОЛЬЗОВАНИИ

результатов исследований диссертационной работы Карнаух В.В. на тему «Развитие научных основ совершенствования процессов охлаждения оборотной воды и использования ее теплоты на предприятиях пищевых производств», представленной на соискание ученой степени доктора технических наук
по специальности 05.14.04 – Промышленная теплоэнергетика

Комиссия в составе: председатель Гороховатский Е.В. (директор по производству), Мардирос М. К. (главный инженер), составили настоящий акт о том, что изложенные в диссертационной работе Карнаух Виктории Викторовны ««Развитие научных основ совершенствования процессов охлаждения оборотной воды и использования ее теплоты на предприятиях пищевых производств» теоретические положения, рекомендации по повышению эффективности водоохлаждающих установок компрессорного цеха и рациональной утилизации теплового потенциала оборотной воды использованы при разработке проектной документации при модернизации систем холодоснабжения и комфортно-технологического кондиционирования цеха по производству замороженных полуфабрикатов.
Акт выдан без финансовых обязательств предприятия перед автором.

Председатель комисси Е.В. Гороховатский

Член комиссии:

УТВЕРЖДАЮ
Первый проректор – проректор по научно-исследовательской работе
_____ / Прокофьев А.Б.
«31» 10 2022 г

АКТ
об использовании результатов диссертационного исследования
в научно-исследовательских работах НОЦ ГДИ-209 «Исследование процессов преобразования низкопотенциальной энергии криопродукта в различных энергетических системах и установках» в рамках исполнения государственного задания в сфере научной деятельности (код проекта FSSS-2020-2019)

Актуальные разработки и положения диссертационной работы Карнаух Виктории Викторовны на тему «Развитие научных основ совершенствования процессов охлаждения оборотной воды и использования ее теплоты на предприятиях пищевых производств», выполненной на кафедре холодильной и торговой техники имени Осокина В.В. ГО ВПО «Донецкий национальный университет экономики и торговли имени Михаила Туган-Барановского», использованы в научно-исследовательской работе НОЦ ГДИ-209 «Исследование процессов преобразования низкопотенциальной энергии криопродукта в различных энергетических системах и установках» в рамках исполнения государственного задания в сфере научной деятельности (код проекта FSSS-2020-2019).

Предложенный научно-методологический подход расчета и прогнозирования работы парокомпрессионных теплонасосных установок по утилизации низкопотенциальной техногенной теплоты оборотной воды, дополненный современными эколого-энергетическими показателями, использован для исследования низкотемпературных парокомпрессионных систем независимо от рода рабочей смеси и схемно-цикловых решений.

Предложенная методика подбора хладагента, основанная на методе многокритериальной оптимизации, является удобным инструментом при комплексной оценке работы систем кондиционирования и теплотрансформационных парокомпрессионных систем.

Начальник НИЧ,
к.т.н., доцент
_____ А. М. Гареев
«31» 10 2022 г.

Директор НОЦ ГДИ,
к.т.н., доцент
_____ М.Ю. Анисимов
«31» 10 2022 г.

Начальник отдела сопровождения научных исследований,
к.т.н., доцент
_____ Л. В. Родионов
«28» 10 2022 г.

Соискатель учёной степени
_____ В.В Карнаух.
«24» 10 2022 г.

**Министерство образования и науки**
**ДОНЕЦКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ**

**Государственная организация высшего профессионального образования**
**«Донецкий национальный университет экономики и торговли**
**имени Михаила Туган-Барановского»**

ул. Щорса, 31, г. Донецк, 283050 Тел.:342-90-40 Факс: (062) 304-83-16 Эл. почта:info@donnuet.ru

17.11.2022 № 02.01/1846

на № _____ от _____

# СПРАВКА

о внедрении результатов исследований диссертационной работы Карнаух В.В. на тему «Развитие научных основ совершенствования процессов охлаждения оборотной воды и использования ее теплоты на предприятиях пищевых производств», представленной на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.14.04 – Промышленная теплоэнергетика

Результаты исследований, которые представлены в диссертационной работе Карнаух В.В. «Развитие научных основ совершенствования процессов охлаждения оборотной воды и использования ее теплоты на предприятиях пищевых производств», используются в лекционном материале дисциплины «Теплоиспользующие тепловые машины и тепловые насосы» образовательной программы бакалавриата по направлению подготовки 13.03.03 Энергетическое машиностроение и дисциплин: «Специальные главы термодинамики низкопотенциальной теплоты», «Машины и системы низкопотенциальной энергетики» образовательной программы магистратуры по направлению подготовки 13.04.03 Энергетическое машиностроение.

Первый проректор
д-р.экон.наук, профессор Л.А. Омельянович