

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ

ОДЕССАКАЯ НАЦИОНАЛЬНАЯ АКАДЕМИЯ ПИЩЕВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

На правах рукописи

ПОЛУНИН ЮРИЙ НИКОЛАЕВИЧ

УДК 697.4; 536.7

**ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОЕ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ НА ОСНОВЕ
КОНТАКТНО-РЕКУПЕРАТИВНОЙ ТЕРМОТРАНСФОРМАЦИИ
ЭНЕРГИИ ОТРАБОТАННЫХ ГАЗОВ ВРАЩАЮЩИХСЯ ПЕЧЕЙ**

Специальность 05.14.06 – Техническая теплофизика и промышленная
теплоэнергетика

Диссертация

На соискание ученой степени кандидата технических наук

*Заявитель за змістом
і іншими приписками
дисертації*

*Вчений секретар
спеціалізованої
вченої ради №41.033.03
В.Г. Мілованов*

Научный руководитель
Петраш Виталий Демьянович
д.т.н., проф.



Одеса - 2017

СОДЕРЖАНИЕ

Перечень условных обозначений и сокращений	8
ВВЕДЕНИЕ	9
РАЗДЕЛ 1 АНАЛИЗ СОВРЕМЕННОГО СОСТОЯНИЯ ПРОБЛЕМЫ ОТБОРА ТЕПЛОТЫ ИЗ ОТХОДЯЩИХ ГАЗОВ ДЛЯ ПРОМЫШЛЕННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ	15
1.1. Анализ температурного уровня и пылегазового состава отработанных газов.....	15
1.1.1 Теплотехнология производства цемента.....	15
1.1.2 Теплотехнология производства керамзита.....	17
1.1.3 Теплотехнология производства других строительных материалов.....	17
1.1.4 Перспективные направления совершенствования теплотехнологических процессов производства строительных материалов.....	19
1.2. Анализ энергетической эффективности и потерь тепла с отработанными газами в технологии производства строительных материалов во вращающихся печах.....	21
1.3. Анализ традиционных систем отбора, преобразования и утилизации теплоты охлаждения отработанных газов.....	22
1.3.1 Рекуперативный отбор теплоты.....	22
1.3.2 Контактный отбор теплоты.....	29
1.3.3 Контактно-рекуперативный отбор теплоты, комбинированные системы.....	35
1.3.4 Ступенчатый отбор теплоты.....	40
1.4. Анализ систем отбора теплоты на основе парокompрессионной технологии термотрансформации энергетических потоков.....	43
1.4.1. Условия и эффективность процессов трансформации энергетических потоков при отборе теплоты из охлажденных газов.....	43
1.4.2 Применение теплонасосных систем в производстве строительных материалов.....	50
1.4.3. Системы теплоснабжения на основе парокompрессионной трансформации теплоты охлаждения отработанных газов.....	53

1.4.4. Применение тепловых насосов в технологии производства строительных материалов во вращающихся печах.....	64
1.5. Выводы, цель и задачи исследования.....	65
РАЗДЕЛ 2 КОНЦЕПТУАЛЬНЫЙ ПОДХОД И ОБЩАЯ МЕТОДИКА РЕШЕНИЯ ПОСТАВЛЕННОЙ ЗАДАЧИ.....	69
2.1 Сравнение энергетических балансов в теплогенерирующих установках и во вращающихся обжиговых печах.....	69
2.1.1 Тепловой баланс в теплогенерирующих установках.....	69
2.1.2 Тепловой баланс во вращающихся печах производства строительных материалов.....	70
2.2. Эффективность систем контактно-рекуперативного отбора теплоты с термотрансформацией тепловых потоков из отработанных газов вращающихся печей.....	73
2.2.1 Баланс тепловых потоков в процессе контактно-рекуперативного отбора с трансформацией энергетических потоков.....	74
2.2.2 Статьи расхода тепловой энергии.....	74
2.2.3 Статьи поступления тепловой энергии.....	75
2.3. Материальный баланс термотрансформаторной системы отбора теплоты отработанных газов вращающихся печей.....	75
2.3.1 Статьи расхода воды для системы теплоснабжения.....	75
2.3.2 Статьи поступления воды в систему.....	77
2.4 Исходная структура отбора теплоты из отработанных газов.....	77
2.5 Оценка энергетической эффективности исходной системы отбора и утилизации теплоты из отработанных газов вращающихся печей производства строительных материалов.....	79
2.6. Совершенствование теплотехнологических процессов во вращающихся печах строительно-технологической направленности.....	80
2.7. Выводы.....	85

РАЗДЕЛ 3 ОТБОР И ТРАНСФОРМАЦИЯ ЭНЕРГИИ ОТРАБОТАННЫХ ГАЗОВ ВРАЩАЮЩИХСЯ ПЕЧЕЙ ДЛЯ ПРОМЫШЛЕННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ	88
3.1 Концептуальная основа высокоэффективного отбора и трансформации теплоты отработанных газов.....	87
3.2 Разработка базовой системы отбора и трансформации теплоты охлаждения газов для промышленного теплоснабжения.....	89
3.2.1 Условие высокоэффективного процесса охлаждения низкотемпературных газов в оросительной камере.....	93
3.3 Математическое описание процессов и определение энергетического потенциала поэтапного и общего охлаждения газа в системе.....	96
3.4 Распределение воды и её температурный потенциал в контактно-рекуперативном процессе с термотрансформацией энергетических потоков....	98
3.4.1 Закономерность распределения нагреваемой воды в системе при взаимодействии ее с низкотемпературным газом.....	98
3.4.2 Особенности отбора теплоты в контактно-рекуперативной системе с термотрансформацией энергетических потоков.....	99
3.5 Теплоэнергетический потенциал греющей и нагреваемой среды в характерных режимах работы системы.....	105
3.5.1 Температура греющей и нагреваемой среды.....	105
3.5.2 Условия высокоэффективного отбора и трансформации теплоты в системе.....	106
3.5.3 Определение теплового потока для нагрева воды в конденсаторе термотрансформаторного контура.....	109
3.6 Энергия охлаждения воды в испарителе термотрансформаторного контура и газа после контактной камеры.....	112
3.6.1 Температурный потенциал теплоносителя для горячего водоснабжения.....	112
3.6.2 Энергия охлаждения воды в испарителе и газа после контактной камеры.....	115

3.7 Оценка общей энергетической эффективности преобразования отбираемой теплоты из отработанных газов.....	118
3.8 Определение рациональных режимов энергоэффективного отбора и условий потребления утилизируемой теплоты.....	120
3.8.1 Рациональное соотношение расходов теплообменивающихся сред для технологического и коммунально-бытового назначения.....	120
3.8.2 Влияние соотношения расчётных параметров систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения.....	123
3.8.3. Влияние режима предварительного охлаждения газа.....	125
3.8.4. Влияние интенсивности теплообменного процесса в контактно-оросительной камере и конечной температуры охлаждения газов.....	127
3.8.5 Рациональное соотношение расходов нагреваемой среды для технологического и коммунально-бытового назначения.....	128
3.9. Выводы.....	130
РАЗДЕЛ 4 СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ БАЗОВОЙ СИСТЕМЫ НА ОСНОВЕ ВЫЯВЛЕННОЙ РАЦИОНАЛЬНОЙ ВЗАИМОСВЯЗИ КОНТАКТНО-РЕКУПЕРАТИВНОГО И ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРНОГО ПРОЦЕССОВ.....	134
4.1 Исходные условия повышения эффективности работы системы.....	134
4.2. Усовершенствование базовой структуры системы.....	135
4.3 Аналитическое исследование взаимосвязи исходных условий и режимных параметров.....	140
4.3.1. Определение теплоэнергетического потенциала при поэтапном и общем охлаждении газа в системе.....	140
4.4. Закономерность распределения нагреваемой воды в системе при взаимодействии ее с низкотемпературным газом.....	142
4.5. Температура греющей и нагреваемой среды.....	143
4.5.1. Условия высокоэффективного отбора и трансформации теплоты в системе.....	144

4.5.2. Определение теплового потока нагрева воды в конденсаторе термотрансформаторного контура.....	148
4.6. Энергия охлаждения воды в испарителе термотрансформаторного контура и газа после контактной камеры.....	150
4.6.1. Температурный потенциал теплоносителя для горячего водоснабжения.....	150
4.6.2. Энергия охлаждения воды в испарителе и газа после контактной камеры.....	153
4.7. Определение энергетической эффективности преобразования отбираемой теплоты из отработанных газов.....	155
4.8. Определение рациональных режимов энергоэффективного отбора и условий потребления теплоты.....	158
4.8.1. Влияние соотношения расходов отработанных газов и поступающей воды в контактную камеру на коэффициент преобразования.....	158
4.8.2. Влияние соотношения расчетных параметров систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения.....	159
4.8.3. Влияние степени предварительного охлаждения газа.....	160
4.9. Выводы.....	162
РАЗДЕЛ 5 ОПЫТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ, ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКАЯ И ЭКОЛОГИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ.....	164
5.1 Опытно-экспериментальное исследование рациональных режимов трансформации энергетических потоков.....	164
5.1.1 Задание и условия экспериментального исследования.....	164
5.1.2 Описание опытно-экспериментальной установки.....	166
5.1.3. Методика проведения эксперимента.....	169
5.1.4. Обработка и анализ результатов опытно-экспериментального исследования.....	171
5.1.5. Согласование адекватных результатов аналитического и экспериментального исследования.....	172

5.2. Техничко-экономическая эффективность утилизации термо- трансформированной энергии отработанных газов.....	176
5.2.1. Определение располагаемой теплоты и экономии топлива в процессе утилизации энергии отработанных газов.....	176
5.2.2. Определение энергии теплонасосной составляющей в общем потоке утилизируемой теплоты отработанных газов.....	179
5.3. Определение экологической эффективности предложенной системы.....	184
5.4. Выводы.....	187
ОБЩИЕ ВЫВОДЫ.....	189
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	192
Приложения.....	202
Приложение А.....	203
Таблица А.1.....	203
Таблица А.2.....	204

Перечень основных условных обозначений и сокращений

$G_{хв}$ – расход холодной воды, подаваемой из системы холодного водопровода, кг/ч;

$G_{гв}$ – расход воды в системе горячего водопровода, кг/ч;

$G_{техн}$ – расход воды, требуемый на технологические нужды, кг/ч;

$G_{п}$ – расход воды в поддоне контактной камеры, кг/ч;

$G_{г}$ – расход отработанного газа, кг/ч;

$G_{м}$ – количество материала, поступающее в систему, кг/ч;

$G_{конд}$ – количество воды, поступающее в систему в процессе конденсации в контактных камерах, кг/ч;

$Q_{г}$ – тепловой поток отработанного газа, поступающего из печи, Вт;

$Q_{тех}$ – тепловой поток, обеспечивающий технологическое потребление, Вт;

$Q_{г.в.}$ – тепловой поток системы горячего водоснабжения, Вт;

$Q_{о}$ – тепловой поток системы отопления, Вт;

W – привносимая часть теплоты от теплонасосного контура, Вт;

$\overline{\Delta t}_{по}$ – относительное снижение температуры газа в теплообменнике предварительного охлаждения;

m – коэффициент, отражающий степень приближения температуры нагреваемой воды к предельной температуре возможного насыщения газа водяными парами;

μ – степень догрева газа в теплообменнике δ

Θ – соотношение расходов воды на обеспечение технологических процессов и отопительно-вентиляционные нужды;

β – соотношение расходов воды на отопительно-вентиляционные нужды и горячее водоснабжение;

a – соотношение расходов греющей и нагреваемой среды.

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. Основным недостатком вращающихся печей в процессе производства цемента и керамзита является крайне низкая эффективность использования энергии первичного топлива (до 45%), при этом потери теплоты с отработанными газами составляют 30...35 %, а топливная составляющая в стоимости конечной продукции достигает 60%. Отработанные газы, содержащие наибольший резерв вторичных энергоресурсов в теплотехнологическом процессе производства различных строительных материалов, отличаются сравнительно низкой температурой (до 50÷150 °С) с характерной пылегазовой компонентой и большими расходами. Они обладают мощным теплоэнергетическим потенциалом, который в настоящее время практически не используется для промышленного теплотехнологического и коммунально-бытового теплоснабжения.

Перспективным представляется направление применения теплонасосных технологий для энергосбережения в процессах производства строительных материалов во вращающихся печах с утилизацией теплоты низкотемпературных отработанных газов. Логично, что теплота термотрансформаторной компоненты в общем энергетическом потоке в системах энергосбережения на этой основе должна быть минимальной.

Поэтому тема диссертационной работы, в которой разрабатываются новые научно-технические принципы повышения эффективности использования энергии первичного топлива в процессе преобразования и потребления утилизируемой теплоты отработанных газов вращающихся печей для технологического и коммунально-бытового теплоснабжения, является актуальной.

Связь работы с научными программами, планами, темами

Направление, цель и задание, а также результаты исследования согласуются с «Законом України про теплопостачання» №3 / 19ВР від 02.09.2005; "Основними положеннями енергетичної стратегії України на період до 2030 р."

Автор принимал участие как младший научный сотрудник ОГАСА в выполнении научно-исследовательской госбюджетной работы МОН Украины “Підвищення теплоенергетичної ефективності виробництва сипучих будівельних матеріалів в обертових печах” (№119, с 2011 по 2012 г.г., д.р. №0105U000867).

Цель и задания исследования. Целью настоящей работы является повышение эффективности отбора и утилизации энергии отработанных газов вращающихся печей производства строительных материалов для промышленного и коммунально-бытового теплоснабжения с улучшением экологических показателей воздушного бассейна.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задания:

- исходя из рациональных технических решений известных систем и предложенной концепции обосновать новый подход к охлаждению газов и разработать соответствующий вариант теплонасосной системы теплоснабжения на основе трансформации их энергии;
- провести аналитическое исследование процессов трансформации энергетических потоков отработанных газов для определения влияния исходных условий и режимных параметров на рациональную взаимосвязь структурных элементов предложенных систем, обеспечивающих высокоэффективное теплоснабжение;
- выявить целесообразные режимы высокоэффективной трансформации энергетических потоков и определить рациональные условия функционирования при совместной работе систем коммунально-бытового и промышленного теплоснабжения;
- провести экспериментальное исследование эффективности процессов пароконденсационной трансформации энергетических потоков, определить технико-экономическую, экологическую эффективность и разработать общий принцип инженерного расчета предлагаемых теплонасосных систем теплоснабжения.

Объект исследования: системы отбора, трансформации и потребления энергии низкотемпературных источников в теплотехнологических и теплонасосных процессах.

Предмет исследования: термодинамические процессы контактно-рекуперативной утилизации теплоты и системы теплонасосного теплоснабжения на основе энергии охлаждения отработанных газов.

Методы исследования. В работе использован комплексный метод аналитического и экспериментального исследования, который включает: выбор варианта системы отбора и утилизации отработанных газов; обоснования исходных и режимных параметров работы системы, а также определения части энергии теплонасосной составляющей; оценку экономической и экологической эффективности работы предложенных систем.

Научная новизна полученных результатов. Основной научный результат работы состоит в теоретическом и экспериментальном обосновании с разработкой нового подхода в решении важной научно-технической задачи - создания энергосберегающей технологии и системы теплоснабжения на основе интеграции контактно-рекуперативной и термотрансформаторной утилизации теплоты отработанных газов вращающихся печей.

1. Впервые обоснованы и сформулированы научно-технические принципы создания энергосберегающей технологии и разработана новая термотрансформаторная система (пат. на изобр. Украины №100923) отбора теплоты из отработанных газов для промышленного и коммунально-бытового теплоснабжения.

2. В результате аналитического исследования предложенной системы установлены новые модифицированные зависимости коэффициента преобразования, содержащие независимые исходные условия и режимные параметры, которые позволяют проводить поиск рациональных условий работы разработанной базовой системы по обеспечению высокоэффективной трансформации энергетических потоков отработанных газов для теплоснабжения. Для отработанных газов с температурой 150 °С значения

коэффициентов преобразования достигают $\varphi=5-10$ при снижении соотношения расходов теплоносителя для технологического и коммунально-бытового назначения. При этом целесообразные значения соотношения расходов энергоносителей на отопительно-вентиляционные процессы и горячее водоснабжение находятся в пределах $\beta=0,35\div 0,75$.

3. Разработан усовершенствованный вариант системы, который обеспечивает более эффективный отбор утилизируемой теплоты из отработанных газов в процессе контактно-рекуперативного нагрева теплоносителя с трансформацией энергетических потоков для промышленного и коммунально-бытового теплоснабжения. Рациональное соотношение греющей и нагреваемой среды для температур отработанных газов ($150\div 50$) °С находится соответственно в пределах $a=1,2\div 3,5$. Увеличение коэффициентов преобразования отмечается при возрастающем соотношении расходов энергоносителей в отопительно-вентиляционных системах и горячего водоснабжения $\beta=3,9\div 8,1$.

4. Проведено экспериментальное исследование эффективности трансформации энергетических потоков, с последующим определением температуры нагреваемой воды после конденсатора теплонасосной установки. Результатами сопоставления установленных аналитических зависимостей и экспериментального исследования подтверждена высокая эффективность преобразования энергетических потоков, а также соответствующих температур нагреваемой воды после конденсатора, которые удовлетворительно согласуются с девятипроцентным расхождением.

Научное значение работы. Результаты расчетно-аналитического и экспериментального исследования предложенной системы, отличающейся патентной новизной, позволили разработать новую технологию создания и устройства теплонасосных систем теплоснабжения на основе утилизации теплоты отработанных газов вращающихся печей.

Практическое значение полученных результатов. На базе результатов исследования предложен новый подход для инженерной разработки

энергосберегающей теплонасосной технологии создания комплексов теплоснабжения на основе теплоты отработанных газов вращающейся печи.

Для разработанной системы экспериментально подтверждена достоверность нового подхода трансформации энергетических потоков в процессе контактно-рекуперативного нагрева воды отработанными газами, используемыми в качестве вторичного низкотемпературного источника энергии для промышленного теплоснабжения.

Внедрение результатов работы в производство обеспечивает расширение энергетического потенциала утилизируемой теплоты отработанных газов до 85-90%, а также позволяет обеспечить не только повышение эффективности использования энергии первичного топлива, но и улучшение экологической составляющей в результате снижения тепловых и газопылевых выбросов. Экономический эффект достигается за счет сокращения расхода первичного топлива для традиционного теплоснабжения в процессе интеграции контактно-рекуперативной термотрансформаторной утилизации теплоты отработанных газов.

Основные положения, рекомендации и новые технические решения диссертационной работы приняты к практическому использованию при эксплуатации и реконструкции вращающихся печей в ПП «Кулиндоровский индустриальный концерн», г. Одесса, («Акт» от 05.07.2016 г.). Разработки также приняты к внедрению в ООО «Керамит» при эксплуатации и реконструкции вращающихся печей («Акт» от 19.07.2016 г.). Результаты работы применяются в учебном процессе кафедры ОВ и ОВБ по дисциплине «Научные основы использования теплонасосного оборудования», при подготовке дипломных работ магистров и специалистов по специализации – «Теплогазоснабжение и вентиляция» (справка ОГАСА от 09.09.2016 г.).

Обоснованность и достоверность научных положений, выводов и рекомендаций подтверждаются корректной постановкой методики теоретических исследований и их адекватным описанием, а также результатами сравнения расчетных величин с новой эмпирической информацией. Результаты

теоретических разработок и экспериментальные данные, которые касаются энергетических и теплогидравлических характеристик разработанных теплонасосных систем теплоснабжения, удовлетворительно согласуются. Экспериментальные исследования проведены с использованием современных методов измерения физических величин и обработки данных. Мера достоверности научных положений и результатов исследований подтверждается согласующимися удовлетворительными результатами работ отечественных и зарубежных ученых в области термодинамики, теплопередачи и теплонасосных технологий.

Личный вклад соискателя. Основные идеи, научные и теоретические положения в развитии энергосберегающих систем на основе комбинирования контактно-рекуперативных и теплонасосных подсистем, а также практические рекомендации для повышения эффективности, предложены и разработаны автором лично. В диссертации обобщены все результаты, полученные автором при выполнении вышеупомянутых научно-исследовательских работ в период с 2011 г. до нынешнего времени. В работах, опубликованных в соавторстве, автору принадлежит: постановка задач и путей их решения; разработка новых технических решений; методик исследований; обработка результатов и формулировка выводов.

Апробация результатов диссертации. Основные результаты и главные положения диссертационной работы докладывались на: научно-технических конференциях ОДАБА (г. Одесса, 2012-2016 г.г.); на «Форуме молодежных новаторов», (г. Киев, 2011 г.); на международной научно-практической конференции «Энергоинтеграция 2015», (г. Киев, 2015 г.).

Публикации. Основное содержание диссертационной работы изложено в 7 печатных работах, в том числе в 1 зарубежном издании, 2-х патентах Украины.

Объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, пяти разделов, общих выводов, списка использованных источников из 93 наименований и приложений. Работа изложена на 190 страницах основного текста, включая 41 рисунок, 14 таблиц, всего 221 страница.

РАЗДЕЛ 1 АНАЛИЗ СОВРЕМЕННОГО СОСТОЯНИЯ ПРОБЛЕМЫ ОТБОРА ТЕПЛОТЫ ИЗ ОТХОДЯЩИХ ГАЗОВ ДЛЯ ПРОМЫШЛЕННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ.

1.1 Анализ температурного уровня и пылегазового состава отработанных газов.

Рассматривая вопросы состава газов на производственных заводах искусственных пористых заполнителей, можно заметить, что как и цемент, все заполнители лёгких бетонов (керамзит, аглопорит, вермикулит, термозит и др.) являются продуктами термической обработки минерального сырья и шлаков. Следовательно, помимо вещественного состава этих материалов много общего и в технологических процессах их производства. Таким образом, температурный уровень физико-химические свойства возникающих в процессе их производства пылевыведений весьма близки, что предопределяет возможность использования в ряде случаев аналогичных процессов, аппаратов и систем отбора теплоты пылеулавливания.

1.1.1 Теплотехнология производства цемента

При сухом способе производства цемента [1] температура отходящих газов доходит до 800° С.

Пыль, выносимая газами из вращающихся печей, представляет собой тонкую полидисперсную систему, в которой преобладает большое количество тонких фракций размером до 20 мк.

При мокром способе производства количество тонких фракций по весу составляет от 40 до 70%, при сухом способе—до 85%. Эта пыль является частично подготовленным (полуобожженным) продуктом, обладающим вяжущими свойствами. Характеристика пылегазовых выбросов представлена в таблице 1.1.

Характеристика пылегазовых выбросов (по данным Гипроцемента)

Наименование агрегата	Температура в °С	Запыленность в г/м ³ (при 0°С и 760 мм рт. ст.)	Пылеунос в % к сухому сырью
Вращающиеся печи длинные (свыше 100 м), работающие по мокрому способу производства	180-350	10-50	8-22
То же, короткие, длиной менее 100 м	85-500	25-60	10-25
Вращающиеся печи с циклонными теплообменниками (на выходе из циклонов теплообменников).	200-220	15-20	0,9-1,2

Гранулометрический состав пыли отходящих газов печей, сушильных барабанов и аспирационного воздуха цементных мельниц характеризуется следующими данными (табл. 1.2).

Гранулометрический состав пыли отходящих газов вращающихся печей и сушильных барабанов

Наименование агрегата	Количество фракций в % (по весу) при размере частиц в мк							
	0-10	10-20	20-30	30-40	40-60	60-90	90-200	>200
Вращающиеся печи длиной свыше 100м.	18-50	18-33	5-22	3-12	12-17	2-12	2-6	0,1-1,8
Вращающиеся печи длиной менее 100м.	20-30	23-32	17-23	6-14	5-14	2-7	2-4	0,1-0,2

Характеристика пылегазового состава газов в технологии производства керамзита и гранулометрический состав пыли изложены в [2] и [3].

В [4] приведены данные для использования упрощенной методики по коэффициентам выбросов твердых частиц при производстве цемента в г/1т цемента, где приходится порядка 400 г твердых частиц. При этом выделяется 212 г твердых частиц на 1 т производимого клинкера.

1.1.2 Теплотехнология производства керамзита

В процессе производства керамзита запыленность отходящих газов достигает 15 г/м^3 , а аспирационного воздуха, отсасываемого из транспортирующих механизмов, – $5-10 \text{ г/м}^3$. Влагосодержание отходящих газов колеблется в пределах $40-180 \text{ г/м}^3$ сухого газа (точка росы $45-60 \text{ }^\circ\text{C}$). Удельное электрическое сопротивление керамзитовой пыли высокое (свыше $10^9 \text{ Ом}\cdot\text{м}$). Эта пыль сыпучая (угол естественного откоса $31-35 \text{ }^\circ$), не схватывается и хорошо смачивается ($86-92 \text{ } \%$), что предопределяет целесообразность применения для обеспыливания отходящих газов тканевых или зернистых фильтров либо более простых мокрых пылеуловителей с использованием пульпы для увлажнения шихты. Важнейшими характеристиками печи являются ее тепловые балансы, где большую роль играет температура отходящих газов. Для керамзитовых вращающихся печей она находится в диапазоне $150-250 \text{ }^\circ\text{C}$ [5]. Температура отработанных газов, по результатам исследований, проведенных [6] может достигать 200°C .

1.1.3 Теплотехнология производства других строительных материалов

Гипс (двуводный сульфат кальция $\text{CaSO}_4 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$) является природным минералом и используется для получения таких продуктов как портланд-цемент с добавками, удобрения, промышленная и строительная гипсовая штукатурка, гипсовые изделия.

Согласно [7] вращающиеся печи для обжига гипса бывают двух типов – прямоточные и противоточные. В прямоточных печах движение горячих газов происходит в том же направлении, в котором и движется материал - в

противоточных - в противоположном направлении. Основная часть печей для обжига гипса работает в проточном режиме. Температура горячих газов на входе в печь 800...900 °С, на выходе 160...180 °С. Затраты условного топлива – 40...50 кг/т.

На примере печей, производящих штукатурный гипс можно выявить основные загрязняющие вещества, которыми являются оксиды серы (SO_x) и оксиды азота (NO_x), диоксид углерода (CO_2). Выбросы летучих органических соединений (например, метана CH_4), оксида углерода (CO) и аммиака (NH_3) не столь велики. Также незначительны выбросы закиси азота (N_2O) и выбросы тяжелых металлов.

Выбросы диоксида серы (SO_2) из газохода печи для получения штукатурного гипса зависят от содержания серы в используемом топливе и являются наиболее значительными в производстве обожженного штукатурного гипса. В случае сжигания с контактом во вращающихся печах при более высокой температуре происходит удерживание серы из SO_2 .

Выбросы тяжелых металлов зависят от типа используемого топлива и имеют место только в случае применения тяжелых фракций топливной нефти. Большинство тяжелых металлов (As, Cd, Cr, Cu, Ni, Pb, Zn, V) обычно выбрасываются как соединения вместе с частицами (например, хлориды). В случае сжигания с контактом во вращающихся печах следует также учитывать поступление тяжелых металлов с загружаемыми материалами, а также удерживание тяжелых металлов в сырье.

Таблица 1.3

Коэффициенты выбросов для печей по производству штукатурного гипса

Топливо	Коэффициенты выбросов					
	SO_2	NO_x	CH_4	CO	CO_2	N_2O
	[г/ГДж]	[г/ГДж]	[г/ГДж]	[г/ГДж]	[кг/ГДж]	[г/ГДж]

уголь	680	249	15	79	98	14
уголь	0,4-463	0,3-249	15	22-1534	105	14
кокс	275	249	1,5	79	97	14
биомасса	5,2	249	32	1429	92	4
нефть	1260- 1323	150-249	3	79	76	14
нефть	305	249 ³⁾	1,5	79	73	14
газ		249	4	83	55	3

Анализ пылевого состава отходящих газов показал, что пыль представляет собой тонкую полидисперсную систему, в которой преобладает большое количество тонких фракций размером до 20 мк, вес составляет от 40 до 70%. Гранулометрический состав пыли отходящих газов печей, сушильных барабанов и аспирационного воздуха цементных мельниц характеризуется следующими данными.

Анализ химического состава отработанных газов характеризуется большим многообразием. Так при производстве портландцемента выбросы в основном состоят из оксидов азота (NO_x), диоксида серы (SO_2), оксида углерода (CO) и диоксида углерода (CO_2). В небольших количествах также выбрасываются: летучие органические соединения (метан (CH_4)), закись азота (N_2O) и аммиак (NH_3).

1.1.4 Перспективные направления совершенствования теплотехнологических процессов производства строительных материалов.

Автором [8] изучены различные технические способы и мероприятия по интенсификация процесса обжига цементного клинкера, позволяющих

увеличить производительность, снизить расход топлива и улучшать качество клинкера на действующих печных агрегатах. Увеличению скорости процесса клинкерообразования способствует более тонкий помол сырьевых компонентов (до 8% остатка на сите).

Эффективный способ интенсификации физико-химических процессов в печи — введение в сырьевую смесь или непосредственно в печь небольшого количества минерализаторов (фосфогипса, плавикового шпата, кремнефтористого натрия, гипса, электротермо- фосфорных шлаков и др.), которые ускоряют процесс спекания клинкера и снижают его температуру. Так, при введении 2—3% фосфогипса повышается производительность печи и снижается удельный расход топлива на 2—3%. Такое же количество марганцовистой руды позволяет сэкономить около 2% топлива и улучшить качество и размолоспособность клинкера. Примерно такая же экономия топлива получается при введении других минерализаторов.

При вдувании в горячую часть печи молотого известняка производительность печи увеличивается до 9% и расход топлива снижается до 2%.

Снижение влажности шлама — одно из весьма важных и эффективных мероприятий по интенсификации процесса обжига клинкера при мокром способе подготовки сырья. С каждым процентом снижения высоковлажностных шламов уменьшается расход топлива на 1—1,5% и увеличивается производительность до 1%. На отечественных заводах применяют два способа снижения влажности шлама — механическое удаление влаги посредством применения распылительных сушилок для обезвоживания части шлама и добавка различных химических веществ (разжижителей) к шламу, повышающих его текучесть.

Снижение влажности шлама путем добавки разжижителей широко применяют особенно на заводах с пластичным сырьем. Основной разжижитель — сульфитно-спиртовая барда или бражка. Расход ее составляет 0,2% от сухого сырья.

Интенсифицировать процесс обжига клинкера можно путем эффективного сжигания топлива, что зависит прежде всего от подбора горелочных устройств. На цементных заводах широко распространены газовые горелки конструкции Гипроцемента — ГРЦ и Южгипроцемента — ЮГЦ. Применение этих горелок способствовало увеличению срока службы футеровки, некоторому повышению производительности печи и снижению на 1—2% расхода топлива. В результате улучшения работы встроенных теплообменных устройств повышается производительность вращающихся печей мокрого способа производства, снижается пылеунос и сокращается расход топлива. Наряду с подбором и внедрением цепных завес, обеспечивающих хорошую грануляцию материала и выход из цепей гранул с влажностью до 12%, получили распространение циклоидные, шарнирно-винтовые, цепные периферийные теплообменники.

В некоторых случаях во вращающихся печах 4,5x170 м устанавливают два типа теплообменников. При этом повышается производительность печи до 5% и снижается расход топлива до 3%.

Увеличить производительность вращающихся печей и снизить расход топлива можно и другими эффективными способами: стабилизацией питания вращающихся печей шламом, увеличением частоты их вращения, модернизацией печей с изменением их профиля, переводом опор печей на подшипники качения, а также путем перевода печей мокрого способа производства на сухой.

Обжиг клинкера в печных агрегатах сухого способа производства интенсифицируется путем внедрения декарбонизаторов.

1.2 Анализ энергетической эффективности и потерь тепла с отработанными газами в технологии производства строительных материалов во вращающихся печах

Одной из важных статей расхода теплоты вращающейся печью является потеря теплоты с отходящими газами, поэтому ее утилизация представляет большой интерес. Так температура (t_r) отходящих газов вращающейся печи для

производства цемента с производительностью 73 т/ч по данным [9] равна 250 °С. Для вращающейся печи для производства керамзита с производительностью 200 тыс. м³/год температура (t_r) равна 200 °С [5].

Автором [6] установлено, что для различных способов производства цемента потери теплоты с дымовыми газами различны. Так для мокрого способа производства цемента с дымовыми газами теряется 400 кДж/кг клинкера; для полусухого способа этот показатель равен 220 кДж/кг клинкера. При сухом способе производства цемента потери теплоты с дымовыми газами составляют 660 кДж/кг клинкера.

1.3 Анализ традиционных систем отбора, преобразования и утилизации теплоты отработанных газов

1.3.1 Рекуперативный отбор теплоты

Закономерно, что реализация той или иной утилизационной схемы с применением теплоутилизаторов определенного типа должна базироваться на всестороннем анализе, позволяющем учесть влияние на эффективность теплоутилизации максимально возможного количества факторов.

Прежде всего следует отметить, что рекуперативный способ отбора теплоты заложен в основе работы всех рекуперативных аппаратов ТГ-установок и систем утилизации теплоты. Весьма убедительными выглядят результаты исследований процессов теплообмена в режиме конденсации [10].

В работе [11] предложен один из вариантов разработки рекомендаций по применению схем утилизации теплоты отходящих газов для энергетических установок различного типа.

Авторами [11] приведена схема утилизации теплоты отходящих газов стекловаренной печи, рис 1.1, предназначенная для нагрева воды систем теплоснабжения. Она включает поверхностный водогрейный теплоутилизатор, состоящий из трех модулей панельного типа, расположенных вертикально и соединенных между собой. В условиях высокой запыленности потока дымовых газов (>200 мг/м³) использование теплообменных поверхностей, включающих оребренные трубы и трубы с кольцевыми турбулизаторами, затруднено, из-за

быстро образующихся на этих поверхностях отложений. Поэтому для стекловаренных печей разработана специальная конструкция теплоутилизатора водогрейного типа, в которой используются трубы с мембранами, образующими панель с коллекторами. Теплообменная часть каждого модуля теплоутилизатора набирается из необходимого числа панелей определенных размеров.

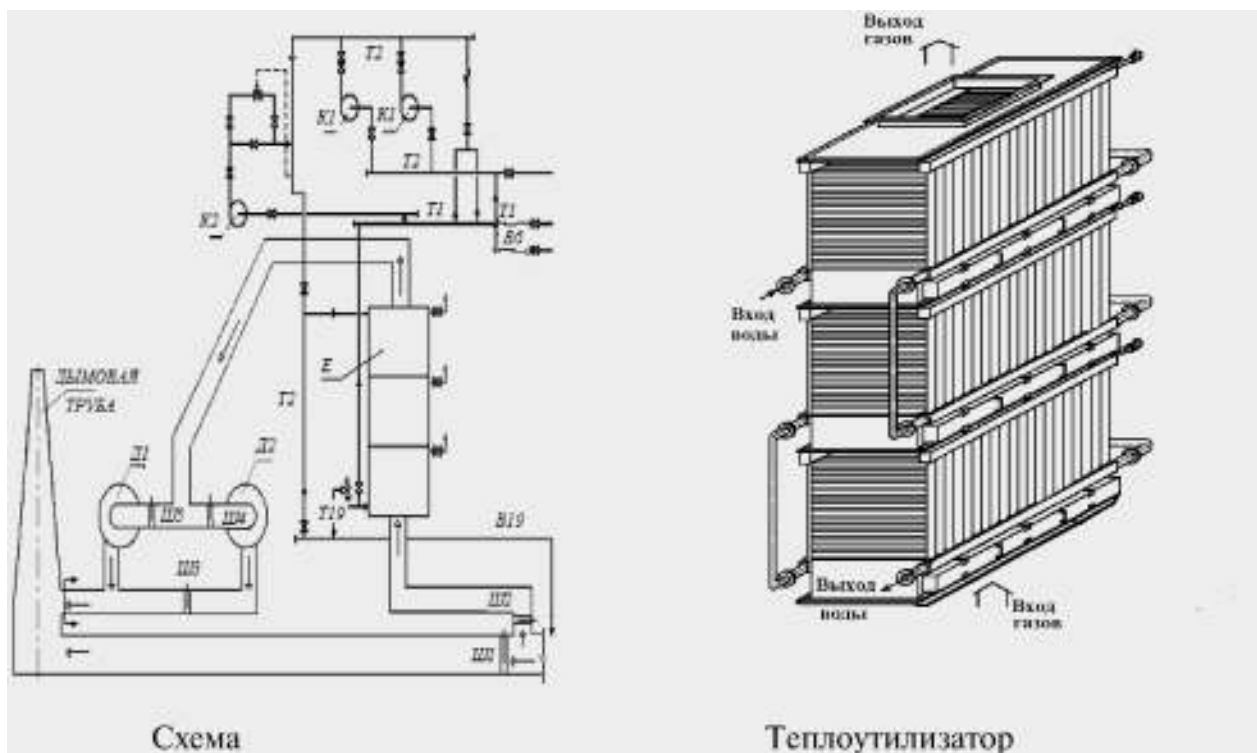







Рис. 1.1 - Схема теплоутилизационной установки с модульным водогрейным теплоутилизатором, предназначенная для нагрева воды системы отопления за счет использования теплоты отходящих газов стекловаренных печей: Е – теплоутилизатор; К – насосы; Т1, Т2 – прямой и обратный трубопроводы тепловой сети; Т19 – дренажный трубопровод; Д1, Д2 – дымососы; Ш – шиберы; В6 – трубопровод подпиточный; В19 – трубопровод для опорожнения теплоутилизатора:  – вентиль, задвижка;  – воздушник;  – направления потоков дымовых газов и воды;   – предохранительный и обратный клапаны.

Схема теплоутилизационной установки стекловаренной печи, предназначенная для предварительного нагрева воздуха, поступающего в регенераторы печи, содержит поверхностный концевой рекуператор, который представляет собой прямоугольную конструкцию кожухотрубчатого типа также с применением панелей, образованных трубами с мембранам, рис. 1.2.

Движение теплоносителей в рекуператоре является противоточным (воздух в трубах, газы в межтрубном пространстве). При этом трубы имеют кольцевые турбулизаторы, позволяющие в 1,5...2 раза интенсифицировать теплообмен внутри труб по сравнению с гладкотрубными конструкциями аналогичного типа.

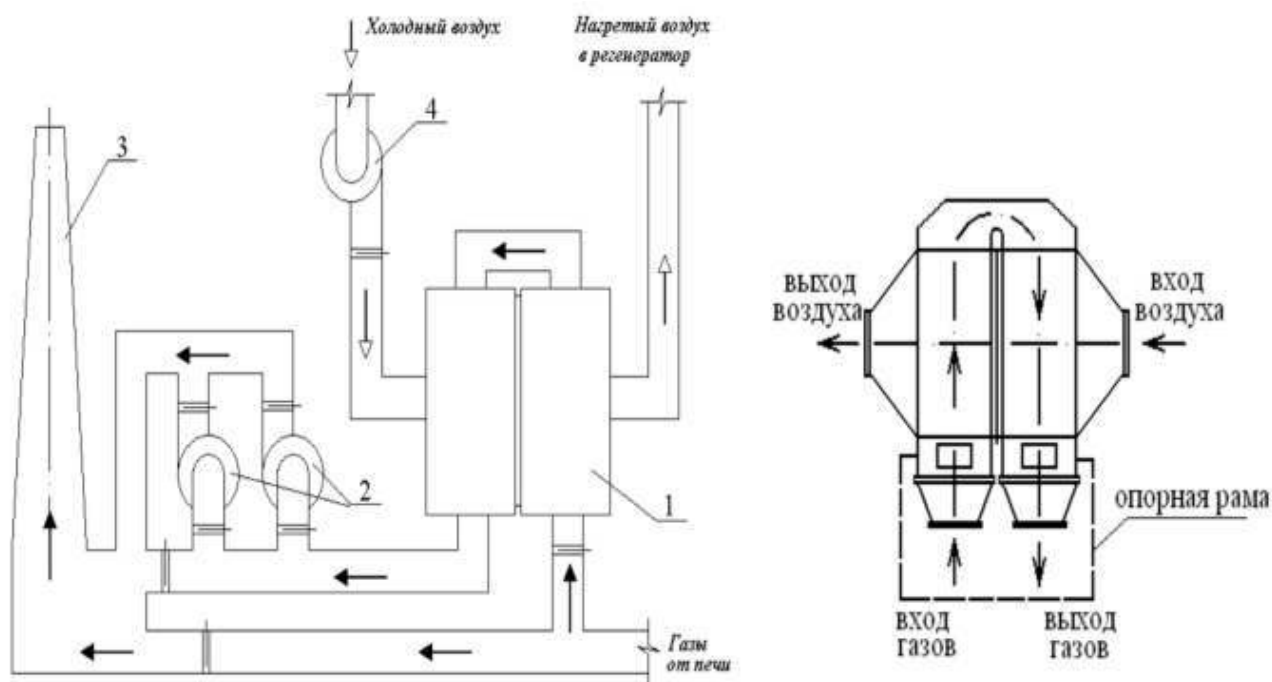


Рис. 1.2 Схема теплоутилизационной установки с концевым рекуператором, предназначенная для предварительного подогрева холодного воздуха перед поступлением его в регенератор печи: 1 – рекуператор; 2 – дымосос; 3 – дымовая труба; 4 – вентилятор: \rightarrow — направления потоков воздуха и дымовых газов; \equiv — газоход, воздуховод; \equiv — шибер.

Для анализа эксерго-технологической и тепло-эксергетической эффективности водогрейный теплоутилизатор в соответствии с особенностями конструкции моделировался в виде системы трех последовательно соединенных дискретных элементов, а рекуператор – в виде системы двух элементов. Материальное и энергетическое взаимодействие между элементами осуществлялось по принципу “вход-выход” черного ящика. Расчет предложенных критериев эффективности и других эксергетических характеристик проводился с помощью эксергетического интегрального балансового метода. Для расчета изменения эксергетической мощности

дымовых газов и воздуха в i том элементе теплоутилизатора использовались аналитические зависимости, полученные с учетом уравнения состояния идеального газа, поскольку в области изменения рабочих параметров дымовые газы и воздух с достаточной степенью точности можно считать идеальным газом [12]. Для дымовых газов и воздуха:

$$\Delta E_i = G \left[c_p (T_{i1} - T_{i2}) - T_0 \left(c_p \ln \frac{T_{i1}}{T_{i2}} - \frac{R}{\mu} \ln \frac{p_{i1}}{p_{i2}} \right) \right] \quad (1.1)$$

где c_p -изобарная теплоемкость; i -удельная энтальпия; T -температура; R -газовая постоянная.

Расчет изменения эксергетической мощности воды и потерь эксергетической мощности в отдельном элементе теплоутилизатора проводился в соответствии с формулами:

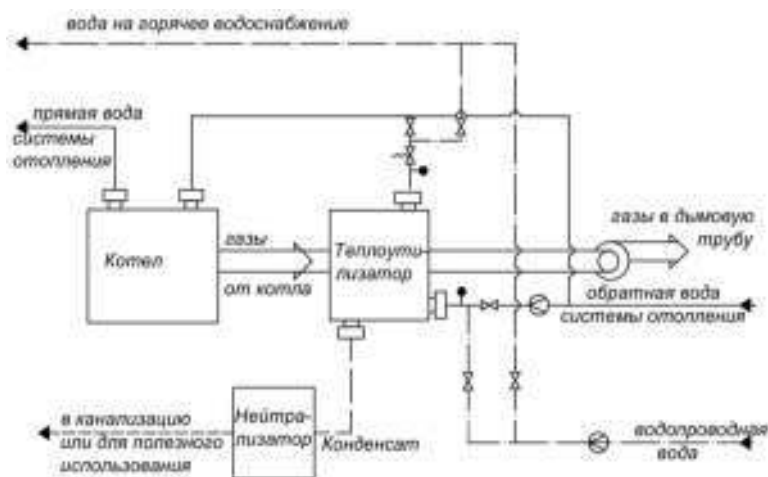
$$\Delta E_i^B = G^B [(i_{i2}^B - i_{i1}^B) - T_0 (s_{i2}^B - s_{i1}^B)] \quad (1.2)$$

$$E_{\text{пот}} = \Delta E_i^{\text{дг}} - \Delta E_i^{\text{B(возд)}} \quad (1.3)$$

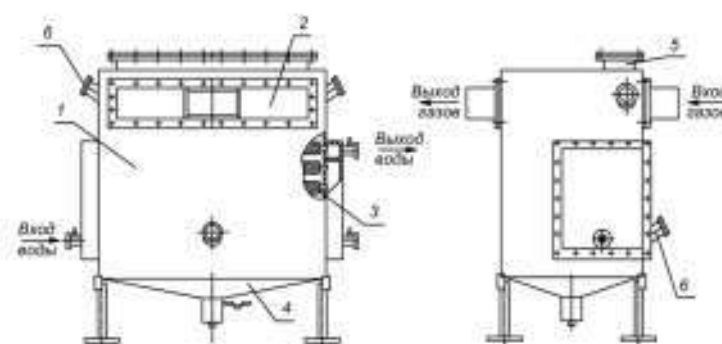
где E -эксергетическая мощность; G -массовый расход теплоносителя.

Отмечается, что значительными потерями теплоты с уходящими газами характеризуются также котельные установки. Указанные потери в газопотребляющих котлах достигают 17...18%. Для повышения эффективности использования топлива в котельных агрегатах могут быть разработаны различные теплоутилизационные схемы, в частности, схемы с использованием поверхностных теплоутилизаторов конденсационного типа, рис.1.3.

Поверхность теплообмена в таких теплоутилизаторах предложена из биметаллических оребренных труб (стальная основа и алюминиевое оребрение), набираемых в шахматный пучок.



Схема



Конденсационный теплоутилизатор

Рис.1.3. Схема теплоутилизационной установки с конденсационным теплоутилизатором, предназначенная для нагрева воды систем теплоснабжения за счет использования теплоты дымовых газов котельных агрегатов: 1 – теплообменник; 2 – байпасный газоход; 3 – оребренная труба; 4 – конденсатосборник; 5 – взрывной клапан; 6 – смотровые окна.

Поверхность условно разделяется на две части, в первой из которых происходит охлаждение продуктов сгорания до точки. Во второй схеме обеспечивается более глубокое охлаждение продуктов сгорания (ниже 60...50 °С) с конденсацией водяного пара. При этом эффективность теплоутилизации повышается, поскольку может быть использована не только теплота отходящих газов при их охлаждении (около 7...8%), но и теплота конденсации паров (примерно 10%). Указанные особенности данного теплоутилизатора определили его моделирование в виде системы двух элементов.

Для расчета эксергетических характеристик отходящих дымовых газов

использовались аналитические зависимости, в которых учитывалось, что в первом элементе теплоутилизатора влагосодержание газов оставалось постоянным, а во втором элементе изменялось [14]:

$$\Delta E = G \left[c_{pg}(T_2 - T_1) - T_0 \left(c_{pg} \ln \frac{T_2}{T_1} - \frac{R}{\mu} \ln \frac{p_2 \cdot \varphi_2 p_s(T_2)}{p_1 \cdot \varphi_1 p_s(T_1)} \right) + x \left((i_{p2} - i_{p1}) - T_0 (s_{p2} - s_{p1}) \right) \right] \quad (1.4)$$

$$\Delta E = G \left[c_{pg}(T_2 - T_1) - T_0 \left(c_{pg} \ln \frac{T_2}{T_1} - \frac{R}{\mu} \ln \frac{p_2 \cdot \varphi_2 p_s(T_2)}{p_1 \cdot \varphi_1 p_s(T_1)} \right) + x_2 \left((i_{p2} - i_{p0}) - T_0 (s_{p2} - s_{p0}) - x_1 \left((i_{p1} - i_{p0}) - T_0 (s_{p1} - s_{p0}) \right) \right) \right] \quad (1.5)$$

где p -пар; φ – относительная влажность дымовых газов; x -абсолютная влажность дымовых газов.

По результатам расчета, для второго элемента теплоутилизатора (“мокрой” зоны) тепло-эксергетический критерий в 1,9 раза меньше, а эксерготехнологический критерий в 3,6 раза меньше, чем для первого элемента (“сухой” зоны). Наличие “мокрой” зоны поверхности теплообмена оказывает существенное влияние и на эффективность конденсационного теплоутилизатора в целом.

Как видно из представленной схемы, горячая вода, полученная в этом случае за счет утилизированной теплоты, может использоваться либо для горячего водоснабжения, или же для предварительного подогрева теплосетевой воды перед поступлением ее в котел. При этом соответственно повышается либо коэффициент использования теплоты топлива в котле на 5...10%, либо КПД котла на 3...8% в зависимости от температуры воды в обратной магистрали системы теплоснабжения.

В работе [14] ставилась задача разработки универсальной методики определения тепловой мощности теплоутилизатора для режимов работы с использованием и без использования теплоты конденсации водяных паров при минимуме исходной информации. Для этой цели эффективно применение расчетов по приведенным характеристикам топлива. В общем виде

приведенная тепловая мощность $q_{\text{ту}}^{\text{п}}$ теплоутилизатора может быть определена из выражения

$$q_{\text{ту}}^{\text{п}} = q_{\text{с.г}}^{\text{п}}(i' - i'')(1 - \Theta_{\text{ту}})\varepsilon_q \quad (1.6)$$

где $q_{\text{с.г}}^{\text{п}}$ — приведенный расход сухих продуктов сгорания; i', i'' — энтальпии сухих продуктов сгорания до и после теплоутилизатора, кДж/кг сухих газов; $\Theta_{\text{ту}}$ — коэффициент байпасирования продуктов сгорания мимо теплоутилизатора; ε_q — коэффициент удержания теплоты.

В соответствии с методикой расчетов по приведенным характеристикам топлива величина $q_{\text{ту}}^{\text{п}}$ показывает, сколько тепла может быть получено в теплоутилизаторе при использовании в нем продуктов сгорания природного газа, образующихся в результате выделения в топке котла 4190 кДж (1000 ккал) теплоты, а величина $q_{\text{с.г}}^{\text{п}}$ — сколько при этом образовалось сухих продуктов сгорания. Отнесение значений энтальпий к сухой части продуктов сгорания объясняется необходимостью применения данной методики для расчета теплоутилизаторов, работающих как в режиме без конденсации, так и с конденсацией содержащихся в продуктах сгорания водяных паров. В последнем случае в процессе массообмена уменьшается объем продуктов сгорания за счет уменьшения доли водяных паров при неизменном количестве продуктов сгорания.

Таким образом, разработана относительно простая методика [14], позволяющая определять тепловую мощность теплоутилизатора, работающего как с использованием, так и без использования теплоты конденсации содержащихся в продуктах сгорания природного газа водяных паров при минимуме известных данных (коэффициент избытка воздуха в уходящих продуктах сгорания и их температура, а также тепловая мощность топки котла или расход сжигаемого природного газа и его низшая теплота сгорания).

1.3.2 Контактный отбор теплоты.

Одним из способов контактного отбора теплоты из отработанных газов является использование контактных теплообменников с активной насадкой (КТАН). Дымовые газы, пройдя насадку, поступают в сепарационное устройство, где от них отделяются капли воды. После сепарации влажные дымовые газы дымососом сбрасываются в атмосферу через дымовую трубу. Схема утилизации продуктов сгорания в КТАНе показана на рис. 1.4 [15]

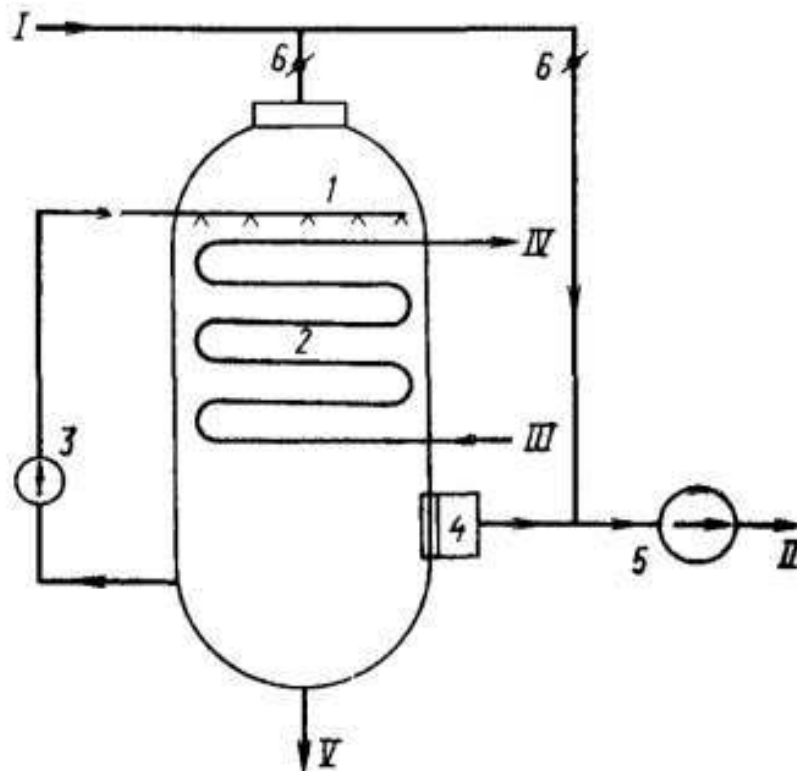


Рис. 1.4. Схема утилизации тепла в контактном теплообменнике с активной насадкой: 1-ороситель, 2-активная насадка, 3-насос, 4-сепаратор, 5-дымосос, 6-шиберы, I-горячие продукты сгорания, II-газы в атмосферу, III-холодная вода, VI-нагретая вода, V-дренаж.

Экономическая эффективность КТАНа зависит от наличия потребителей нагреваемой воды. При полном использовании теплоты, получаемой в КТАНе, экономия топлива, например в котельных, составляет 10-15%.

Комплексные экологически чистые теплоутилизационные установки (ЭТУК) [16] с контактными теплоутилизаторами (КТУ) и воздухоподогревателями (КВП) позволяют эффективно использовать теплоту уходящих продуктов

сгорания для предварительного подогрева и увлажнения дутьевого воздуха котла [17]. Внесение дополнительного количества влаги в дутьевой воздух снижает выбросы оксидов азота с уходящими продуктами сгорания [18]. В реальных условиях эксплуатации таких установок выбросы оксидов азота уменьшились в 2,5—3 раза; расход топлива — на 5—7%.

Получаемый в КТУ конденсат предполагалось использовать для подпитки теплосети, однако из-за малоперспективности изготовления КТУ из нержавеющей стали при разработке ЭТУК основной акцент сделан на повышение их тепловой эффективности за счет упрощения принципиальной схемы при отказе от получения конденсата в максимальных количествах.

При наличии внешних потребителей их подключение к контуру КТУ обычно производят с помощью водоводяного теплообменника, что принципиально не меняет общей гидравлической схемы ЭТУК. В этом случае установка контактных теплообменников на одном уровне, рис.1.5а, делает практически невозможным нормальное функционирование гидравлического контура ЭТУК.

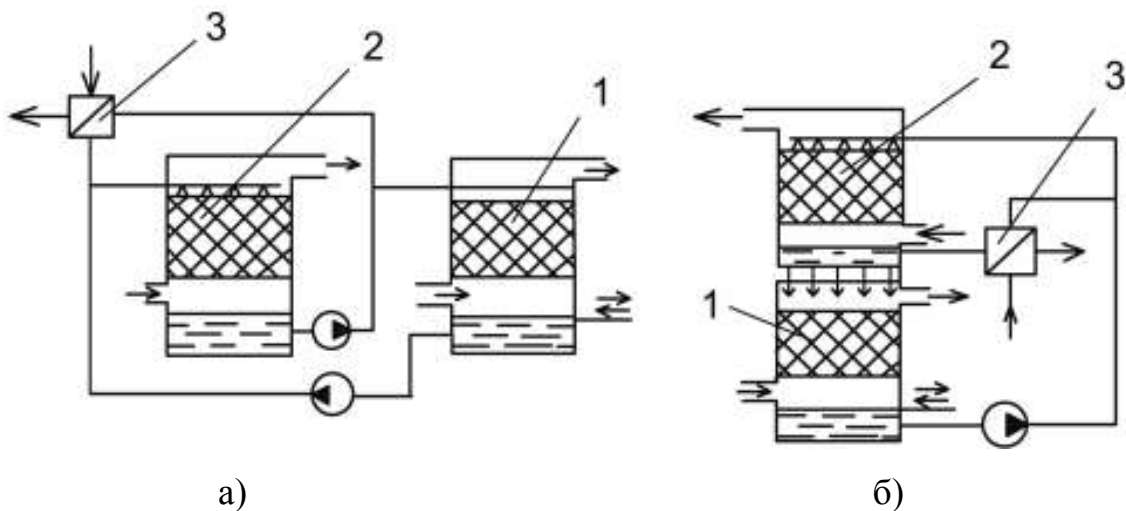


Рис. 1.5. Принципиальные схемы ЭТУК без промежуточного теплообменника с установкой контактных теплообменников на одном уровне (а) и один над другим (б). 1 — КТУ; 2 — КВП; 3 — водоводяной теплообменник внешних потребителей.

Производительность каждого из насосов циркуляционного контура, подающих воду соответственно из поддона КТУ должна быть отрегулирована таким образом, чтобы избежать как опорожнения, так и переполнения водой поддонов контактных теплообменников. Однако практически установить такой режим работы насосов не представляется возможным, учитывая, что в КВП происходит частичное испарение орошающей воды, а в КТУ – конденсация части водяных паров, содержащихся в продуктах сгорания.

Насос, подающий воду в КВП, должен кроме основного расхода воды подавать еще и дополнительное ее количество, компенсирующее испарение влаги в дутьевой воздух. При этом интенсивность процессов испарения и конденсации в контактных теплообменниках определяется такими, не зависящими друг от друга факторами, как температура и влажность наружного воздуха, коэффициенты избытка воздуха в топке котла и уходящих продуктах сгорания и др. Кроме того в процессе эксплуатации изменяется и основной расход воды в циркуляционном контуре контактных аппаратов в зависимости от нагрузки котла и внешних потребителей.

Более предпочтительна для ЭТУК без промежуточного теплообменника установка КВП над КТУ. Данная схема требует применения только одного циркуляционного насоса, так как в циркуляционном контуре ЭТУК имеется всего один разрыв струи в месте подачи воды из водораспределителя КВП на слой насадки его контактной камеры, поскольку вода на слой насадки контактной камеры КТУ подается из поддона КВП самотеком через патрубки с гидрозатворами, рис. 1.5б. В этом случае подключение внешних потребителей также следует осуществлять через водоводяной теплообменник, что обеспечивает циркуляцию воды в ЭТУК по замкнутому контуру. Воду после водоводяного теплообменника целесообразно возвращать в поддон КВП.

Такая схема требует меньшей площади для установки, что особенно важно в современных котельных с плотной компоновкой оборудования. Следует отметить, что основным достоинством рассматриваемой схемы является обеспечение устойчивой работы гидравлического контура ЭТУК.

В зависимости от режима работы ЭТУК из ее гидравлического контура (поддона КТУ) может удаляться определенное количество избыточного конденсата или, наоборот, будет требоваться подпитка контура водой. Для определения количества получаемого избыточного конденсата или требуемого количества подпиточной воды рассмотрим уравнение баланса влаги в ЭТУК с использованием расчетов по приведенным характеристикам топлива [19]:

$$\delta W_{\text{ЭТУК}}^{\text{п}} = \delta W_{\text{к}}^{\text{п}} k - \delta W_{\text{и}}^{\text{п}} \quad (1.7)$$

где $\delta W_{\text{к}}^{\text{п}}$ -приведенный расход конденсата, получаемого в КТУ; $\delta W_{\text{и}}^{\text{п}}$ -приведенный расход испаряющейся влаги в КВП; k -коэффициент, учитывающий потери воды в циркуляционном контуре ЭТУК, принимается равным 0,8-0,9.

Общее количество выделяющегося в ЭТУК конденсата или требуемое количество приточной воды при известных низшей теплоте сгорания природного газа $Q_{\text{н}}^{\text{с}}$, кДж/м³, и расходе природного газа на котел B , м³/ч, может быть определено по формуле:

$$\delta W_{\text{ЭТУК}} = \delta W_{\text{ЭТУК}}^{\text{п}} \frac{Q_{\text{н}}^{\text{с}}}{1000 \cdot 4.19} B. \quad (1.8)$$

Приведенный расход получаемого в КТУ конденсата определяется в зависимости от разности влагосодержаний продуктов сгорания до $x'_{\text{к}}$ и после $x''_{\text{к}}$ КТУ, а также с учетом того, что обычно КТУ оборудуется байпасным газоходом, по которому проходит часть продуктов сгорания:

$$\delta W_{\text{к}}^{\text{п}} = g_{\text{с.г.}}^{\text{п}} (x'_{\text{к}} - x''_{\text{к}}) (1 - \theta_{\text{КТУ}}). \quad (1.9)$$

где $g_{\text{с.г.}}^{\text{п}}$ -приведенный массовых расход сухих продуктов сгорания; $\theta_{\text{КТУ}}$ -коэффициент байпасирования продуктов сгорания мимо КТУ.

Влагосодержание продуктов сгорания на входе в КТУ определяется по формуле:

$$x'_{\text{к}} = \frac{0,13 + x_{\text{в}}' \alpha_{\text{yx}} + (x_{\text{в}}'' - x_{\text{в}}') \alpha_{\text{т}} (1 - \theta_{\text{КТУ}})}{\alpha_{\text{yx}} - 0,058} \quad (1.10)$$

где x'_B - влажосодержание воздуха, поступающего в КВП и подсасываемого через неплотности в котел и газоходы, кг/кг; x''_B - влажосодержание воздуха после КВП, кг/кг сухого воздуха; α_T - коэффициент избытка воздуха в топке котла; $\theta_{КТУ}$ - коэффициент байпасирования дутьевого воздуха мимо КВП.

Начальное влажосодержание воздуха x'_B может быть принято равным 0,01 кг/кг сухого воздуха. Воздух после КВП обычно достигает практически полного насыщения водяными парами. Влажосодержание воздуха на линии насыщения может быть определено по выражению [20]:

$$x''_B = 0.004e^{0.062t''_B}, \quad (1.11)$$

где t''_B - температура продуктов сгорания после КВП, °С.

Продукты сгорания после КТУ также достигают практически полного насыщения водяными парами. Их влажосодержание определяется по аналогичному выражению [21]:

$$x''_K = 0.0039e^{0.062t''_K}, \quad (1.12)$$

где t''_K - температура продуктов сгорания после КТУ, °С.

Коэффициент байпасирования продуктов сгорания $\theta_{КТУ}$ определяется в основном наличием потребителей тепла и необходимостью подсушки продуктов сгорания с целью предотвращения конденсации влаги в отводящих газоходах и дымовой трубе. В реальных условиях эксплуатации он обычно равен 0,2-0,5. Следовательно, можно сделать вывод, что для основных режимов работы ЭТУК не будет требоваться подпитка циркуляционного контура водой.

К контактным система отбора теплоты можно отнести так же аппараты утилизации теплоты и очистки дымовых газов. Анализ развития и эксплуатации пылегазоулавливающего оборудования выявил перспективность применения на цементных заводах кроме электро- и рукавных фильтров также и аппаратов мокрой очистки горячих запыленных газов. Классические аппараты мокрого типа (пенные) наиболее эффективно работают с газами с температурой до 250 °С, а для обеспыливания более горячих газов следует предусматривать

специальные устройства для охлаждения газов. Автором [23] обоснована целесообразность использования на цементных предприятиях пылеуловителей мокрого типа – пенных аппаратов. Однако характерные для коротких вращающихся печей достаточно большие концентрации твёрдых частиц в исходящих газах ($6-12 \text{ г/м}^3$), а так же повышенная температура ($250-450 \text{ }^\circ\text{C}$) при больших объёмах этих газов ($130000-160000 \text{ м}^3/\text{час}$) обусловили применение многоступенчатой схемы мокрой очистки отходящих газов вращающихся печей. Особенностью данной схемы, приведенной на рис.1.6 является наличие ширмового теплообменника, двух ступеней мокрой очистки и промежуточной ёмкости.

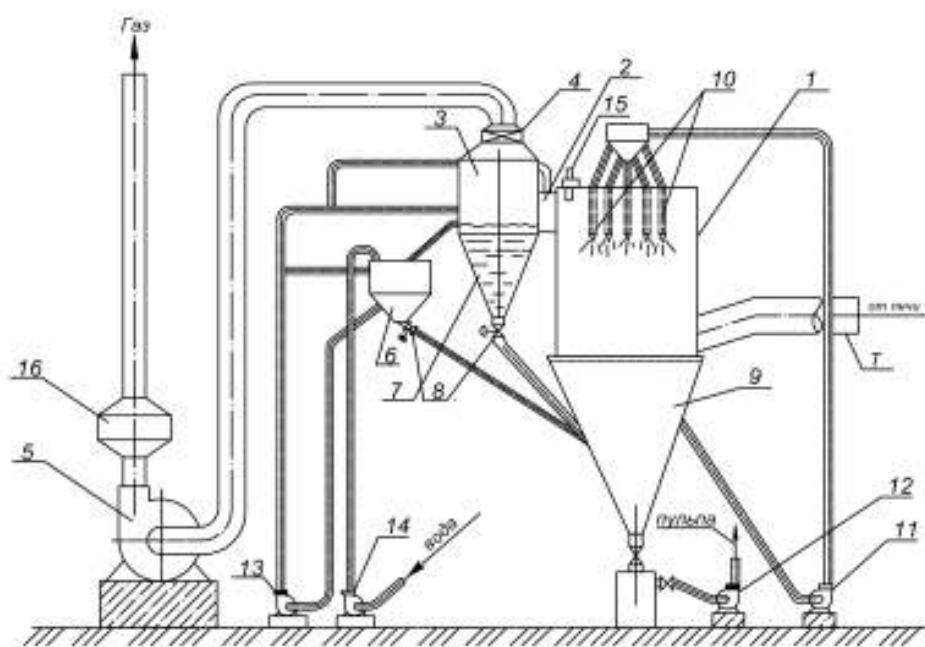


Рис. 1.6. Схема системы мокрой очистки отходящих газов вращающейся печи обжига клинкера: Т-ширмовой теплообменник, 1-первая ступень очистки (скруббер), 2-каналы, 3-вторая ступень очистки (пенная камера), 4-отделитель капель, 5-вентилятор, 6-промежуточная ёмкость, 7-бункер, 8-разгрузчик шлама, 9-отстойник, 10-форсунки, 11, 12, 13, 14-насосы, 15-источник звука.

Первая ступень - это камера водоиспарительного охлаждения, которая представляет собой полый форсуночный скруббер, соединённый с отстойником. Она предназначена для понижения температуры газов с $250 \text{ }^\circ\text{C}$ до $100 \text{ }^\circ\text{C}$ и улавливания крупных фракций пыли. Вторая ступень представляет

собой камеру пенного пылеуловителя тонкой очистки. Промежуточная ёмкость предназначена для поддержания стабильного уровня жидкости и пены на решётках пенного пылеуловителя. Ширмовый теплообменник служит для понижения температуры газов с 400 °С, а так же для инерционного оседания крупной пыли. Так как частицы с диаметром до 2 мкм плохо улавливаются в схеме мокрой очистки, автором [22] предложен дополняющий способ высокоинтенсивного ультразвукового осаждения пыли. Установлено, что оптимальным показателем для получения наиболее эффективной степени очистки путем коагуляции мелких частиц является звук с частотой 400-500 Гц.

Система мокрой очистки из отработанных газов удаляет до 95% соединений серы. Часть растворённых в воде окислов серы реагирует с гипсовой составляющей, которая и является основным компонентом пылевых отложений. Также одним из факторов, обеспечивающих высокую степень очистки и отсутствие отложений пыли является оптимальный уровень жидкости(0,05-0,1 м) на решётках пенного аппарата.

1.3.3 Контактно-рекуперативный отбор теплоты, комбинированные системы.

В разработке комплексной системы утилизации тепла [24] целью являлось повышение эффективности работы котлоагрегата путем оборудования его контактными экономайзером и воздухоподогревателем, рис 1.7.

Система работает следующим образом. Уходящие продукты сгорания котла поступают в КЭ, где они последовательно охлаждаются в нижней и верхней ступенях и затем удаляются дымососом 6 в дымовую трубу. Холодная вода из водопровода подается на водораспределитель верхней ступени КЭ, где предварительно нагревается в слое насадки этой ступени при непосредственном контакте с продуктами сгорания, а затем насосом 8 подается на догрев в теплообменник 10 и далее на химводоочистку.

Охлажденная вода циркуляционного контура КЭ подается на водораспределитель его нижней ступени, стекает по насадке этой ступени, где нагревается и одновременно насыщается CO_2 при непосредственном контакте с

продуктами сгорания, сливается в поддон ступени и самотеком подается на водораспределитель декарбонизатора. Далее вода поступает на насадку декарбонизатора, где при непосредственном контакте с продуваемым через декарбонизатор воздухом из воды удаляется CO_2 , и стекает в бак-аккумулятор.

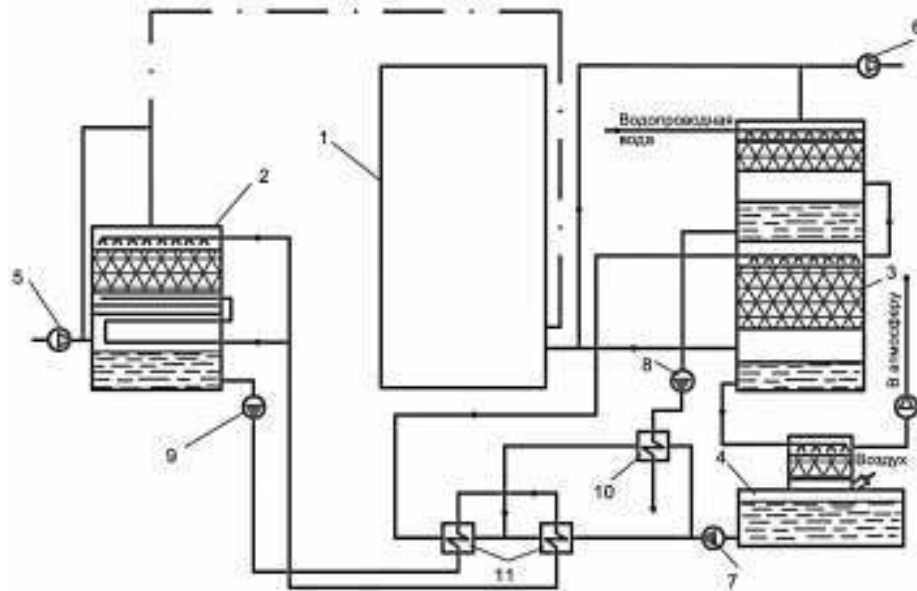


Рис.1.7. Схема системы комплексной утилизации тепла: 1 – котел; 2 – контактный воздухоподогреватель; 3 – контактный экономайзер; 4 – декарбонизатор с баком-аккумулятором; 5 – дутьевой вентилятор; 6 – дымосос; 7-9 – насосы; 10-11 – водоводяные теплообменники.

Отсюда вода насосами 7 подается для охлаждения параллельно на теплообменник 10 и первую секцию теплообменника 11. Затем вся вода циркуляционного контура после доохлаждения во второй секции теплообменника 11 возвращается на водораспределитель нижней ступени КЭ.

Нагретая вода циркуляционного контура КВП подается на водораспределитель его верхней ступени, стекает последовательно по насадкам верхней и нижней ступеней, где охлаждается при непосредственном контакте с дутьевым воздухом. Затем охлажденная вода из поддона КВП насосом 9 прокачивается через обе секции теплообменника 11, где она нагревается, и снова направляется на водораспределитель верхней ступени КВП. При отрицательных температурах воздуха перед КВП часть воды (10—15%) после теплообменника 11 подается на систему защиты от обмерзания, где она

частично охлаждается и далее направляется на водораспределитель нижней ступени КВП. Высота слоя насадки верхней ступени КВП подбирается из условия примерного равенства температур воды, стекающей с насадки этой ступени, и воды, поступающей после системы защиты от обмерзания, что повышает общую термодинамическую эффективность аппарата.

Дутьевой воздух (смесь наружного и внутреннего воздуха котельной) вентилятором 5 прокачивается через насадочные слои ступеней КВП, где он нагревается и увлажняется. Далее воздух подается в штатный поверхностный воздухоподогреватель котла.

Работа системы комплексной утилизации тепла позволяет повысить к.п.д. котла примерно на 10%. Результаты испытаний показали эффективность системы комплексной утилизации теплоты и перспективность ее применения в котельных и ТЭЦ, работающих на природном газе.

Авторами [25] разработана система для утилизации теплоты и очистки дымовых газов рис.1.8.

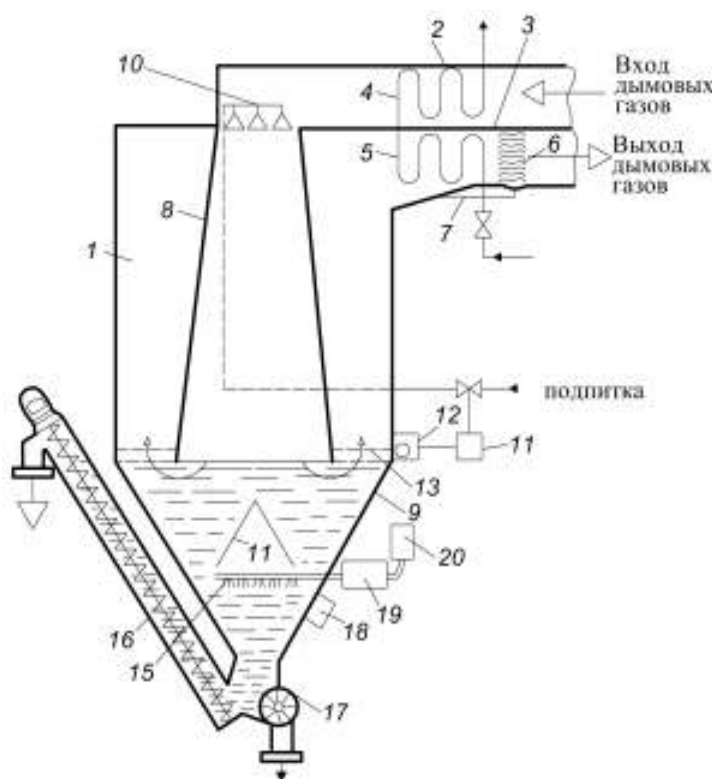


Рис.1.8 Установка для утилизации тепла и очистки дымовых газов: 1 – корпус; 2 – газоход; 3 – перегородка газохода; 4 – высокотемпературная ступень подогревателя технологической воды; 5 – низкотемпературный

подогреватель; 6 – сепаратор; 7 – трубопровод; 8 – барботер; 9 – жидкостная ванна; 10 – форсунки; 11 – регулятор; 12 – успокоительная камера; 13 – двухступенчатая успокоительная решетка; 14 – рассекатель; 15 – распределитель рассекателя; 16 – распределитель рассекателя шнековый; 17 – распределитель рассекателя лопастной; 18 – вибрационное устройство; 19 – дозирующее устройство; 20 – растворная емкость.

Дымовые газы с температурой 300— 800°С по газоходу 2 поступают по конусному барботеру 8 в жидкостную ванну 9. В жидкостной ванне 9 горючие газы, попадая на рассекатель 14, меняют свое направление, при этом снижается их скорость в воде и они направляются вверх. Контактруя с жидкостью газы испаряют ее. Образуется парогазовая смесь (ПГС), которая подымается из слоя жидкости через двуступенчатую успокоительную решетку 13. Первая по ходу ПГС ступень успокоительной решетки как бы дробит вырывающуюся ПГС, распределяет ее равномерно по всему выходному сечению, а вторая ступень нивелирует уровень жидкости в ванне, не дает ей возможности фонтанировать, бурлить и как бы сглаживает пульсации.

Вода в жидкостной ванне 9 и ПГС нагреваются до температуры мокрого термометра, а шлам, обладая большим удельным весом, чем вода, и потеряв скорость в жидкости, оседает на дно конуса жидкостной ванны, которое защищено от бурлящих верхних слоев жидкости рассекателем 14. ПГС подымается вверх с капельками испарившейся воды. Конусообразное исполнение барботера 8 увеличивает проходное сечение для ПГС по мере ее подъема вверх, и тем самым скорость ПГС снижается до 2–3 м/с, что способствует выпадению капелек влаги на стенки и возвращению их в жидкостную ванну 9.

Затем ПГС входит в газоход и проходит последовательно низкотемпературную ступень подогревателя (конденсатора) 5 технологической воды, сепаратор 6 и по газоходу 2 направляется в дымовую трубу.

В низкотемпературной ступени подогревателя 5 пары воды из ПГС конденсируются, конденсат сливается в жидкостную ванну 9 по наклонному

участку газохода, а газы охлаждаются до температуры точки росы $\sim 15^{\circ}\text{C}$. Несконденсировавшийся пар и капельки воды проходят сепаратор б, где капельки воды улавливаются и по трубопроводу 7 сбрасываются в жидкостную ванну 9. Несконденсировавшаяся часть паров воды проходит участок газохода с перегородкой 3. По избежание выпадения влаги в дымовой трубе на этом участке газохода ПГС подогревается за счет тепла горячих газов из печи (котла) через общую перегородку 3 и направляется в дымовую трубу.

Представляет особый интерес контактно-рекуперативная система утилизации теплоты вращающихся печей [26].

В предложенной схеме [26], реализуется вариант контактно-рекуперативного теплообмена при двухступенчатом нагреве промежуточного теплоносителя с обеспечением необходимых условий для повышения эффективности контактного теплообмена. Принципиальная схема наиболее характерного комплекса данного типа изображена на рис. 1.9.

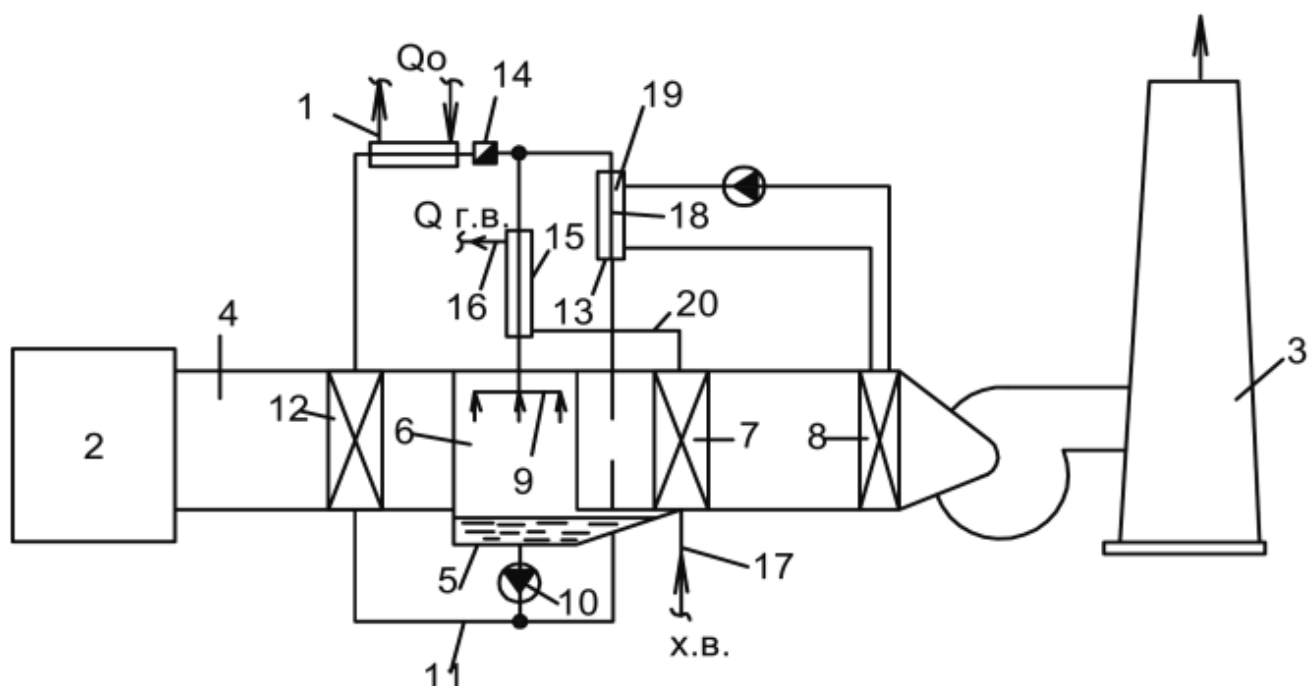


Рис. 1.9. Принципиальная схема контактно – рекуперативной системы отбора теплоты: 1 – теплообменник системы отопления; 2 – вращающаяся обжиговая печь; 3 – дымовая труба; 4 – газоход; 5 – поддон для сбора воды в контактной камере 6; 7 – теплообменник доохлаждения газов; 8 – теплообменник догрева охлажденных газов; 9 – контактно-оросительная

секция; 10 – циркуляционный насос; 11 – трубопровод; 12 – теплообменник предварительного охлаждения газов; 13 – теплообменник нагрева теплоносителя для горячего водоснабжения; 14 – дроссель; 15 – теплообменник системы горячего водоснабжения; 16 – трубопровод системы горячего водоснабжения; 17 – хозяйственно-питьевой водопровод; 18 – теплообменник для догрева охлажденных газов; 19,20 – циркуляционные трубопроводы.

Первой ступенью нагрева вторичного теплоносителя служит контактный водонагреватель 1, позволяющий достичь достаточно глубокого охлаждения первичного энергоносителя при ограниченных размерах нагревателя, а второй ступенью - рекуперативный теплообменник 2, в котором происходит догрев промежуточного теплоносителя до предельно возможной (по условиям первичного теплоносителя) температуры, в том числе выше 100°C. В этом случае необходимое давление в напорной линии промежуточного теплоносителя поддерживается регулятором давления РД-1. Байпасная линия позволяет обеспечить необходимую плотность орошения в рабочем объеме контактного теплообменника и одновременно перераспределять тепломощности подогревателей 1 и 2.

На основе результатов выполненных исследований представилось возможным оценить влияние климатических, экономических и теплотехнических факторов на выбор режимных условий при разработке высокоэффективных контактно-рекуперативных комплексов. Технические решения, обладающие патентной новизной, позволяют расширить возможности разрабатываемых систем, а очевидная эффективность протекающих процессов и несложность технических решений дают основание считать целесообразным сооружение предложенных комплексов в реальных условиях строительного производства.

1.3.4 Ступенчатый отбор теплоты.

В условиях дефицита и высокой стоимости тепловой энергии актуальна потребность поиска и разработки новых концепций, которые обеспечат

комплексное решение поставленных задач. Одной из научно-технических проблем, требующих дальнейшего решения, является разработка более универсального энергоэффективного оборудования.

Были проанализированы способы и системы повышения эффективности энергии газов, и определены перспективные направления отбора и преобразования теплоты охлаждения отработанных газов, а так же проведена оценка тепловой эффективности ресурса отбираемой теплоты из отработанных газов вращающихся печей для производства строительных материалов.

Автором [27] обоснована необходимость повышения эффективности использования топлива в промышленности, в связи с низким коэффициентом его использования, около 30%, а в отдельных отраслях еще меньше. Большое значение для повышения эффективности использования топлива и энергии имеет выбор рационального энергоносителя для промышленных печей и сушил.

Снижение температуры уходящих газов и достижение полноты сгорания при малом избытке воздуха – основное условия повышения к.и.т. и экономичности работы газоиспользующих установок. Например, при широком использовании теплоты уходящих газов промышленных печей для промышленного и коммунально-бытового теплоснабжения.

Представляет интерес возможность экономии природного газа путем ступенчатого использования теплоты продуктов сгорания газа последовательно в установках со ступенчато понижающейся температурой теплоносителя в частности в высоко-, средне-, и низкотемпературных печах, сушильных агрегатах и других технологических установках для нагрева воздуха, получения холода, нагрев воды в поверхностных и контактных теплообменниках.

Авторами [27], [28] предложена принципиальная схема, рис.1.10, в которой раскрывается суть комплексного ступенчатого использования тепла продуктов сгорания природного газа.

Выбор тепловых процессов и числа ступеней, использующих тепло продуктов сгорания определяется расходом продуктов сгорания и их

температурой, а также технологическими потребностями производственного процесса.

Следует отметить, что использование теплоты уходящих газов непосредственно в технологических процессах приводит к прямой экономии природного газа, пара, поэтому при выборе предложенной системы первоочередной задачей является обеспечение потребностей в теплоте технологического и коммунально-бытового назначения.



Рис. 1.10. Принципиальная схема комплексного ступенчатого использования теплоты продуктов сгорания.

На комплексных установках кроме экономии природного газа, приводящей соответственно к сокращению выбросов уходящих газов в атмосферу, достигается большая экологическая эффективность продуктов сгорания вследствие контроля за процессом горения.

В промышленности строительных материалов применяются различные тепловые процессы, использующие в качестве топлива природный газ. Для многих из этих процессов применяют комплексные методы использования газа,

где сушка материала производится продуктами сгорания газа, в частности в 2^х барабанных печах.

Однако в настоящее время применение комплексного ступенчатого использования газа ограничивается в связи с переходом многих предприятий с газа на резервное топливо.

1.4. Анализ систем отбора теплоты на основе парокompрессионной технологии термотрансформации энергетических потоков

1.4.1. Условия и эффективность процессов трансформации энергетических потоков при отборе теплоты из охлажденных газов

Тепловым насосом [29] называется агрегат, предназначенный для получения теплоты на основе обратного термодинамического цикла, рис.1.11. Главной целью применения тепловых насосов является использование низкопотенциальных источников теплоты (НПИТ) для теплоснабжения зданий с экономией топлива по сравнению с непосредственным его сжиганием в печах и котлах.

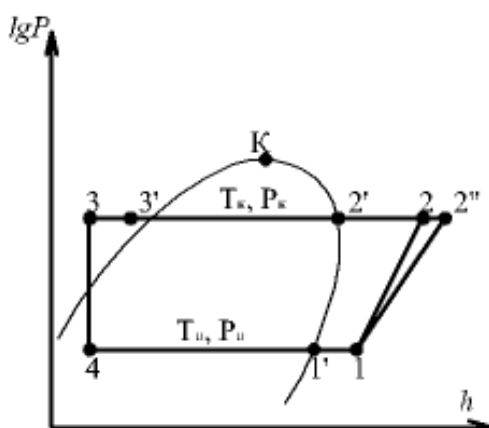
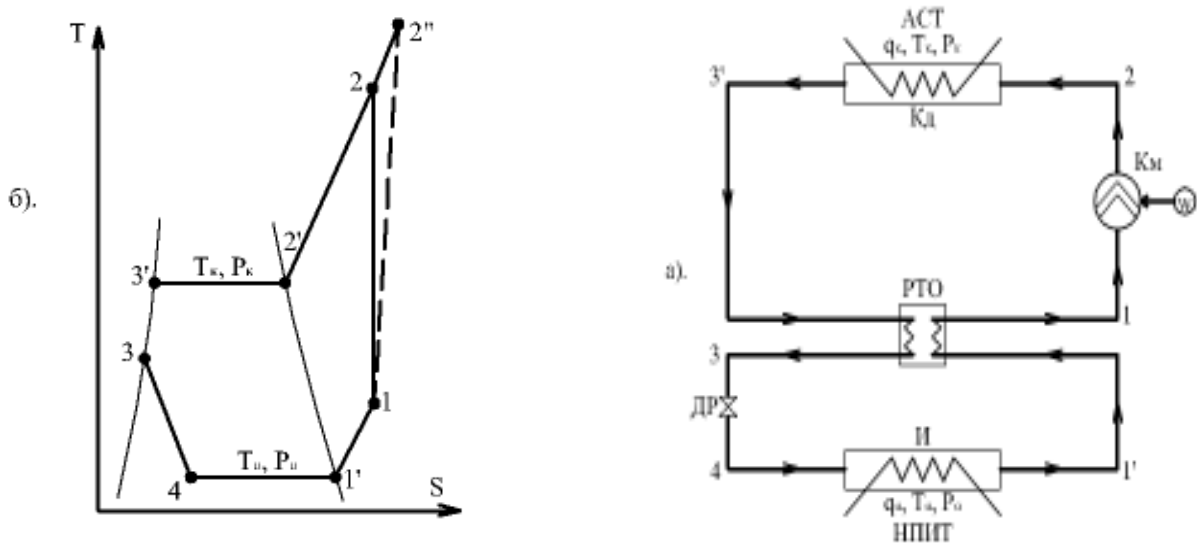


Рис. 1.11. Принципиальная схема парокompрессионного цикла теплового насоса для теплоснабжения здания (а) с изображением его (б) в TS и lgP - h диаграммах. Условные обозначения: К_м – компрессор с внешним

приводом мощностью w ; K_d – конденсатор; РТО – регенеративный теплообменник; ДР – дроссельный вентиль; И – испаритель; НПИТ – низкопотенциальный источник теплоты; АСТ – абонентская система потребления теплоты.

Отличие теплового насоса от обычных традиционных теплообменников заключается в том, что этот теплообменник позволяет передавать теплоту только от более нагретого потока к менее нагретому, т.е. в сторону уменьшения температурного уровня. Если отвлечься от затрат мощности на передвижение вещества (насосы, вентиляторы), то передача теплоты в теплообменнике происходит самопроизвольно, без затрат электрической или механической мощности.

В тепловом насосе, рис.1.7.а, теплота передается от холодного к более нагретому потоку (в сторону увеличения температуры), а такая передача в силу второго закона термодинамики в компрессионном тепловом насосе невозможна без затрат механической мощности. Поэтому кроме теплообменных аппаратов каждый компрессионный тепловой насос содержит компрессор с электрическим или иным приводом.

Автором [29] рассмотрен принцип действия теплонасосной установки (ТНУ) состоит в осуществлении обратного термодинамического цикла легкокипящим веществом (хладагентом). В испарителе ТНУ, рис. 1.12, теплота от низкотемпературного источника поглощается хладагентом, который испаряется.

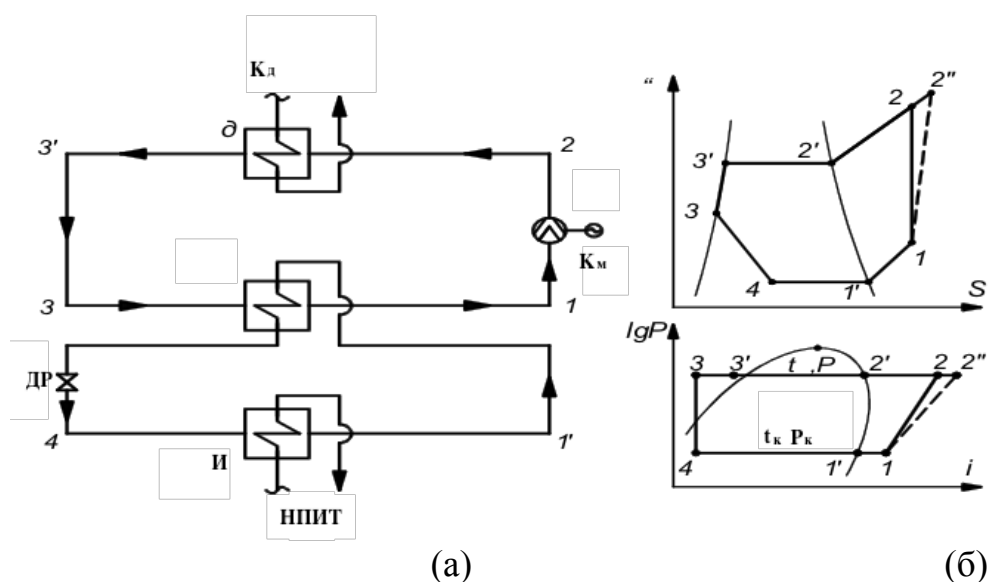


Рис. 1.12. Принципиальная схема парокompрессионного цикла теплового насоса (а) с изображением его в T-S и lgP-i диаграммах (б): Км – компрессор, Кд – конденсатор, РТО – регенеративный теплообменник, ДР – дроссельный вентиль, И – испаритель, НПИТ – низкопотенциальный источник теплоты, АСТ – абонентская система теплоснабжения.

Пары хладагента сжимаются в компрессоре, благодаря чему их температура повышается. Теплота от сжатого (горячего) хладагента отдается потребителю в теплообменнике–конденсаторе, а сконденсированный пар хладагента после снижения давления в дроссельном вентиле снова поступает в испаритель.

Таким образом, воспринятая в испарителе низкотемпературная энергия q_0 благодаря подведенной в компрессоре механической работе W превращается в высокотемпературную энергию, которая отдается потребителям в конденсаторе ТНУ.

Коэффициент трансформации энергии ϕ в теплонасосной установке является важнейшей энергетической характеристикой, определяющей не только технико-экономические показатели, но и границы конкурентоспособности теплового насоса по отношению к другим источникам теплоты, а значит, и масштабы их целесообразного использования в технике.

Коэффициент трансформации энергии для идеального цикла Карно с учетом теплообменников определяется соотношением:

$$\varphi = \frac{T_K}{T_K - T_O}, \quad (1.13)$$

где T_K, T_O – абсолютные температуры испарения и конденсации фреона.

В процессе работы компрессор теплового насоса потребляет электрическую либо механическую энергию. Соотношение произведенной и потребляемой энергии называется коэффициентом трансформации (коэффициентом преобразования теплоты) и является показателем энергетической эффективности работы теплового насоса:

$$\varphi = \frac{Q_K}{N}, \quad (1.14)$$

где Q_K – произведенная тепловая энергия,

N – затраченная электроэнергия.

Коэффициент преобразования энергии с учетом механических потерь выражается следующей зависимостью:

$$\varphi_M = \varphi \cdot \eta_M, \quad (1.15)$$

где η_M – механический КПД, показывающий, какая доля работы, подведенной к валу компрессора, отдана рабочему телу.

Следует отметить, что по верхнему температурному уровню [31] производимой теплоты тепловые насосы могут быть среднетемпературными с $t_T = (50 \div 80)^\circ\text{C}$. В них применяются высокотемпературные рабочие вещества с трансформацией энергии в пределах $(-15 \div 80)^\circ\text{C}$ с температурой кипения до 35°C .

Низкотемпературные тепловые насосы характеризуются температурным уровнем производимой теплоты в пределах $(20 \div 50)^\circ\text{C}$.

К высокотемпературным относятся специальные тепловые насосы с $t_T > 80^\circ\text{C}$.

Комбинированный термотрансформаторный цикл работы теплонасосных установок является одним из рациональных, так как он позволяет наиболее эффективно одновременно использовать энергию охлаждения низкопотенциальных источников и теплоту для абонентских систем в едином термодинамическом процессе. Его эффективность [29-31, 32, 33] определяется температурными условиями и возможностью одновременного использования энергии низкотемпературного охлаждения и высокотемпературного теплоснабжения абонентскими системами. Она также характеризуется коэффициентом преобразования, который представляется в виде

$$\varphi_k = \frac{T_B}{T_B - T_H}, \quad (1.16)$$

а также следующим образом $\varphi_k = 1 + \varepsilon_k = 1 + \frac{T_H}{T_B - T_H}$. (1.17)

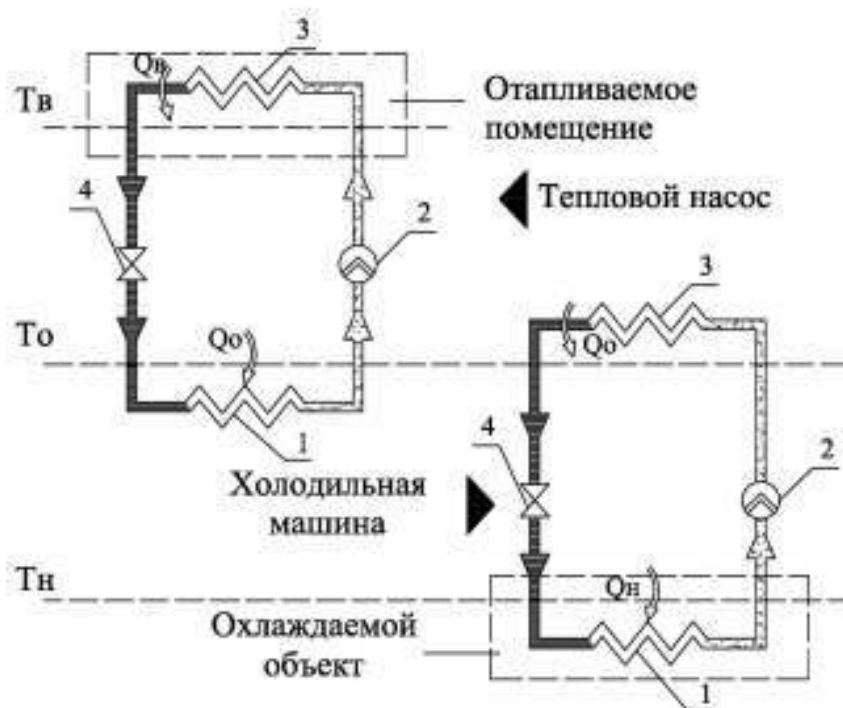


Рис.1.13. Схема и условия трансформации теплоты в системе «Охлаждаемый объект – отопляемое помещение»: 1 – испаритель; 2 – компрессор; 3 – конденсатор; 4 – дроссельный вентиль.

В результате совместного решения уравнений (1.16) и (1.17) коэффициент преобразования приобретает вид

$$\varphi_k = 0,5 \left(1 + \frac{T_B + T_H}{T_B - T_H} \right). \quad (1.18)$$

Представив температурный симплекс в уравнении (1.18), учитывающий значение промежуточной температуры T_0 , в следующем виде

$$\frac{T_B + T_H}{T_B - T_H} = \frac{(T_B - T_0) + (T_H + T_0)}{(T_B - T_0) + (T_0 + T_H)} = \frac{1 + (T_H + T_0)/(T_B - T_0)}{1 + (T_0 - T_H)/(T_B - T_0)},$$

тогда коэффициент преобразования согласно зависимости (1.18) приобретает окончательный вид

$$\varphi_k = 0,5 \left(1 + \frac{1 + (T_H + T_0)/(T_B - T_0)}{1 + (T_0 - T_H)/(T_B - T_0)} \right) \quad (1.19)$$

Очевидно, что в полученном уравнении (1.8) коэффициент комплексного учета энергетической эффективности трансформации тепловых потоков с соответствующими температурами имеет физический смысл при условии, когда $(T_H + T_0) \neq 0$ и $(T_H - T_0) \neq 0$.

Графическая интерпретация уравнения (1.19) представлена на рис. 1.14 для реальных условий работы термотрансформаторной системы в режиме теплохладоснабжения, при котором температура охлаждаемого объекта находится в пределах $t_n = (-10 \div +15)^\circ\text{C}$, необходимая температура для нагрева абонентского теплоносителя в диапазоне $t_b = (+45 \div +70)^\circ\text{C}$, а значение промежуточной температуры окружающей среды может изменяться в диапазоне $t_0 = (+20 \div +40)^\circ\text{C}$.

Таким образом, получена новая зависимость в виде модифицированного коэффициента преобразования цикла Карно для энергетической оценки термотрансформаторных систем теплохладоснабжения, которая дополняет

инженерную практику в части выбора промежуточной температуры рабочего тела между низкопотенциальным источником и абонентской системой для обеспечения высокоэффективного преобразования энергетических потоков.

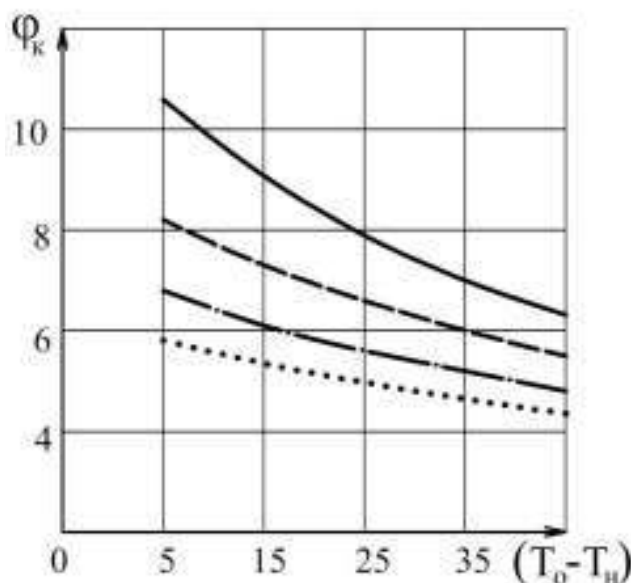


Рис. 1.14. Зависимость коэффициента преобразования по циклу Карно в термотрансформаторной системе теплоснабжения от $(T_0 - T_H)$ и T_b :

———— - $T_b=318K$; - - - - - $T_b=328K$;
 - . - . - . $T_b=338K$; $T_b=348K$.

Графический анализ полученной зависимости показывает, что для достижения высоких коэффициентов преобразования при выборе промежуточной температуры в термотрансформаторной системе следует отдавать предпочтение минимальному превышению её относительно температуры низкопотенциального теплоисточника, а также более низким значениям температуры теплоносителя для абонентских систем.

Анализ результатов исследования для рассматриваемой системы подтверждает общую закономерность возрастания коэффициента преобразования при уменьшении разности температур верхнего и нижнего уровня со снижением цикла относительно критической точки.

Результаты исследования дополняют подход в выборе рациональных параметров по снижению необратимых потерь для достижения более высоких значений действительного коэффициента преобразования, как для

многоступенчатых, так и каскадных схем в разработке соответствующих систем теплоснабжения.

Термодинамическое совершенство теплового насоса определяется также [33] эксергетическим КПД, который может быть представлен в виде следующим образом:

$$\eta_e = \frac{Q_K \times \tau}{N}, \quad (1.20)$$

где τ – коэффициент работоспособности теплоты, который определяется по зависимости:

$$\tau = 1 - \frac{T_{oc}}{T_B}, \quad (1.21)$$

где T_{oc} – температура окружающей среды, $^{\circ}\text{C}$;

T_B – температура абонентского теплоносителя, $^{\circ}\text{C}$.

1.4.2 Применение тепловых насосов в процессах сушки

Автором [34] приведен один из распространенных типов сушильных установок, основой которых является конвективная сушилка, в которой предварительно нагретый воздух проходит над поверхностью продукта. Смесь удаленной из продукта влаги с воздухом уходит в атмосферу, унося с собой теплоту, затраченную на испарение влаги. Температура удаляемого воздуха находится в пределах 30-70 $^{\circ}\text{C}$.

Сушилки могут быть как непрерывного действия (продукт поступает в камеру и удаляется непрерывно), так и прерывного (продукт загружается в камеру, сушится и после достижения определенной влажности удаляется, далее цикл повторяется). Теоретически возможно уменьшить энергопотребление сушильного агрегата увеличением, рециркуляции воздуха, но увеличение рециркуляции удлиняет время сушки. Поэтому долю рециркулируемого воздуха определяют на основе технико-экономических расчетов.

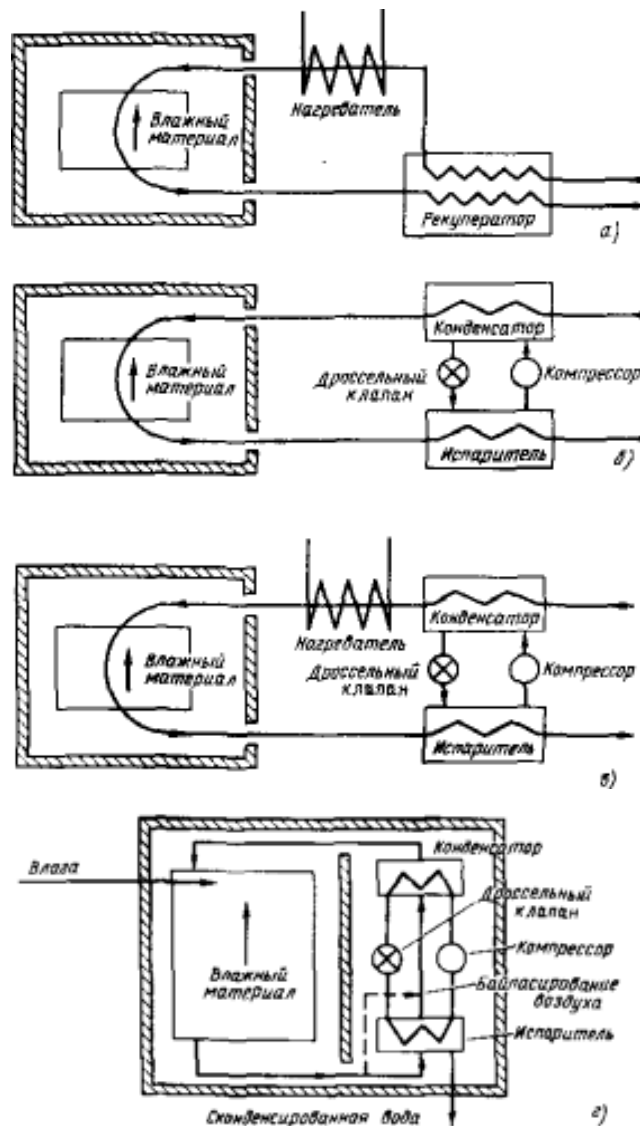


Рис. 1.15. Принципиальные схемы сушильных установок с утилизаторами теплоты уходящего воздуха: а - с рекуператором; б-с тепловым насосом; в - с тепловым насосом и дополнительным подогревателем; г – с теплонасосным осушителем.

Кроме нагрева воздуха, необходимого для прохождения процесса, подведенная энергия расходуется на компенсацию потерь теплоты через ограждающие конструкции, утечку горячего воздуха через неплотности и потери при нагреве в калориферах. Энергия подводится также на привод вентиляторов. Эффективность сушилок очень низка. Затраты энергии достигают 23 МДж/кг удаляемой влаги, что почти в 10 раз больше теплоты испарения.

Простейшая утилизационная установка представляет собой теплообменник-рекуператор, в котором входящий воздух нагревается потоком уходящего воздуха (рис. 1.15, а). В сушилке, оборудованной тепловым насосом (рис. 1.15,б), уходящий воздух поступает в испаритель теплового насоса, где отдает теплоту кипящему рабочему телу. Пары последнего сжимаются в компрессоре и поступают в конденсатор. Конденсируясь, пары нагревают поступающий в сушилку атмосферный воздух. Если невозможно нагреть воздух в конденсаторе до необходимой температуры, дополнительно устанавливается электронагреватель (рис. 1.15, в).

Сушилка с теплонасосным осушителем (рис. 1.15, г) позволяет получить замкнутый воздушный контур. В испарителе влажный воздух охлаждается ниже точки росы (осушается) и поступает в конденсатор теплового насоса, где нагревается до нужной температуры. Для уменьшения количества теплоты, необходимого для нагрева, применяется байпасирование части воздуха мимо испарителя, что увеличивает его температуру перед конденсатором.

Наиболее эффективным при высокой относительной влажности уходящего воздуха является применение теплонасосного осушителя с байпасированием воздуха. Уменьшение относительной влажности уходящего воздуха снижает эффективность применения теплового насоса, и при относительной влажности менее 30 % он становится невыгодным. Это объясняется уменьшением доли теплоты парообразования воды в воздухе, что приводит к понижению температуры кипения в испарителе и, соответственно, при постоянной температуре конденсации — к уменьшению коэффициента преобразования. Исследования показали, что при относительной влажности уходящего воздуха 80% и температуре входящего воздуха 0 °С, или относительной влажности входящего воздуха 100 % и температуре воздуха за сушилкой 50 °С удельный расход энергии составит для этих схем около 800 кДж/кг, в то время как для обычной сушилки около 4000 кДж/кг.

1.4.3. Системы теплоснабжения на основе парокомпрессионной трансформации теплоты охлаждения отработанных газов.

В работе [35] проанализированы показатели эффективности работы котельных с утилизацией теплоты отходящих газов в контактных утилизаторах и теплонасосных установках. На рис. 1.16 представлена принципиальная схема, где отходящие из котла газы с температурой $t_{го}$ поступают в контактный утилизатор и охлаждаются до температуры $t_{ку}$ циркуляционной водой. При этом утилизированная теплота с водой поступает в испаритель ТНУ, где испаряет рабочее тело ТНУ. За счет подведения работы компрессора из конденсатора из конденсатора ТНУ отводится определенная тепловая мощность, поставляемая потребителям.

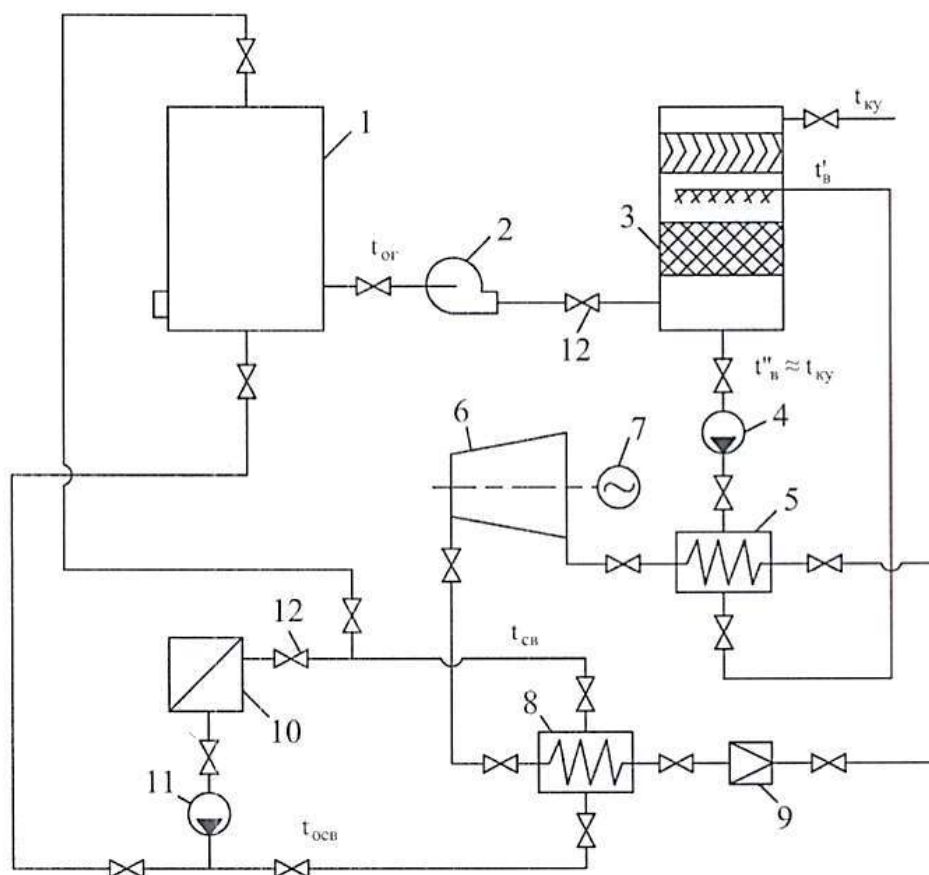


Рис. 1.16. Принципиальная схема утилизации теплоты отходящих газов из котла с помощью котла утилизатора и теплонасосной установки: 1 - водогрейный котел; 2 - дымосос; 3 - контактный утилизатор; 4 - циркуляционный насос; 5 - испаритель ТНУ; 6 - компрессор; 7 - конденсатор; 8 - конденсатор; 9 - конденсатор; 10 - парогенератор; 11 - насос.

электродвигатель; 8 – конденсатор ТНУ; 9 – дроссельное устройство; 10 – тепловой потребитель; 11 – сетевой насос; 12 – арматура.

Для заданной тепловой мощности котла Q_k расход рабочего и условного топлива равен:

$$V_{рк} = \frac{Q_k}{Q_H^p \cdot \eta_k}; V_{ук} = \frac{Q_k}{Q_{ну}^p \cdot \eta_k} \quad (1.22)$$

где Q_H^p и $Q_{ну}^p$ – теплота сгорания рабочего и условного топлива соответственно; η_k – коэффициент полезного действия (КПД) котла.

Тепловая мощность, которая утилизируется в КУ за счет "сухого" теплообмена

$$Q_c = V_{рк} \cdot Q_H^p \cdot (1 - \eta_k) \cdot \psi_c = Q_{топл} (1 - \eta_k) \cdot \psi_c, \quad (1.23)$$

где $Q_{топл} = V_{рк} \cdot Q_H^p = V_{ук} \cdot Q_{ну}^p$ – тепловая мощность топлива;

$\psi_c = (t_{ог} - t_{ку}) / t_{ог}$ – коэффициент утилизации теплоты "сухого" теплообмена.

Тепловая мощность, высвобождаемая в КУ за счет конденсации водяного пара [36]

$$Q_{вп} = V_{рк} \cdot (Q_B^p - Q_H^p) \cdot \psi_{вп} = V_{рк} \cdot Q_H^p \left(\frac{Q_B^p}{Q_H^p} - 1 \right) \cdot \psi_{вп} = Q_{топл} \left(\frac{Q_B^p}{Q_H^p} - 1 \right) \cdot \psi_{вп} \quad (1.24)$$

где Q_B^p – высшая теплота сгорания топлива, которая превышает значение Q_H^p на теплоту конденсации водяного пара; $\psi_{вп} = (t_R - t_{ку}) / t_R$ – коэффициент утилизации теплоты водняного пара.

Температуру точки росы t_r вычисляют по [37] или [38]. Отношения $\frac{Q_B^p}{Q_H^p}$ для различных видов топлива приведены в [39].

$$Q_{ку} = Q_c + Q_{вп} = Q_{топл} \left[(1 - \eta_k) \cdot \psi_c + \left(\frac{Q_B^p}{Q_H^p} - 1 \right) \cdot \psi_{вп} \right] = Q_{топл} \cdot A. \quad (1.25)$$

Эта мощность направляется в испаритель ТНУ, мощность которого будет равна

$$Q_{\text{исп}} = Q_{\text{ку}} \cdot \eta_{\text{то}} = Q_{\text{топл}} \cdot A \cdot \eta_{\text{то}} = Q_{\text{топл}} \cdot A_1, \quad (1.26)$$

где $\eta_{\text{то}}$ -КПД теплообменника.

Тепловая мощность конденсатора ТНУ

$$Q_{\text{кн}} = \frac{Q_{\text{исп}}}{(\varphi-1)} = \frac{Q_{\text{топл}} \cdot A_1 \cdot \varphi}{(\varphi-1)} = Q_{\text{топл}} \cdot c \cdot \varphi \quad (1.27)$$

где φ – тепловой (отопительный) коэффициент ТНУ, который зависит от температур в испарителе $T_{\text{и}}$, в конденсаторе $T_{\text{кн}}$ и КПД компрессора.

Значение φ определяют либо в результате построения рабочего процесса ТНУ на P-h диаграмме или по соотношениям в [40]

Необходимая мощность электропривода компрессора ТНУ

$$N = \frac{Q_{\text{кн}}}{\varphi \cdot \eta_{\text{эмх}}} = \frac{Q_{\text{топл}} \cdot c \cdot \varphi}{\varphi \cdot \eta_{\text{эмх}}} = Q_{\text{топл}} \cdot C_1, \quad (1.28)$$

где $C_1 = c/\eta_{\text{эмх}}$; $\eta_{\text{эмх}}$ -электромеханический КПД электропривода.

Эквивалентный расход условного топлива на электропривод компрессора

$$B_{\text{эу}} = \frac{N}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{эст}} \cdot \eta_{\text{эс}}} = \frac{B_{\text{ук}} \cdot C_1}{\eta_{\text{эст}} \cdot \eta_{\text{эс}}}, \quad (1.29)$$

где $\eta_{\text{эс}}$ и $\eta_{\text{эст}}$ - средние значения КПД электростанций и электросетей в энергосистеме соответственно, которые определяют из статистических ежегодников Украины [41].

Общий расход условного топлива в предложенной установке

$$B_{\text{оу}} = B_{\text{ук}} + B_{\text{эу}} = B_{\text{ук}} \left[1 + \frac{C_1}{\eta_{\text{эст}} \cdot \eta_{\text{эс}}} \right]. \quad (1.30)$$

Общая тепловая мощность, выработанная в установке

$$Q_{\text{о}} = Q_{\text{к}} + Q_{\text{кн}} = B_{\text{ук}} \cdot Q_{\text{ну}}^{\text{р}} (\eta_{\text{к}} + c \cdot \varphi). \quad (1.31)$$

Удельный расход условного топлива на выработку тепловой мощности, кг/ГДж

$$b_y = \frac{B_{oy} \cdot 10^3}{Q_o} = \frac{10^3}{Q_{ny}^p} \left[\frac{1 + C_1 / (\eta_{эс} \cdot \eta_{эст})}{\eta_k \cdot C\varphi} \right]. \quad (1.32)$$

В случае выработки общей тепловой мощности в котле удельный расход условного топлива составлял бы, кг/ГДж

$$b_y^k = \frac{10^3}{Q_{ny}^p \cdot \eta_k}. \quad (1.33)$$

Разница между удельными расходами условного топлива, кг/ГДж

$$\Delta b_y = b_y^k - b_y = \frac{10^3}{Q_{ny}^p} \left[\frac{1}{\eta_k} - \frac{1 + C_1 / (\eta_{эс} \cdot \eta_{эст})}{\eta_k \cdot C\varphi} \right] \quad (1.34)$$

Экономия условного топлива за счет утилизации теплоты отходящих газов в КУ и ТНУ, т/час

$$\Delta B_y = \Delta b_y \cdot Q_{кн} \cdot 3,6 \cdot 10^{-3}. \quad (1.35)$$

В результате работы [42] выяснено, что применение контактных утилизаторов теплоты вместе с теплонасосными установками позволяет повысить эффективность использования топлива на 7,2% и экономить расход условного топлива до 40 кг/час. Установлено, что применение теплонасосных установок обуславливает повышение мощности сетевых насосов от 10 до 30%. Определены оптимальные температуры охлаждения продуктов сгорания топлива в контактных утилизаторах и сведены в таблицу 1.4.

Оптимальные значения температуры газов за контактным утилизатором

Показатели	Температура газов за контактным утилизатором, °С				
	23	28	33	38	43
Тепловая мощность за счет «сухого» теплообмена в КУ, МВт	2,68	2,56	2,44	2,32	2,2
Тепловая мощность за счет конденсации водяного пара в КУ, МВт	2,98	2,52	2,05	1,58	1,12
Тепловая мощность испарителя ТНУ, МВт	5,55	4,98	4,49	3,83	3,25
Отопительный коэффициент	3,43	3,62	3,95	4,22	5,25
Мощность компрессора ТНУ, МВт	2,28	1,9	1,488	1,19	0,764
Тепловая мощность конденсатора ТНУ, МВт	7,83	6,88	5,976	5,02	4,01
Удельный расход условного топлива, кг/ГДж	36,4	36,2	35,49	35,9	36,3

В работе [37] отмечено, что практический интерес представляет оценка топливной эффективности водогрейного (или парового) котла, надстроенного тепловым насосом, утилизирующим сбросную теплоту котла. При сжигании в котле природного газа или влажных твёрдых органических топлив (древесины, торфа и др.) в продуктах сгорания образуется большое количество водяных паров, а скрытая теплота парообразования сбрасывается с уходящими газами в окружающую среду. Особенно ощутимы потери котла с уходящими газами при сжигании биотоплив с высокой влажностью, так как львиная доля теплоты сгорания будет уходить на испарение содержащейся в топливе влаги. При использовании для утилизации сбросной теплоты теплового насоса принципиально можно обеспечить сколь угодно низкую температуру уходящих газов, то есть полезно использовать практически всю скрытую теплоту парообразования. Однако максимум топливной эффективности котла с тепловым насосом достигается при определённой оптимальной температуре уходящих газов, т.к. при её снижении наряду с ростом количества

утилизируемой теплоты увеличиваются и затраты на привод ТН в связи с ростом перепада температур $\Delta t = T_K - T_{И}$ за счёт снижения температуры воды в испарителе $T_{И}$ при $T_K = \text{const}$. Схема утилизации сбросной теплоты котла при помощи ТН представлена на рис. 1.17

Автор [36] указывает, что граница эффективной работы комбинированной установки, как и отдельно работающего теплового насоса определяется соотношением

$$\Phi_0 = \eta_K \frac{\tau_{\text{Э}}}{\tau_{\text{ТОП}}} \frac{Q_{\text{Н}}^{\text{P}}}{860}, \quad (1.36)$$

где η_K – КПД современного котла (0,92); $\tau_{\text{Э}}$ – тариф на электроэнергию (из расчета 1,309 грн/кВт·ч), $\tau_{\text{Г}}$ – тариф на природный газ (грн/м³), $Q_{\text{Н}}^{\text{P}}$ – низшая теплота сгорания природного газа (ккал/м³).

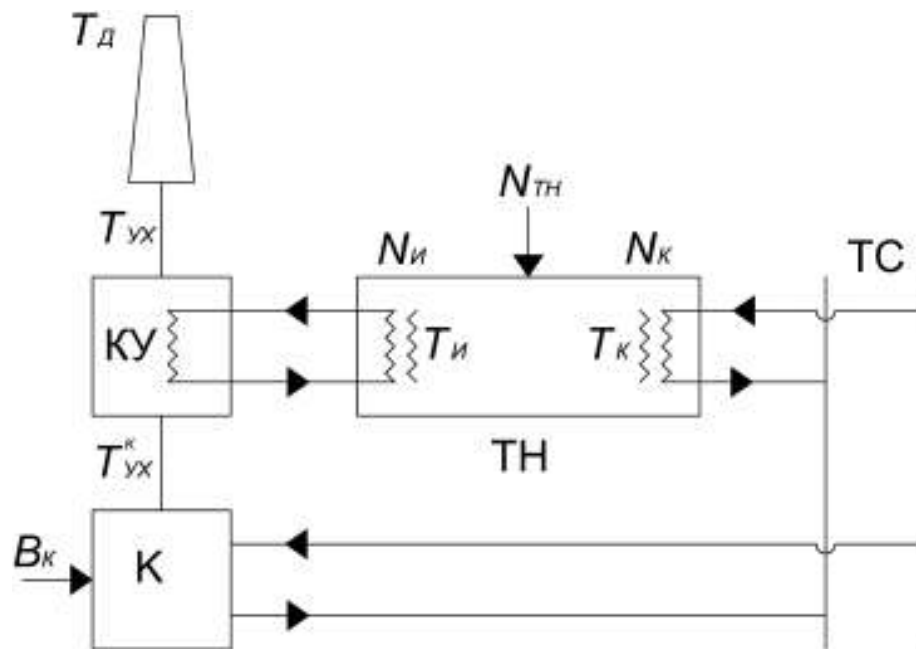


Рис. 1.17.- Схема комбинированной установки на базе отопительного котла и теплового насоса. Условные обозначения: К-котел, КУ-утилизатор теплоты отходящих газов, ТН-тепловой насос, ТС – тепловая сеть; B_K -расход топлива для котла, $T_{ух}$ – температура уходящих газов, $T_{и}$ - температура в воды испарителе, T_K – температура воды в конденсаторе, T_c – температура воды, подаваемой в тепловую сеть.

Автором [39] рассмотрена станция комбинированного производства тепловой и электрической энергии с глубокой утилизацией теплоты продуктов сгорания с помощью теплового насоса, которая построена в г. Мальмё (Швеция) в 2001. Принципиальная технологическая схема ТЭЦ в г. Мальмё приведена на рис. 1.18.

На мусоросжигательной ТЭЦ г. Мальмё установлен паровой котел паропроизводительностью 25 т/ч, давлением 4 МПа и температурой перегретого пара 400 °С. В котле сжигаются твердые бытовые отходы в количестве, по теплотворной способности эквивалентные 75 МВт. Топка котла оснащена наклонно-переталкивающей колосниковой решеткой конструкции Мартина. Паровой котел имеет три радиационные и один конвективный ход.

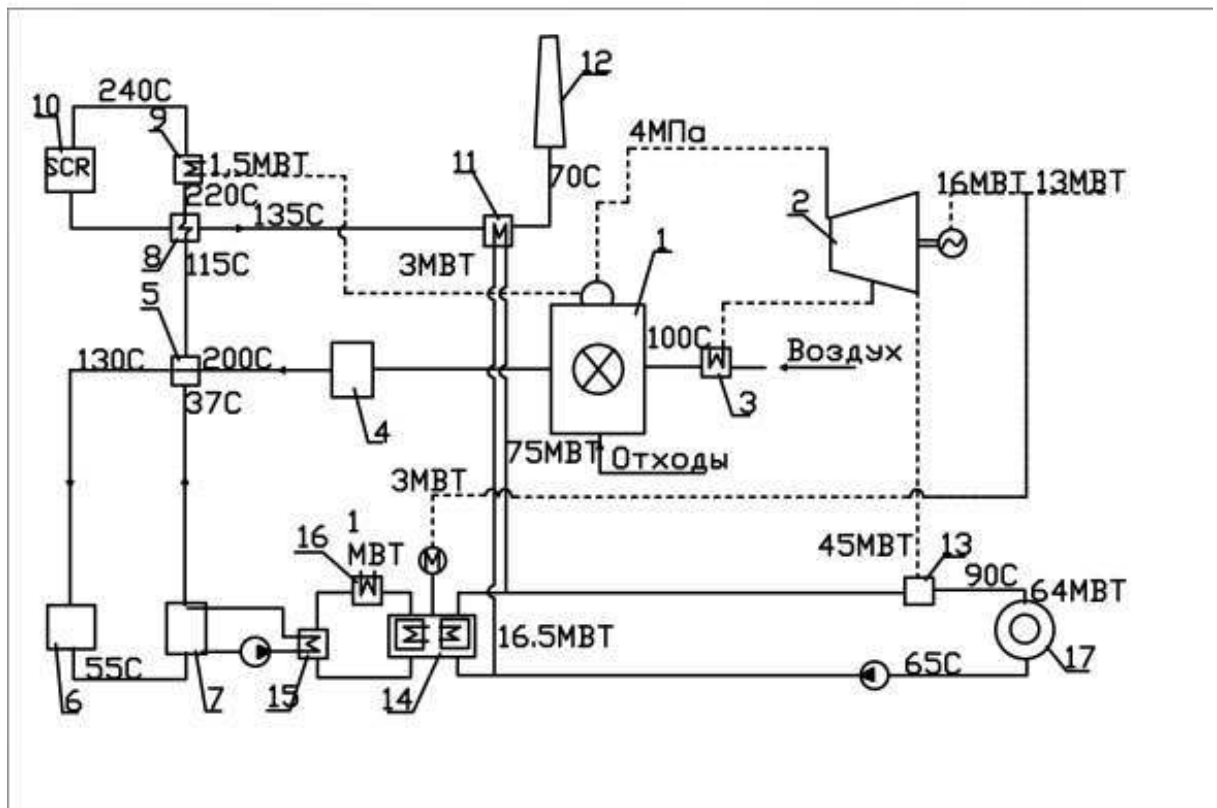


Рис. 1.18. - Принципиальная схема ТЭЦ г. Мальмё с использованием теплового насоса для глубокой утилизации теплоты дымовых газов: 1 - котел паровой; 2 - паровая турбина; 3 - паровой подогреватель воздуха; 4 - электрофильтр; 5, 8 - газо-газовые теплообменники; 6 - скруббер; 7 - конденсационный скруббер; 9 - паровой подогреватель продуктов сгорания; 10

- система селективной каталитической очистки газов; 11 - утилизатор теплоты очищенных дымовых газов; 12 - дымовая труба; 13 - подогреватель сетевой воды; 14 - насос тепловой; 15 - теплообменник - охладитель промывной воды; 16 - теплообменник системы обратного водоснабжения; 17 - тепловая сеть.

Как видно из схемы (рис. 1.18), дутьевой воздух, подаваемый в котел 1, подогревается в паровом калорифере 3 с использованием пара, отобранного в турбине 2. После котла установлен мультициклон и электростатический фильтр 4. Далее продукты сгорания охлаждаются частично очищенными и осушенными дымовыми газами в регенеративном теплообменнике 5 и при температуре 130 °С поступают в комбинированный скруббер 6, где осуществляется мокрое улавливание SO₂ за счет подачи CaCO₃ с производством товарного гипса. В скруббере 6 газы охлаждаются оросительной водой до температуры насыщения 55 °С.

В конденсационном скруббере 7 дымовые газы промываются водной суспензией активированного кокса с конденсацией водяных паров и поглощением диоксинов и следов ртути. Часть суспензии периодически отбирается из контура и сжигается в котле, а в суспензию добавляется порция свежего активированного кокса. Суспензия из конденсационного скруббера поступает к теплообменнику 15 где отдает теплоту, выделяющуюся при конденсации водяного пара, воде промежуточного контура. В результате температура продуктов сгорания в конденсационном скруббере снижается от 55 до 37 °С.

Таким образом, при глубоком охлаждении продуктов сгорания осуществляется и их очистка от мелкодисперсных твердых частиц и различных химических загрязняющих веществ, таких как оксиды серы, хлористый водород, полиароматический углеводород, причем с меньшими затратами, по сравнению с сухими методами очистки.

Промытые дымовые газы в теплообменнике 5 подогреваются до 115 °С, в теплообменнике 8 до 220 °С и паровом подогревателе до 240 °С, а дальше проходят через установку селективной каталитической очистки с

восстановлением оксидов азота аммиаком. Очищенные газы частично охлаждаются в теплообменнике 8, а затем до 70°C в утилизаторе теплоты 11, через который циркулирует сетевая вода. Очищенные продукты сгорания сбрасываются в атмосферу через дымовую трубу 12 высотой 100м.

Пар из котла 1 поступает в паровую турбину 2, которая обеспечивает мощность электрогенератора около 16 МВт. Отработанный пар используется для нагрева сетевой воды в конденсаторе - подогревателе 13.

Низкотемпературная тепловая энергия, высвобождаемая при глубоком охлаждении продуктов сгорания, отбирается в теплообменнике 15 водой промежуточного водяного контура и переносится в испаритель теплового насоса 14. Вода промежуточного контура также отбирает теплоту от системы охлаждения станционного компрессора. Электропроводящий тепловой насос утилизирует 1 МВт тепловой энергии от системы охлаждения компрессора и 12,5 МВт тепловой энергии продуктов сгорания, потребляя электрическую мощность 3 МВт. В результате тепловой насос производит 16,5 МВт тепловой энергии, осуществляя предварительный подогрев сетевой воды от 65°C до $70 \dots 75^{\circ}\text{C}$.

Использование теплового насоса позволяет осуществлять глубокое охлаждение продуктов сгорания и утилизировать теплоту конденсации водяных паров из продуктов сгорания топлива. Так, на ТЭЦ г. Мальмё коэффициент использования энергии топлива составляет 103,3% (по низшей теплоте сгорания топлива), при этом на привод теплового насоса используется менее 20% электрической энергии, произведенной когенерационной установкой. Коэффициент преобразования теплового насоса на ТЭЦ г. Мальмё составляет 5,5. Для сравнения следует отметить, что коэффициент преобразования мощных тепловых насосов, которые утилизируют теплоту из природных источников при температуре, как правило, в пределах от 0°C до 15°C , составляет около 3,5.

Приведенный пример наглядно демонстрирует практическую возможность глубокой утилизации теплоты дымовых газов с помощью

теплового насоса и преимущества применения электропроводящих тепловых насосов для утилизации вторичных энергоресурсов по сравнению с утилизацией низкотемпературной теплоты природных источников.

Для обоснования целесообразного температурного уровня охлаждения продуктов сгорания природного газа при утилизации их теплоты с помощью теплового насоса принимаем, что процесс будет осуществляться по принципиальной технологической схеме, показанной на рис. 1.19.

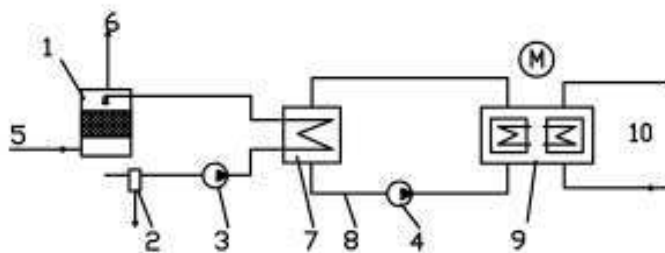


Рис. 1.19. Принципиальная схема утилизации низкотемпературной теплоты продуктов сгорания с помощью теплового насоса: 1 - контактный теплообменник; 2 - грязевик; 3, 4 - насосы циркуляционные; 5, 6 - вход и выход продуктов сгорания; 7 - теплообменник промежуточный; 8 - промежуточный контур; 9 - насос тепловой; 10 - тепловая сеть.

В контактном теплообменнике 1 продукты сгорания орошаются промывной водой через форсунки. В промывной воде будут накапливаться продукты коррозии и различные вещества, имеющиеся в продуктах сгорания, и по мере накопления, они будут выводиться из грязевика 2 в виде шлама для дальнейшего обезвреживания. Примеси, имеющиеся в промывной воде, могут исключать ее прямой контакт с поверхностями нагрева основного оборудования, в данном случае теплового насоса 9. Поэтому теплота, поглощаемая промывной водой в контактном теплообменнике 1, отбирается из промывной воды в промежуточном теплообменнике 7 чистой водой промежуточного контура 8, которая, в свою очередь, будет циркулировать через испаритель теплового насоса 9. Производимая тепловым насосом теплота передается теплоносителю тепловой сети 10.

Состояние продуктов сгорания перед системой утилизации можно охарактеризовать их составом и температурой t . По этим данным можно вычислить их энтальпию I_1 и начальную температуру точки росы t_s . При входе продуктов сгорания в контактный теплообменник, орошаемый водой, будет происходить снижение температуры газов и увеличение их влажности. Для определения равновесных параметров при изоэнтальпийному увлажнению горячего газа можно воспользоваться методикой [39] и найти температуру перехода продуктов сгорания в состояние насыщения водяным паром t_{s1} . Значение температуры t_{s1} характеризует запас низкотемпературной тепловой энергии, обусловленный как начальным содержанием водяного пара, так и начальным перегревом газов над температурой точки росы. Следует отметить, что одинаковые значения t_{s1} могут иметь продукты сгорания с отличными начальными состояниями.

Для упрощения будем считать, что в контактном теплообменнике осуществляется одноступенчатый изотермический отвод утилизированной теплоты оросительной водой с температурой t_{s2} . Этот процесс может реализоваться при настолько большом расходе оросительной воды, что ее температура при прохождении через контактный теплообменник меняется на незначительную величину. Принимаем, что газы охлаждаются до температуры $t_{s2} < t_{s1}$.

Количество теплоты, утилизируемое при охлаждении продуктов сгорания (из расчета на 1 кг сухих газов), будет определяться разницей их энтальпии в начальном и конечном состояниях:

$$q = (I_1 - I_{2s}). \quad (1.37)$$

В качестве критерия оптимизации контактного теплообменника, теплота от которого используется в тепловом насосе, примем величину максимальной эксергии утилизированной теплоты. Эксергию утилизированной теплоты, которая воспринята оросительной водой при температуре t_{s2} , можно рассчитать по известному выражению

$$e_q=q(1-T_0/T), \quad (1.38)$$

где q – количество утилизированной теплоты; T_0 – температура окружающей среды, которую при выполнении расчетов принимаем 273К во избежание отрицательных значений эксергии; $T=t_{s2}+273$ – температура орошающей воды.

Для уменьшения потребления органического топлива в Украине намечается широкое внедрение тепловых насосов, прежде всего в коммунально бытовом секторе. Широкое внедрение тепловых насосов в системах центрального теплоснабжения будет сдерживаться ограниченностью или недоступностью к источникам низкотемпературной теплоты.

В отопительных котельных перспективным источником низкотемпературной сбросной теплоты являются продукты сгорания топлива, прежде всего природного газа. В Украине объемы сбросной теплоты продуктов сгорания этих котельных эквивалентны 4 млн т у. т. в год.

1.4.4. Применение тепловых насосов в технологии производства строительных материалов во вращающихся печах

Каждый тип источника теплоты и системы выработки теплоты можно увязать с любым типом рабочей установки [43]. Выбор теплового насоса можно осуществить путем составления баланса энергетических потоков потребления и выработки теплоты с учетом выбранного типа рабочей установки, а также типа источников и системы выработки холода и теплоты. Целесообразно применять два или три теплонасосных агрегата, поскольку в этом случае обеспечивается возможность более плавного регулирования мощности (теплопроизводительности) и улучшается возможность их использования. Применение нескольких тепловых насосов целесообразно также при необходимости использования различных типов источника теплоты. Если, например, количество отходящей теплоты недостаточно для полного обеспечения необходимой теплопроизводительности, можно распределить ее между отдельными установками таким образом, чтобы обеспечить возможность использования дополнительных источников энергии из

окружающей среды. Применение нескольких тепловых насосов может оказаться целесообразным в том случае, когда источники теплоты значительно удалены друг от друга. Одновременно же следует помнить о том, что централизованное размещение агрегатов тепловых насосов имеет определенные преимущества, прежде всего с точки зрения удобства обслуживания. Весьма успешно, с технической точки зрения, могут быть реализованы различные варианты отопительных систем с тепловыми насосами. При этом особенно важно во всех случаях сравнивать отопительные системы с тепловыми насосами с традиционными средствами отопления. Поэтому для выбора окончательного решения необходимо сопоставить варианты, используя показатели затрат.

На экономичность тепловых насосов благоприятное влияние оказывают такие факторы, как малые перепады температур между источником и приемником теплоты, а также высокая степень загрузки тепловых насосов. Последнее обстоятельство преимущественно характерно для производственных процессов, которые реализуются непрерывно в течение всего года. В качестве важнейших областей применения тепловых насосов в промышленности можно указать следующие: дистилляция, ректификация, выпаривание, сушка и обезвоживание, утилизация теплоты, кондиционирование воздуха и вентиляция зданий.

Возникающие при этом тепловые потоки иногда настолько велики, что их использование даже на отдельных объектах имеет народнохозяйственное значение. Проведенные исследования показали энергетические и экономические преимущества теплового насоса для некоторых случаев термического разделения веществ.

1.5. Выводы, цель и задачи исследования

1. Отработанные газы в процессе производства строительных материалов во вращающихся печах с характерной пылегазовой компонентой как вторичные энергоресурсы, отличаются сравнительно низкой температурой (до 150-200 °С) и большими их расходами. Они обладают мощным теплоэнергетическим

потенциалом, практически не используются для повышения эффективности энерготехнологического процесса и коммунально-бытового теплоснабжения предприятий. При этом энергетическая составляющая потерь теплоты с отработанными из газами вращающихся печей соответствующего назначения находится в пределах 14 – 33 %, а эффективность сжигания первичного топлива не превышает 45 – 56%.

2. Сопоставительный анализ пылевого и химического состава отработанных газов производства строительных материалов указывает на существенные отличия по аналогичным показателям с уходящими газами традиционных районных котельных и ТЭЦ, что определяется соответствующими условиями контактного взаимодействия продуктов сгорания сжигаемого топлива со встречным потоком пересыпающегося материала в процессе его термической обработки. Обладая большой аналогией, химический состав отработанных газов вращающихся печей во многих случаях по содержанию оксидов азота меньше на 10 – 15 %, а по оксидам серы ниже на 8 – 13 %, за исключением случаев повышенного содержания указанных компонентов в исходной структуре обрабатываемого материала.

3. Современный уровень возможностей комплексного снижения запыленности отработанных газов позволяет обеспечить требуемую эффективность очистки пылегазовых выбросов вращающихся печей, базирующийся на основе оптимизации процесса фильтрации и контактного взаимодействия предварительно охлажденных газов с водой, в частности, по разработанной технологии ДонАСА. При этом уловленная пыль по производственно-технологической направленности является рациональным компонентом для совершенствования теплотехнологического процесса, а её часть, уловленная мокрым способом, рациональна для применения в качестве пульпы на исходной стадии технологического процесса и применяется в качестве вяжущего в строительном-технологическом производстве.

4. Анализ систем рекуперативного, контактного и контактно-рекуперативного способов отбора теплоты из низкотемпературных

отработанных газов, с позиции энергосбережения, свидетельствует о необходимости поиска методов более глубокого их охлаждения при одновременном повышении температурного уровня нагреваемой среды для абонентских систем.

5. Наибольшей перспективой отбора теплоты отработанных газов в энерготехнологическом процессе является применение теплонасосных систем в комбинации с понижением температуры газов с помощью традиционных способов. Подход, базирующийся на теплонасосных технологиях, направлен на расширение общего температурного диапазона энергетического потока отбираемой теплоты для промышленного и коммунально-бытового теплоснабжения. При этом в процессе более глубокого охлаждения уходящих газов экономия теплоты возможно до 12 – 18%. Наиболее рациональными по отбору теплоты из отработанных газов представляются контактно-рекуперативные системы по разработкам ИТТФ, ИПЭ НАН Украины, ДонНАСА и ОГАСА. По некоторым данным применение контактных утилизаторов теплоты вместе с теплонасосными установками позволяет повысить эффективность использования топлива на 7,2% и экономить расход условного топлива до 40 кг/час [40].

6. Известные теплонасосные системы теплоснабжения на основе охлаждения отработанных газов энергетических установок по разработкам [37], [40] обладают возможностями высокоэффективного отбора и утилизации теплоты. Однако этим системам свойственны повышенные затраты в теплонасосный контур, в связи с чем они непосредственно не могут быть адаптированы для решения поставленной задачи.

Цель и задание исследования

Целью настоящей работы является повышение эффективности отбора и утилизации энергии отработанных газов вращающихся печей производства строительных материалов для промышленного и коммунально-бытового теплоснабжения с улучшением экологических показателей воздушного бассейна.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задания:

- исходя из рациональных технических решений известных систем и предложенной концепции обосновать новый подход к охлаждению газов и разработать соответствующий вариант теплонасосной системы теплоснабжения на основе трансформации их энергии;
- провести аналитическое исследование процессов трансформации энергетических потоков отработанных газов для определения влияния исходных условий и режимных параметров на рациональную взаимосвязь структурных элементов предложенных систем, обеспечивающих высокоэффективное теплоснабжение;
- выявить целесообразные режимы высокоэффективной трансформации энергетических потоков и определить рациональные условия функционирования при совместной работе систем коммунально-бытового и промышленного теплоснабжения;
- провести экспериментальное исследование эффективности процессов пароконденсационной трансформации энергетических потоков, определить технико-экономическую, экологическую эффективность и разработать общий принцип инженерного расчета предлагаемых теплонасосных систем теплоснабжения.

РАЗДЕЛ 2 КОНЦЕПТУАЛЬНЫЙ ПОДХОД И ОБЩАЯ МЕТОДИКА РЕШЕНИЯ ПОСТАВЛЕННОЙ ЗАДАЧИ

2.1 Сравнение энергетических балансов в теплогенерирующих установках и во вращающихся обжиговых печах

2.1.1 Тепловой баланс в традиционных теплогенерирующих установках

Согласно [43] составление теплового баланса котельного агрегата заключается в установлении равенства между поступившим в агрегат количеством теплоты, называемым располагаемой теплотой Q_P^P , и суммой полезно использованного тепла Q_1 и тепловых потерь Q_2, Q_3, Q_4, Q_5 и Q_6 . На основании теплового баланса вычисляются к. п. д. и необходимый расход топлива.

Тепловой баланс составляется применительно к установившемуся тепловому состоянию котельного агрегата на 1 кг твердых и жидких и 1 м³ газообразных топлив при 0 °С и 760 мм рт. ст.

Общее уравнение теплового баланса имеет вид:

$$Q_P^P = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6, \text{ кДж/кг}, \quad (2.1)$$

где Q_1 – полезно использованное тепло, кДж/кг;

Q_2, Q_3, Q_4, Q_5 и Q_6 – тепловые потери агрегата, кДж/кг

Располагаемая теплота на 1 кг твердого или жидкого или на 1 м³ газообразного топлива Q_P^P определяется соответственно по формулам

$$Q_P^P = Q_H^P + Q_{в.вн} - i_{тл} + Q_{\phi} - Q_k, \text{ кДж/кг}, \quad (2.2)$$
$$Q_P^P = Q_H^c + Q_{в.вн} + i_{тл}, \text{ кДж/м}^3,$$

где Q_H^P и Q_H^c — низшая теплота сгорания рабочей массы твердого и жидкого и сухой массы газообразного топлив, кДж/кг и кДж/м³.

Теплота, внесенная поступающим в котельный агрегат воздухом при подогреве последнего вне агрегата отборным паром, отработанной теплотой и т. п., подсчитывается по формуле

$$Q_{в.вн} = \beta' [(I_{хв}^0)' - I_B^0], \text{ кДж/кг или кДж/м}^3, \quad (2.3)$$

где β' — отношение количества воздуха на входе в котельный агрегат (в воздухоподогреватель) к теоретически необходимому; $(I_{хв}^0)'$ и I_B^0 — энтальпии

теоретически необходимого количества воздуха на входе в котельный агрегат и холодного воздуха, кДж/кг или кДж/м³.

Температура холодного воздуха при отсутствии специальных указаний условно принимается равной 30 °С.

Потеря теплоты с уходящими газами определяется как разность энтальпий продуктов сгорания на выходе из котельного агрегата и холодного воздуха:

$$q_2 = \frac{Q_2}{Q_p} \cdot 100 = \frac{(I_{yx} - \alpha_{yx} I_{x.в}^0) \cdot (100 - q_4)}{Q_p}, \% \quad (2.4)$$

где I_{yx} - энтальпия уходящих газов при соответствующих избытке воздуха α_{yx} и температуре ν_{yx} , кДж/кг или кДж/м³, q_4 - потеря от механической неполноты сгорания, %.

При сушке топлива по разомкнутой схеме пылеприготовления газами, отбираемыми за промежуточной поверхностью нагрева в количестве $V_{отб}$, м³/кг или м³/м³, потеря теплоты q_2 определяется при расчете котла на подсушенное топливо по формуле:

$$q_2 = \frac{Q_2}{Q_p} \cdot 100 = \frac{[r \cdot I_{отб} + (1 - r) \cdot I_{yx} - \alpha_{yx} I_{ж.в}^0 \cdot (100 - q_4)]}{Q_p}, \% \quad (2.5)$$

где $r = V_{отб} / V_{г.отб}$ - доля газов, отобранных на сушку топлива, $V_{г.отб}$ - объем газов до места отбора, м³/кг или м³/м³, $I_{отб}$ - энтальпия газов в месте отбора, ккал/кг или ккал/м³, Q_p - располагаемое тепло на 1 кг подсушенного топлива, ккал/кг.

2.1.2 Тепловой баланс во вращающихся печах производства строительных материалов.

Автором [9] установлено, что удельный расход теплоты в цементнообжигательных печах из-за потерь теплоты превышает тепловой эффект клинкерообразования. Величина этих потерь зависит от типа и размеров печи, вида сырья и топлива, а также других конкретных условий.

Тепловой баланс цементнообжигательной печи составляется на 1 кг клинкера. При определении отдельных статей баланса отправной точкой служит 0°.

Ниже приводится расчет статей теплового баланса на основании данных испытания печи. При расчете баланса для проектируемой печи задаются соответствующими опытными данными.

1. Химическая энергия топлива

$$Q_m^x = G^T \cdot Q_n^p \text{ кДж /кг клинкера} \quad (2.6)$$

где G^T — расход рабочего топлива, кг/кг клинкера;

Q_n^p — низшая теплотворная способность рабочего топлива, ккал/кг.

2. Теплосодержание топлива

$$Q_\phi^T = G_T \cdot c_m \cdot t_m, \text{ ккал/кг клинкера}, \quad (2.7)$$

где t_m — температура рабочего топлива при поступлении в печь, °С;

c_m — теплоемкость топлива, кДж/кг °С:

для твердого топлива $c_m \approx 0,3$,

для жидкого топлива $c_m \approx 0,5$.

3. Теплосодержание сырья

$$Q^c = [G_c^c \cdot 0,21 + (G_w^c)] t_c, \text{ кДж/кг клинкера}, \quad (2.8)$$

где: G_c^c — расход сухого сырья, кг/кг клинкера;

(G_w^c) — расход физической воды сырья, кг/кг клинкера;

0,21 — средняя теплоемкость сухого сырья, ккал/кг °С;

t_c — температура сырья при поступлении в печь, °С.

4. Теплосодержание воздуха

$$Q_B = V^B c_B t_B \text{ кДж/кг клинкера}, \quad (2.9)$$

где V^B — расход воздуха, нм³/кг клинкера;

t_B — температура наружного воздуха, °С;

c_B — теплоемкость воздуха при температуре t_B , ккал/нм³ °С.

5. Потеря теплоты на испарение воды из сырья

$$Q_w^c = G_w^c \cdot 595, \text{ кДж/кг клинкера}. \quad (2.10)$$

где G_w^c — выход физической воды из сырья, кг/кг клинкера;

595 — скрытая теплота образования водяного пара при 0 °С, кДж/кг.

6. Потеря теплоты с отходящими газами

$$Q_{o.g.} = (V_{RO_2} \cdot C_{CO_2} + V_{CO} \cdot C_{CO} + V_{CH_4} \cdot C_{CH_4} + V_{H_2} \cdot C_{H_2} + V_{O_2} \cdot C_{O_2} + V_{N_2} \cdot C_{N_2} + V_{H_2O} \cdot C_{H_2O}) \cdot t_{o.g.},$$

ккал/кг клинкера, (2.11)

где $V_{RO_2}, V_{CO}, V_{CH_4}, V_{H_2}, V_{O_2}, V_{N_2}, V_{H_2O}$ — выход соответствующих компонентов, $нм^3/кг$ клинкера;

$t_{o.g.}$ — температура отходящих газов, °С.

7. Потеря теплоты от химического недожога

$$Q_{xn} = V_{CO} \cdot 3045 + V_{CH_4} \cdot 8630 + V_{H_2} \cdot 2570, \text{ кДж/кг клинк.} \quad (2.12)$$

где 3045, 8630, 2570 — низшая теплотворная способность CO, CH_4, H_2 , ккал/ $нм^3$.

8. Потеря теплоты с уносом

$$Q^v = (G^c_{CaCO_3} - G^v_{CaCO_3} - [G^c_{CaCO_4}]) \cdot 396 + (G^c_{MgCO_3} - G^v_{MgCO_3} - [G^c_{MgCO_3}]) \cdot 195 + (G^c_{H_2O} - G^v_{H_2O} - [G^c_{H_2O}]) \cdot 1600 + (G^v_c \cdot 0,25 + G^v_w) \cdot t_{o.g.}, \text{ кДж/кг клинкера.} \quad (2.13)$$

где $G^c_{CaCO_3}, G^c_{MgCO_3}$ — расход $CaCO_3$ и $MgCO_3$ сырья кг/кг клинкера;

$G^v_{CaCO_3}, G^v_{MgCO_3}$ — выход $CaCO_3$ и $MgCO_3$ сырья кг/кг клинкера;

$[G^c_{CaCO_4}], [G^c_{MgCO_3}]$ — теоретический расход $CaCO_3$ и $MgCO_3$ сырья кг/кг клинкера;

$G^v_{H_2O}$ — выход гидравлической воды уноса, кг/кг клинкера;

G^v_w — выход физической воды уноса, кг/кг клинкера;

396, 195, 1600 — тепловые эффекты разложения $CaCO_3$ и $MgCO_3$ и каолинита, ккал/кг;

0,25 — теплоемкость сухого уноса, ккал/кг·град.

Таким образом, сопоставительный анализ пылевого и химического состава отработанных газов вращающихся печей производства строительных материалов указывает на существенное отличие по аналогичным показателям их с уходящими газами традиционных районных котельных и ТЭЦ. При этом химический состав отработанных газов во многих случаях по содержанию оксидов азота меньше на 10 – 15 %, а по оксидам серы на 8 – 13 %, за исключением случаев повышенного содержания указанных компонентов в исходной структуре обрабатываемого материала.

2.2. Эффективность систем контактно-рекуперативного отбора теплоты с термотрансформацией тепловых потоков из отработанных газов вращающихся печей

На основе анализа известных технологических процессов и схем [24] предлагается концептуальный подход к отбору теплоты из отработанных газов во вращающихся печах обжига строительных материалов. Его суть состоит в применении традиционного комбинированного контактно-рекуперативного способа отбора теплоты в совместном процессе с использованием теплонасосной технологической установки. На рис. 2.1 представлена упрощенная схема тепловых потоков и составляющих материального баланса вращающихся печей обжига строительных материалов.



Рис. 2.1 Упрощенная схема представления тепловых потоков и составляющих материального баланса во вращающихся печах обжига строительных материалов: Q_{Γ} – тепловой поток отработанного газа, поступающего из печи, $Q_{\text{тех}}$ – тепловой поток, обеспечивающий технологическое потребление, $Q_{\text{г.в.}}$ – тепловой поток системы горячего водоснабжения, W – привносимая часть теплоты от теплонасосного контура, G_{Γ} – расход отработанного газа, $G_{\text{тех}}$ – расход воды, требуемый на технологические нужды, $G_{\text{гв}}$ – расход воды в системе горячего водоснабжения, $G_{\text{хв}}$ – расход холодной воды, подаваемой из системы холодного водопровода, $G_{\text{конд}}$ – количество воды,

поступающее в систему в процессе конденсации водяных паров в контактно-рекуперативных процессах.

2.2.1 Баланс тепловых потоков в процессе контактно-рекуперативного отбора с трансформацией энергетических потоков

2.2.2 Статьи расхода тепловой энергии

а). На технологические нужды

$$Q_{\text{тех}} = G_{\text{п}} \cdot c \cdot (t_{\text{м}} - t_{\text{хв}}) \quad (2.14)$$

где $G_{\text{п}}$ – расход отконтактировавшей с газом воды после контактных камер, кг/ч;

c – теплоемкость воды, Дж/кг·К;

$t_{\text{м}}$ – температура мокрого термометра в контактных камерах, °С;

$t_{\text{хв}}$ – температура холодной воды в подводящем водопроводе, °С.

б). На отопительно-вентиляционные нужды

$$Q_{\text{от}} = G_{\text{хв}} \cdot c \cdot (t_{\text{г}} - t_{\text{о}}) \neq \text{const}, \quad (2.15)$$

где $G_{\text{хв}}$ – расход холодной воды, поступающей из подводящего трубопровода, кг/ч;

c – теплоемкость воды, Дж/кг·К;

$t_{\text{г}}$ – температура воды в подающей магистрали системы отопления, °С;

$t_{\text{о}}$ – температура воды в обратной магистрали системы отопления, °С.

в). На горячее водоснабжение

$Q_{\text{г.в.}}$ – количество теплоты, расходуемое на работу систем коммунально-бытового и промышленного горячего водоснабжения. Зависит от периода года.

$$Q_{\text{г.в.}} = G_{\text{г.в.}} \cdot c \cdot (t_{\text{гв}} - t_{\text{хв}}), \quad (2.16)$$

где $G_{\text{г.в.}}$ – расход горячей воды, кг/ч;

c – теплоемкость воды, Дж/кг·К;

$t_{\text{гв}}$ – температура воды в системе горячего водоснабжения, °С;

$t_{\text{хв}}$ – температура воды в системе холодного водопровода, °С.

2.2.3 Статьи поступления тепловой энергии

а). Теплота исходного отработанного газа

$$Q_r = G_r \cdot c \cdot (t_r - t_{yx}) \quad (2.17)$$

где G_r – расход исходного отработанного газа, кг/ч;

c – теплоемкость отработанного газа, Дж/кг·К;

t_r – температура отработанных газов, на выходе из печи, °С;

t_{yx} – температура уходящего отработанного газа после конечной стадии его охлаждения, °С;.

б). Доля теплонасосного контура

$Q_{т.н.} = \varphi = Q_k / W$ – привносимая часть теплоты от теплонасосного контура, которая зависит от эффективности преобразования энергетических потоков φ и приводной мощности W в работе компрессора.

На основе вышеизложенного, тепловой баланс термотрансформаторной системы отбора и утилизации теплоты может быть представлен в следующем виде

$$Q_{y.t.} = Q_r - Q_{yx} + W, \quad (2.18)$$

где Q_r – тепловой поток исходного отработанного газа, Вт;

Q_{yx} – тепловая энергия отработанного газа после системы, Вт;

W – тепловой эквивалент приводной мощности компрессора теплонасосного контура, Вт.

2.3. Материальный баланс термотрансформаторной системы отбора теплоты отработанных газов вращающихся печей

2.3.1 Статьи расхода воды для системы теплоснабжения

а). На технологические нужды - это основная часть подогреваемой воды, которая традиционно используется с температурой (30-50 °С) как в технологической линии производства основного материала (цемента, керамзита и т.д.), так и в технологии производства различных изделий на смежных участках таких как бетонные плиты, панели, блоки свай и т.п.

Исходя из упрощенной схемы представления тепловых потоков и составляющих материального баланса, рис. 2.1, расход воды на технологические нужды определяется основной частью воды, поступающей из системы холодного водопровода $G_{хв}$, с учетом ее расхода для горячего водоснабжения $G_{гв}$ и сконденсировавшейся части в процессах контактно-рекуперативного охлаждения газа и приобретает следующий вид

$$G_{х.в} = G_{тех} + G_{г.в.} \pm G_{конд}, \quad (2.19)$$

где $G_{хв}$ – расход поступающей воды из системы холодного водопровода, кг/ч;

$G_{гв}$ – расход горячей воды для коммунально-бытовых нужд, кг/ч;

$G_{конд}$ – количество сконденсировавшейся части паров в процессе контактно-рекуперативного охлаждения, кг/ч.

б). На горячее водоснабжение

$$G_{гв} = \frac{G_{ов}}{\beta} \quad (2.20)$$

где $G_{гв}$ - расход теплоносителя, требуемый для работы системы горячего водоснабжения.

$G_{ов}$ - расход теплоносителя, требуемый для работы систем отопления и вентиляции, кг/ч;

β - соотношения расчетных параметров систем отопления и горячего водоснабжения.

в). Исходный отработанный газ

Материальная составляющая отработанного газа может рассматриваться с неизменным расходом $G_r = G_{г.ух}$

2.3.2 Статьи поступления воды в систему

а). Поступление воды из системы холодного водоснабжения.

Расход воды, поступающий в систему отбора из холодного водопровода, представляется суммой расходуемой воды в процессе контактного взаимодействия G_k и расходуемой воды в системе горячего водоснабжения

$$G_{хв} = G_k + G_{гв}, \text{ кг/ч.} \quad (2.21)$$

где G_k – расход воды в процессе контактного взаимодействия.

б). Поступление воды в результате конденсации водяных паров

$G_{конд}$ – количество воды, поступающее в систему в результате рекуперативных и контактных теплообменных процессов.

2.4 Исходная структура системы отбора теплоты из отработанных газов.

Характерным недостатком вращающихся печей является то, что в условиях крайне низкой общей эффективности использования первичного топлива в процессе производства керамзита и цемента, потеря теплоты питающей магистрали достигает 30-35%. Указанный ресурс энергии для наиболее обоснованного направления применения его в промышленном теплоснабжении на данный момент практически не используется.

При разработке базовой структуры системы отбора теплоты из отработанных газов в качестве аналога была взята система утилизации теплоты отработанных газов [26] для нагрева воды бытового и технологического назначения.

На основе вышеизложенного базовая структура отбора теплоты из отработанных газов (рис. 2.2) работает следующим образом. Газ из печи поступает в теплообменник предварительного охлаждения газов 1. После предварительного охлаждения, газ поступает в контактные камеры, где контактирует с водой, поступающей из водопровода с расходом $G_{хв}$. Охлажденный в камерах орошения газ следует в теплообменник более глубокого охлаждения 2, после чего попадает в дымовую трубу с расходом G_g .

В это же время часть воды, которая отконтактировала в контактных камерах отбирается на технологические нужды, тогда как вторая часть воды, в свою очередь разделяется на две части, которые обеспечивают работу систем отопления и вентиляции, а также горячего водоснабжения.

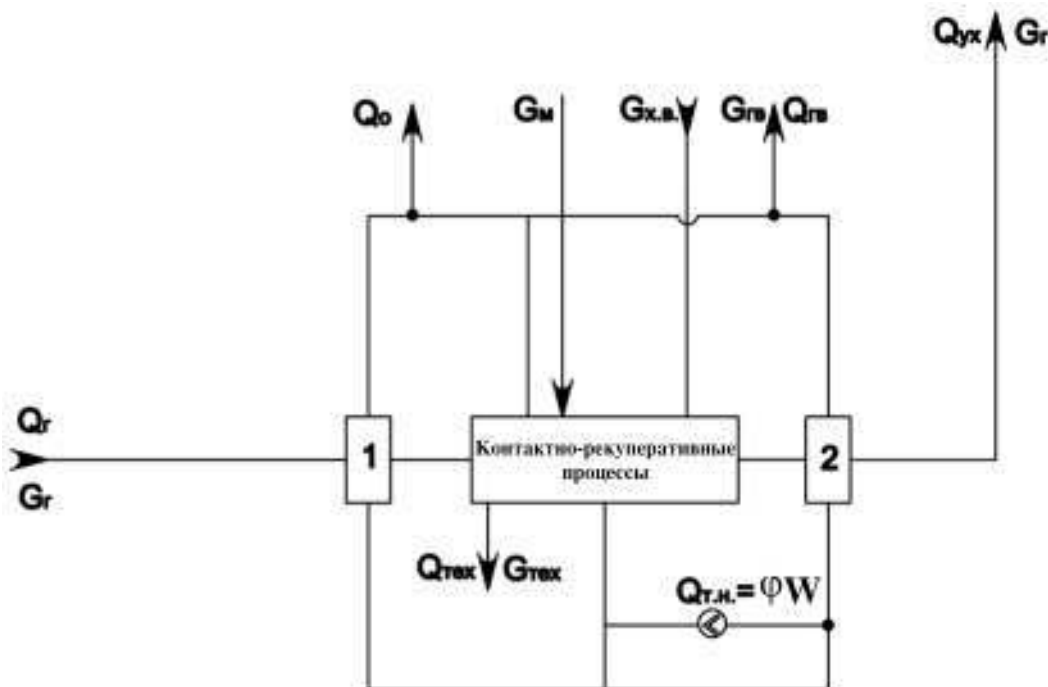


Рис. 2.2. Схема исходной структуры системы отбора теплоты из отработанных газов: 1, 2 – рекуперативные теплообменники, Q_r – количество теплоты, поступающей из печи, $Q_{тех}$ – количество теплоты, необходимое для технологических нужд, $Q_{г.в.}$ – количество теплоты, расходуемое на работу системы горячего водоснабжения, Q_0 – количество теплоты, расходуемое на работу системы горячего отопления, W – привносимая часть теплоты от теплонасосного контура, G_r – расход отработанного газа, $G_{тех}$ – расход воды на технологические нужды, $G_{г.в.}$ – количество теплоносителя, требуемое для обеспечения потребностей системы горячего водоснабжения, G_m – количество материала, поступающее в систему, $G_{х.в.}$ – поступление воды из системы холодного водоснабжения, $G_{конд}$ – количество воды, поступающее в систему в процессе конденсации в контактных камерах.

Дополнительным элементом в исходной структуре является наличие теплового насоса с приводной мощностью W в работе компрессора. После

испарителя термотрансформаторного контура вода поступает в теплообменник 2, где после догрева подается потребителю горячей воды с расходом $G_{г.в.}$.

2.5 Оценка энергетической эффективности исходной системы отбора и утилизации теплоты из отработанных газов вращающихся печей

Для оценки энергетической эффективности предложенной системы в общем виде, представим ее КПД в виде отношения утилизированной теплоты из исходного газа и тепловой энергии всей системы. Исходя из вышеизложенного КПД системы принимает вид

$$\eta = \frac{Q_{\text{ут.г}}}{Q_{\text{общ}}}, \%; \quad (2.22)$$

где $Q_{\text{ут.г}}$ - тепловая энергия, утилизированной из исходного газа, $Q_{\text{общ}}$ – общее количество тепловой энергии системы.

Оценивая энергетическую эффективность системы относительно технологического к общему количеству тепловой энергии всей системы, откуда следует, что

$$\eta_{\text{т}} = \frac{Q_{\text{тех}}}{Q_{\text{общ}}}, \%; \quad (2.23)$$

где $Q_{\text{тех}}$ – количество тепловой энергии, требуемое для обеспечения технологических нужд.

Принимая во внимание наличие в предложенной системе термотрансформаторного контура, логично проанализировать энергетическую эффективность системы с учетом его применения. Доля теплового насоса представляется в виде отношения количества теплоты конденсатора к затраченной энергии теплового насоса и представляется в виде

$$\eta_{\text{тн}} = \frac{\frac{Q_{\text{ут.г}}}{W}}{\frac{Q_{\text{общ}}}{W}} + \varphi. \quad (2.24)$$

где φ – коэффициент преобразования,

$Q_{\text{к}}$ – воспринятый конденсатором тепловой поток, Вт,

W – тепловой эквивалент приводной мощности компрессора теплонасосного контура, Вт.

Очевидно, что согласно (2.22) при коэффициенте преобразования $\varphi > 1$ КПД системы утилизации теплоты с использованием теплового насоса будет выше КПД системы без его использования $\eta_{\text{тн}} > \eta$.

Экономическая эффективность применения ТНУ базируется на снижении вредных выбросов в результате сокращения расхода первичного топлива $\Delta \bar{B}$ по сравнению с расходом его в традиционных теплогенерирующих установках $B_{\text{к}}$, которая может быть определена по зависимости [93]

$$\Delta \bar{B} = \frac{\Delta B}{B_{\text{к}}} = 1 - \frac{\eta_{\text{к}}}{\varphi_{\text{год}} \cdot \eta_{\text{ээ}}}, \quad (2.25)$$

где $B_{\text{к}}$ - расход топлива в котельной в т.у.т.;

$\eta_{\text{к}}$ – КПД котла, %;

$\eta_{\text{ээ}}$ – КПД электрогенератора, %;

$\varphi_{\text{год}}$ – годовой коэффициент преобразование теплового насоса.

2.6. Совершенствование теплотехнологических процессов во вращающихся печах строительно-технологической направленности.

За указанный период времени было предложено и применено большое количество способов совершенствования теплотехнологического процесса в печных агрегатах. В основном все решения имеют цель экономии топливно-энергетических ресурсов. Согласно работе [6] резервы экономии топливно-

энергетических ресурсов в цементной промышленности весьма значительны. В цементном производстве на обжиг клинкера требуется около 80%, приготовление сырьевых смесей – 10%, помол цемента – 10% общих затрат топлива и электроэнергии. Поэтому особо важное значение имеет снижение расходов топлива и энергии именно при обжиге.

В табл. 2.1 приведен расход теплоты по статьям теплового баланса печных установок различных способов производства [6].

Таблица 2.1

Тепловой баланс печных установок (кДж/кг клинкера)

Затраты теплоты	Способ производства		
	мокрый	полусухой	сухой
Теоретическая теплота клинкерообразования	1800	1800	1800
Испарение влаги	2100	500	10
Потери теплоты:			
При охлаждении клинкера	200	250	300
Излучением и конвекцией	500	430	430
С дымовыми газами	400	220	660
Общий расход теплоты	5000	3200	3200
Термический КПД установки	0,36	0,56	0,56
Расход теплоты на сушку сырья	-	300-500	-
Общий расход на 1 кг клинкера с учетом сушки сырья	5000	3500-3700	3200

На основе этих данных можно определить методы снижения расхода топливно-энергетических ресурсов при обжиге клинкера и свести их к следующему:

- совершенствование встроенных теплообменных устройств и своевременное их восстановление;

- снижение влажности шлама за счет использования эффективных разжижителей;
- обеспечение непрерывности процесса путем сокращения остановок печей по различным причинам;
- повышение теплового КПД холодильников и устройств по рекуперации теплоты.

Так же одним из методов повышения эффективности использования топлива является интенсификация его горения путем подачи в горелку воздуха, обогащенного кислородом. Это улучшает параметры горения топлива и повышает производительность вращающихся печей, что делает возможным применение низкокалорийных углей и более грубый помол углей.

В статье [45] рассматривается возможность применения перспективных путей энергосбережения, таких как использование техногенных продуктов (металлургического шлама или выгорающей добавки), частично замещающих природные сырьевые компоненты. Этот способ не требует модернизации производства, а только включения дополнительной линии подготовки и транспортировки добавки. Данный способ имеет наибольший эффект энергосбережения в условиях современного отечественного производства строительных материалов.

Из зарубежных способов экономии энергии примечателен вариант описанный в диссертационной работе [92], который предполагает использование энергии отработанных газов в процессах предварительного нагрева материала, а так же его сушки. Теплота отработанных газов используется для предварительного нагрева воздуха, подаваемого в камеру сгорания, а так же для сушки и предварительного нагрева материала перед поступлением его в мельницы и печь.

Автором [44] предлагается провести исследования по изучению теплотехнологических зависимостей, проявляющихся при обжиге цементного клинкера во вращающихся печах, направленных, в первую очередь, на экономию топливно-энергетических ресурсов. Для этого был произведен

теплотехнический анализ существующих печных установок мокрого способа производства и его результаты приведены в табл. 2.2.

Таблица 2.2

**Основные расходные статьи теплового баланса вращающейся печи
мокрого способа [44]**

Наименование статей	Удельный расход		
	Тепла, кДж/кг	Топлива, кг условного топлива/т	%
Клинкeroобразование	1700-1900	58-65	34-22
Испарение воды	1900-3100	65-106	38-37
Потери:			
С отходящими газами	700-2000	24-68	14-24
В окружающую среду	500-1000	17-34	10-12
При охлаждении клинкера	200-400	7-14	4-5
Итого:	5000-8400	171-287	100

Приведенные данные свидетельствуют о больших возможностях по экономии топлива при мокром способе, когда может быть достигнута величина – 170 кг условного топлива на тонну клинкера.

В рамках данной работы наибольший интерес представляют потери с отходящими газами, которые составляют 14-24% от потерь всего печного агрегата, что составляет 700-2000 кДж/кг тепла. Утилизировать данную теплоту предлагается системой отбора теплоты из отработанных газов.

Проанализировав результаты расчетов тепловых балансов вращающихся печей производства цемента и керамзита, приведенные авторами [7, 44, 9, 5], можно сделать вывод об их идентичности. Предложенные результаты тепловых потерь печных агрегатов сведены в таблицу 2.3., где $Q_{кл}$ – потери теплоты при охлаждении клинкера, $Q_{ср}$ – потери теплоты в окружающую среду, $Q_{тех}$ –

потери теплоты на технологические нужды, Q_{yx} – потери теплоты с уходящими дымовыми газами.

Таблица 2.3

Статьи расхода тепловой энергии вращающихся печей производства цемента и керамзита по данным авторов [6, 46, 9, 5]

Статьи расхода	Потери, %					
	Цемент					Керамзит
	Древицкий [6]	Классен [45]	Ходоров [9]		Обобщенно	Онацкий [5]
			С цепной завесой	С циклонным теплообменником		
$Q_{кл}$	4,4	4-5	1,2	1,9	3	2,8
$Q_{ср}$	10,7	10-12	13,4	16,6	12,9	10,2
$Q_{тех}$	60,4	72-59	66,2	57	62,2	42,3
Q_{yx}	24,5	14-24	19,2	24,55	21,8	44,7

Данные таблицы 2.3. в графическом виде представлены на рис. 2.3., где можно легко проследить расход тепловой энергии вращающейся печи по производству цемента в процентном представлении.

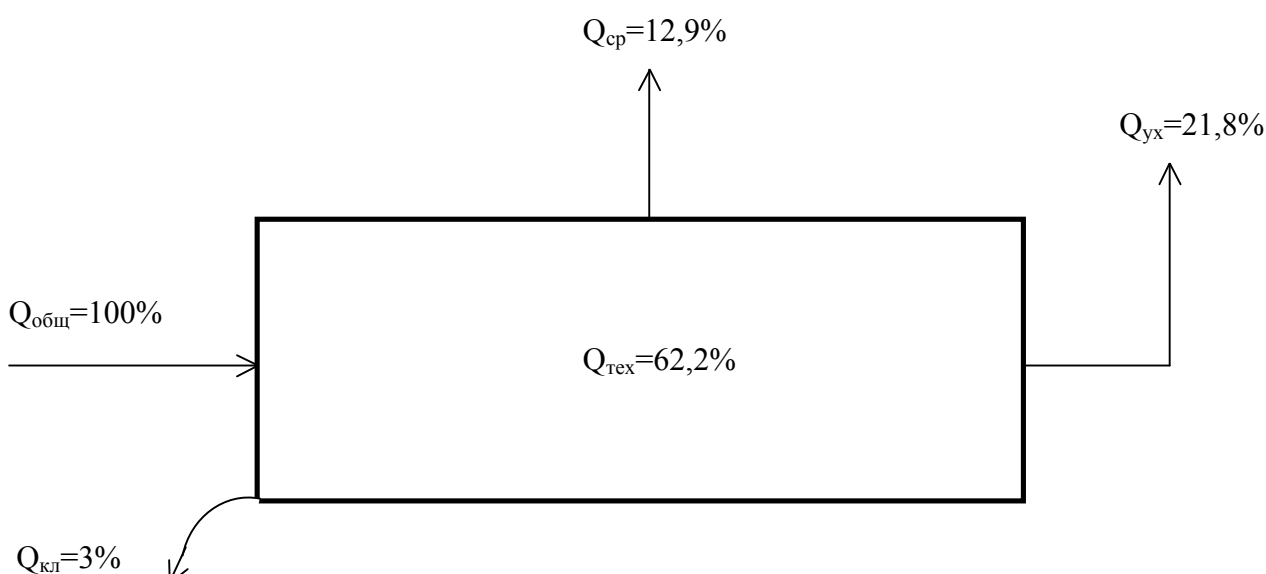


Рис. 2.3. Графическое представление расходов тепловой энергии вращающейся печи по производству цемента.

На рис. 2.4. показаны статьи расхода тепловой энергии печи по производству керамзита, на основании данных таблицы 2.3.

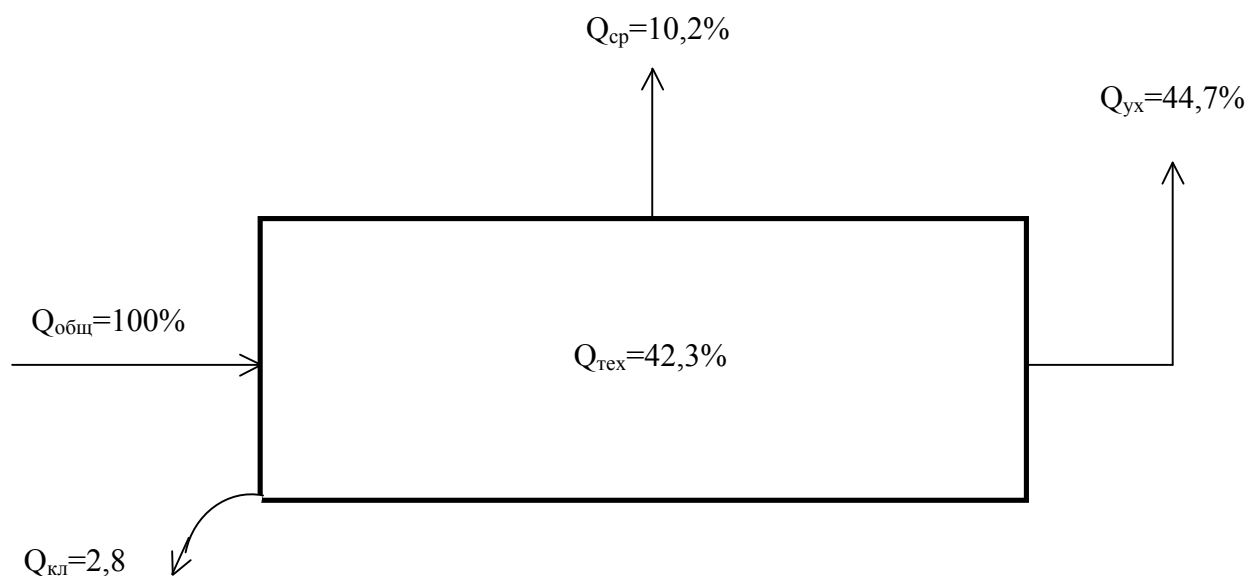


Рис 2.4. Графическое представление потерь тепловой энергии вращающейся печи по производству керамзита.

Данные, приведенные в таблице 2.3., получены на основании расчетов тепловых балансов печей по производству цемента и керамзита авторами [6, 44, 9, 5] публиковались в соответствующих источниках на протяжении последних 30 лет, из чего можно сделать вывод, что теплотехнологические характеристики печных агрегатов по производству строительных материалов существенных изменений не претерпели. В связи с этим актуальность разработки системы утилизации теплоты является высокой.

2.7. Выводы

1. Сопоставительный анализ тепловых и материальных балансов в теплогенерирующих установках и вращающихся печах на основе [6, 9, 44, 45] указывает на их общее и аналогичное сходство по закону сохранения энергии, что позволяет учитывать отличия статей утилизации теплоты отработанных газов в теплогенерирующих установках во вращающихся печах. В то же время анализ пылегазовой составляющей анализируемых агрегатов показывает существенное отличие рассматриваемых параметров, что накладывает

определенные ограничения использования традиционных систем утилизации теплоты от теплогенерирующих установок.

2. Из теплового баланса традиционных систем контактно-рекуперативного отбора теплоты следует, что для отработанных газов после вращающихся печей может быть утилизировано весьма существенное количество теплоты в условиях более глубокого охлаждения газов и создает основание для поиска более эффективных систем отбора тепловой энергии с использованием теплонасосных технологий.

3. Предлагаемый концептуальный подход отбора и утилизации энергии отработанных газов предусматривает следующие этапы: очистка газа, контактное взаимодействие греющей и нагреваемой среды, повышение температуры сконденсировавшейся воды в конденсаторе теплонасосной установки, а также последующий ее подогрев газами с исходной температурой, с дальнейшим охлаждением газа до температуры окружающей среды. На основе сопоставительного анализа и возможностей теплонасосных технологий определена базовая структура новой системы отбора теплоты из отработанных газов.

4. На основе предложенного подхода к отбору теплоты из отработанных газов вращающихся печей обжига строительных материалов, рассмотрен упрощенный вариант взаимосвязи составляющих тепловых и материальных потоков. Установлено, что с уходящими газами в цементных печах расходуется 22% теплоты, в керамзитных – 45%.

5. Энергетический и материальный балансы термотрансформаторной системы отбора теплоты из отработанных газов вращающихся печей по исходной схеме, показывают потенциальные возможности использования энергетических потоков при интеграции теплообменных и термотрансформаторных процессов по всем ее составляющим

6. Предварительный анализ энергетической эффективности исходной системы отбора теплоты из отработанных газов учитывает материальные составляющие, теплотехнологические и абонентские тепловые потоки. Он создает основу для

поиска путей повышения энергетической эффективности разрабатываемых систем для коммунально-бытового и промышленного теплоснабжения. Проведенный анализ указывает на необходимость поиска путей минимизации использования дорогостоящих теплонасосных технологий в процессах глубокого охлаждения отработанных газов, в том числе ниже температуры конденсации водяных паров.

7. На основе выполненного анализа суммарного теплотехнологического процесса и возможностей теплонасосных технологий обоснован подход к устройству и структуре системы отбора теплоты из отработанных газов для промышленного теплоснабжения с термотрансформацией энергетических потоков.

РАЗДЕЛ 3 РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ ОТБОРА И ТРАНСФОРМАЦИИ ЭНЕРГИИ ОТРАБОТАННЫХ ГАЗОВ ДЛЯ ПРОМЫШЛЕННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ.

3.1. Концептуальная основа высокоэффективного отбора и трансформации теплоты отработанных газов

Отработанные газы вращающихся печей обжига строительных материалов (цемента, керамзита и др.) при том же температурном уровне по пылегазовой структуре и влажности весьма существенно отличаются от уходящих газов традиционных теплогенерирующих установок коммунально-бытового и промышленного назначения (раздел 1). Отличительная особенность их образования заключается во встречном контактном взаимодействии факела сжигаемого топлива с измельченными частицами пересыпающихся компонентов обрабатываемого материала в непрерывном тепломассообменном процессе по длине наклонной вращающейся печи.

Предлагаемый к реализации интегрированный подход предусматривает интенсификацию тепломассообменных процессов с расширением температурного диапазона и увеличением объема отбираемой теплоты из отработанных газов для промышленного теплоснабжения. Закономерно, что такой обобщенный процесс по термодинамическим условиям, отличающийся от контактного и рекуперативного нагрева воды, может быть реализован только на основе термотрансформации энергетических потоков. При этом очевидна целесообразность минимизации энергетических затрат в парокompрессионном цикле при одновременной выработке «холода» для более глубокого охлаждения влагонасыщенного газа с одновременным повышением температуры нагреваемой среды после контактной камеры. Поэтому энергоэффективный процесс отбора и трансформации теплоты на вышеизложенной основе при высокой надёжности работы всей системы, может быть обеспечен при нижеследующих исходных условиях.

1. Обеспечение непосредственного контакта нагреваемой среды с отработанным газом после его дополнительной тонкой очистки. Дальнейшее

охлаждение влагонасыщенного газа в контактной камере следует обеспечивать при более низкой температуре воды, в результате чего интенсифицируется и возрастает эффективность отбора «энтальпийной» составляющей парогазовой смеси.

2. Необходимость осуществления более глубокого охлаждения газа после контактной камеры с минимизацией энергетических затрат в процессе термотрансформации теплоты, что увеличивает температурный диапазон и соответствующий объем отбираемой теплоты из отработанного газа.
3. Для исключения возможного выпадения конденсата из охлажденного газа в отводящих каналах и вытяжной трубе требуется незначительный подогрев его за счёт регенерируемой части теплоты нагреваемой воды.
4. Предварительно нагретая вода в контактной камере частично отбирается для последующего применения в основном теплотехнологическом процессе с компенсацией ее в поддоне исходной холодной водой, что предопределяет повышение надёжности работы и энергетической эффективности всей системы.

Таким образом, предлагаемый интегрированный подход обеспечивает условия высокоэффективного отбора и трансформации тепловых потоков с последующим рекуперативным нагревом теплоносителя исходными горячими газами для промышленного теплоснабжения.

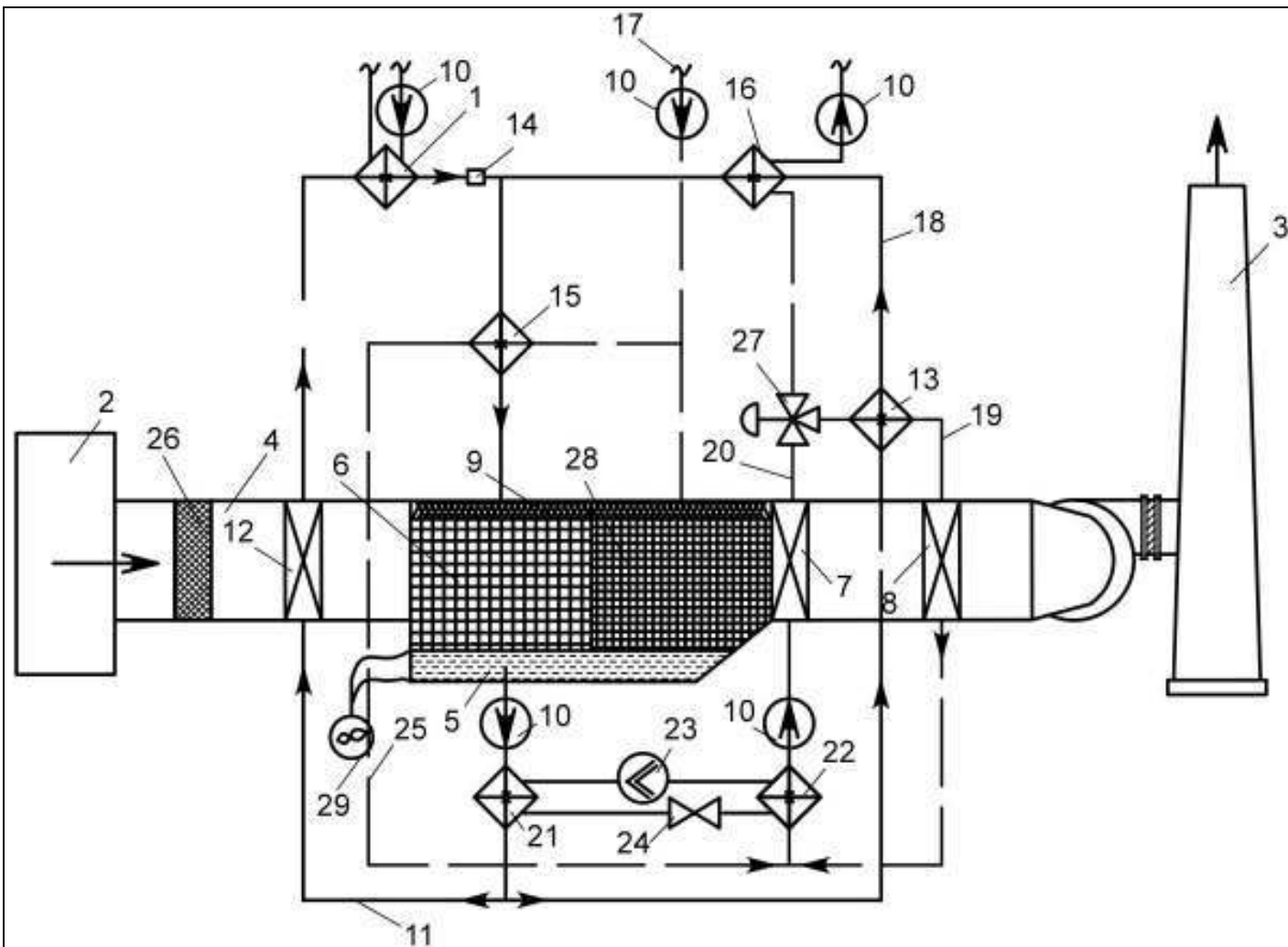
3.2 Разработка базовой системы отбора и трансформации теплоты охлаждения газов для промышленного теплоснабжения

На основе результатов анализа известных способов и средств, а также систем контактного [26], рекуперативного и комбинированного способов отбора теплоты из низкотемпературных отработанных газов с возможностями парокompрессионной трансформации и интенсификации тепломассообменных процессов [36], разработана новая система [46] отбора теплоты из отработанных газов вращающихся печей для промышленного теплоснабжения.

Предложенная система [46], которая представлена на рис. 3.1, работает следующим образом. После традиционной очистки от пыли отработанные газы из вращающейся печи поступают по каналу 2, а после фильтра тонкой очистки 26 направляются в рекуператор 12 для предварительного их охлаждения. Затем газы последовательно проходят первую оросительную секцию 6 для предварительного охлаждения и увлажнения, а после и вторую секцию 28 для более глубокого охлаждения в контактной камере. Особенность тепломассообменных процессов заключается в том, что в первой секции предварительного охлаждения процесс контактного взаимодействия потоков проходит при более высокой температуре воды после теплообменника 15. Во второй оросительной секции 28 происходит более глубокое доохлаждение парогазовой смеси. Теплообменник 7 с исходной холодной водой после испарителя 22 обеспечивает предельно глубокое охлаждение парогазовой смеси, например до 20 °С, что сопровождается конденсацией паров с выделением скрытой теплоты парообразования.

После прохождения газа через теплообменник глубокого охлаждения 7 и теплообменник 8 для последующего его незначительного нагрева, предотвращающего выпадение конденсата в дымовой трубе, он затем выходит в атмосферу с температурой, например, 20-25 °С.

Холодная вода по трубопроводу 17 поступает в секцию предварительного и основного более глубокого охлаждения газов 28. Часть потока холодной воды из трубопровода 17 по циркуляционному трубопроводу 25 после предварительного нагрева в рекуперативном теплообменнике 15 поступает в испарительный теплообменник 22 термотрансформаторного контура совместно с рециркуляционным потоком после теплообменника 8. Теплоэнергетическая направленность применения циркуляционного трубопровода 25 заключается в возможности отбора теплоты в теплообменнике 15 охлажденной водой перед оросителем 9 для последующей передачи ее в испарителе 22 в термотрансформаторный процесс нагрева поступающей воды из поддона 5 в конденсаторном теплообменнике 21.



1-теплообменник нагрева воды для отопительно-вентиляционных систем; 2-газоход после традиционной очистки отработанных газов из вращающейся печи; 3-дымовая труба; 4-газоход после тонкой очистки отработанных газов; 5-поддон для сбора воды в контактной камере; 6-первая контактная камера предварительного увлажнения; 7-теплообменник глубокого охлаждения газа; 8-подогреватель газа перед дымовой трубой; 9-ороситель; 10-циркуляционные насосы; 11, 18, 19, 20 - трубопроводы; 12 - теплообменник предварительного охлаждения газов; 13, 15, 16 -теплообменники; 14-регулятор соотношения расходов; 17-трубопровод подачи исходной холодной воды; 21-конденсатор; 22-испаритель; 23-компрессор; 24-дрессельный вентиль; 25-трубопровод подачи воды на горячее водоснабжение; 26-фильтр тонкой очистки; 27-трехпозиционный регулятор расхода жидкости; 28-вторая контактная камера; 29-дренажный участок технологического теплоснабжения с регенерацией воды в поддоне 5.

Рис 3.1 Схема системы контактно-рекуперативного отбора и трансформации теплоты из отходящих газов вращающихся печей для промышленного теплоснабжения.

Для повышения надежности работы как оросительных камер, так и всей системы, водно-шламовая смесь с повышенной концентрацией удаляется, например, шнековой системой для последующего применения в исходном процессе замкнутого технологического цикла.

Вода после контактного взаимодействия из поддона 5 с помощью циркуляционного насоса 10 проходит через конденсаторный теплообменник 21. Здесь происходит нагрев воды за счет отбираемой теплоты в испарителе 22 из воды, поступающей после теплообменников 8, 13 и 15, а также части энергии, расходуемой на привод компрессора 23. Особенность функционирования термотрансформаторного цикла заключается в полезной работе не только испарителя 22, но и конденсаторного теплообменника 21. В испарителе 22 теплоноситель охлаждается до максимально возможной для воды низкой температуры, что необходимо для высокоэффективной работы теплообменника 7. В конденсаторе 21 осуществляется дальнейший нагрев контактирующей воды для повышения эффективности работы как теплообменников 12, 1 и 13, 16, так и теплообменника 15. После конденсатора вода с повышенной температурой разделяется для подачи в два параллельно работающих рециркуляционных контура. Первая часть общего потока, проходя по трубопроводу 11 через рекуператор предварительного охлаждения газов 12, теплообменник 1 направляется для нагрева теплоносителя отопительно-вентиляционных систем. После снижения температуры в теплообменнике 15, вода поступает в первую контактную камеру. Вторая часть подогретой воды после прохождения через теплообменники 13 и 16 поступает по трубопроводам в тот же ороситель 9.

Охлажденная вода после испарителя 22 термотрансформаторного контура с помощью насоса 10 поступает в теплообменник 7 для более глубокого охлаждения влагонасыщенных газов после второй контактной камеры. Предварительно нагретая вода по трубопроводу 20 проходит через теплообменник 16 и поступает в систему горячего водоснабжения. Рециркуляционная часть воды после нагрева в теплообменнике 13 по

трубопроводу 19 поступает в теплообменник 8, а затем в испаритель 22 термотрансформаторного контура. Затем циркуляционный цикл повторяется. Именно такое распределение теплоносителя после теплообменника 7 с помощью автоматизированного терморегулятора 27 обеспечивает наиболее рациональное распределение воды для нагрева ее в теплообменнике 13 с частичным доохлаждением в теплообменнике 8.

3.2.1 Условие высокоэффективного процесса охлаждения низкотемпературных газов в оросительной камере

На основе анализа известных систем отбора теплоты в процессах контактного взаимодействия жидкости и газовой воздушных потоков разработано новое устройство тепловлажностной обработки низкотемпературных газов [47]. Его работа базируется на основе контактного увлажнения предварительно охлаждённых газов более нагретой водой в первой секции контактной камеры относительно второй, где происходит более глубокое охлаждение отработанных газов с конденсацией водяных паров и последующим каплеулавливанием.

Работа предложенной системы, которая представлена на рис. 3.2, заключается в следующем.

Контактно-оросительная камера содержит корпус 1 с подводным 2 и отводящим 3 патрубками. Секции контактной камеры 4 и 5 для охлаждения газов заполнены насадками 6 (например, из набора металлических, пластиковых и проч. сеток) упорядоченной структуры. Плотность укладки насадок 6 в секции охлаждения 5 больше, чем в секции 4. Секции 4 и 5 в верхней части снабжены устройствами 7 и 8 для подвода и равномерного распределения и стекания в плане ее вниз по насадкам 6 контактирующей жидкости 9, 10. В нижней части камеры находится поддон, образованный двумя плоскими элементами 11 и 12 с различными углами наклона в направлении движения газов, которые соединены между собой частью цилиндрического трубопровода 13.

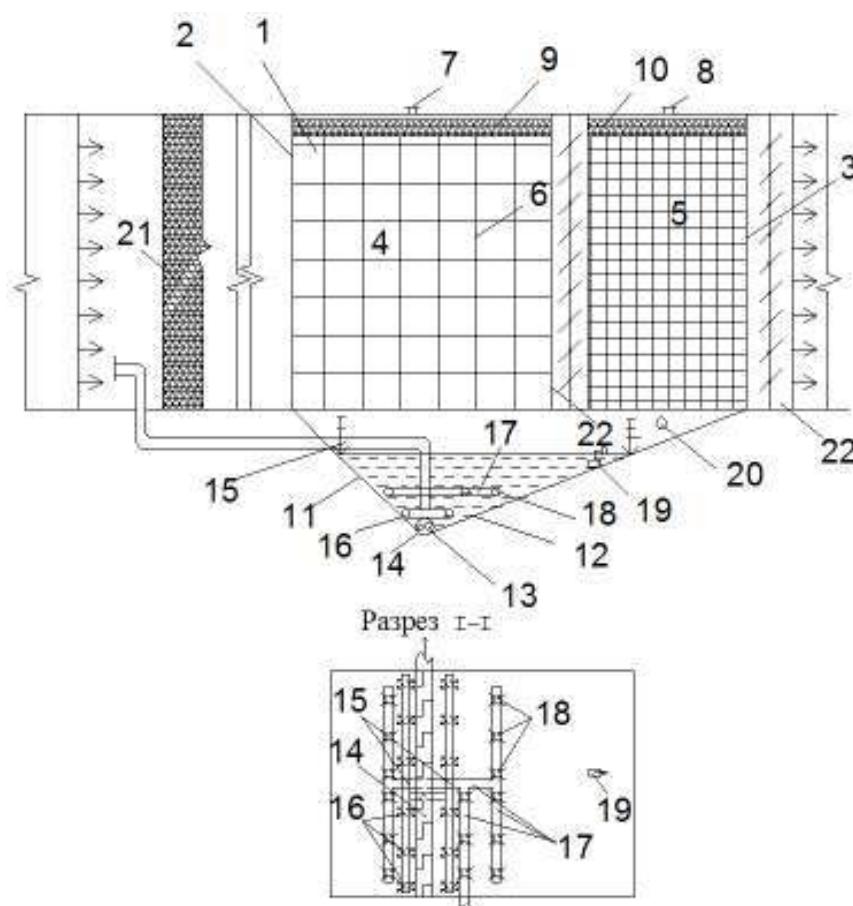


Рис. 3.2 Схема системы отбора теплоты из отработанных газов в процессе контактного взаимодействия с нагреваемой водой: 1-корпус; 2-подводящий патрубок; 3-отводящий патрубок; 4-первая контактная камера; 5-вторая контактная камера; 6- насадки; 7,8 – устройство для подвода жидкости; 9, 10-устройство для распределения жидкости; 11, 12-стенки поддона;13, 15, 17 -трубопроводы; 14-шнек дренажной системы; 16, 18 - перфорированные трубопроводы; 19-автоматический регулятор уровня жидкости; 20-переливной патрубок; 21-фильтр тонкой очистки газа; 22-каплеуловители.

В нём находится сопряжённый шнековый элемент дренажной системы 14. Для предотвращения отложения шламо-пылевых примесей в поддоне расположен барботажный трубопровод 15 для соответствующего воздействия газа через перфорированные элементы 16. Отбор воды из поддона осуществляется в наиболее чистой зоне трубопроводом 17 с помощью перфорированных элементов 18. Расход и уровень жидкости после контакта с

газом контролируется автоматическим регулятором 19. В системе предусмотрен переливной патрубок 20 для аварийных ситуаций.

Предложенная система работает следующим образом. После тонкой очистки и предварительного охлаждения отработанные низкотемпературные газы с начальной температурой $(80\div 150)^{\circ}\text{C}$ проходят через насадки из наборных сеток 6 каждой из секций 4 и 5 и каплеуловители 22. В первую секцию через патрубок и водораспределительный слой 9 вода поступает на насадки из набора сеток 6 с более высокой температурой. При этом осуществляется не только конденсация влажных составляющих компонентов газа, но проходит и частичное испарение контактной жидкости. Затем охлажденные газы поступают во вторую секцию 5, где взаимодействует с жидкостью при более низкой температуре в насадках с большей плотностью. Таким образом, во второй секции проходит не только дальнейшая конденсация влажностных компонентов газа, но и пара, который испарился в первой секции. Такой процесс предварительного насыщения для последующей более интенсивной конденсации влаги способствует интенсификации и глубине охлаждения газа после предварительного его охлаждения в рекуперативном теплообменнике. Трубопровод подачи газа 15 с распределительными перфорированными элементами 16 обеспечивают интенсивную турбулизацию газо-пылевых примесей в зоне их отложения с наибольшей концентрацией. Ввиду более высокой запыленности газа в первой контактной камере здесь при более высокой температуре взаимодействия его с жидкостью, происходит и более интенсивное выпадение пыли. Поэтому угол наклона плоской пластины 11 к горизонту больше, чем пластины 12. Цилиндрическая конфигурация трубопровода 13 обусловлена необходимостью плотного прилегания к ней шнекового элемента дренажной системы 14.

3.3. Математическое описание процессов и определение теплоэнергетического потенциала поэтапного и общего охлаждения газа в системе

Поступающий из печи газ после тонкой очистки с расходом сухой части G_{Γ} и паров G_{Π} с начальной температурой до 300°C нагревает воду в рекуперативном теплообменнике предварительного охлаждения 12 в «сухом» режиме. При этом отбираемый тепловой поток в процессе охлаждения газа $Q_{\text{по}}$ определяется по зависимости

$$Q_{\text{по}} = G_{\Gamma} [c_{\Gamma}(t_{\Gamma,a} - t_{\Gamma,b}) + d_{\Pi}(c_{\Pi,a}t_{\Pi,a} - c_{\Pi,b}t_{\Pi,b})], \text{ Вт}, \quad (3.1)$$

где c_{Γ} и c_{Π} - средняя изобарная теплоёмкость газов и паров в рассматриваемых сечениях “а” и “б”, Дж/(кг $^{\circ}\text{C}$);

t_{Γ} и t_{Π} - начальная и конечная температура предварительного охлаждения газа и паров в соответствующих сечениях, $^{\circ}\text{C}$.

d_{Π} - влагосодержание газа, кг/кг.

В результате последующего взаимодействия охлажденного газа с водой его теплота воспринимается нагреваемой средой в первой и во второй секциях контактной камеры. Общий тепловой поток охлаждения газа в контактной камере представляется в виде теплоты его сухого компонента, паров и сконденсировавшейся их части

$$\begin{aligned} Q_{\text{к}} &= G_{\Gamma}c_{\Gamma}(t_{\Gamma,b} - t_{\Gamma,\Gamma}) + G_{\Gamma}(d_{\Pi,b}c_{\Pi,b}t_{\Pi,b} - d_{\Pi,\Gamma}c_{\Pi,\Gamma}t_{\Pi,\Gamma}) + G_{\Gamma}(d_{\Pi,b} - d_{\Pi,\Gamma})c_{\text{ж}}t_{\text{ж}} = \\ &= G_{\Gamma} [(c_{\Gamma,b}t_{\Gamma,b} - c_{\Gamma,\Gamma}t_{\Gamma,\Gamma}) + (d_{\Pi,b}i_{\Pi,b} - d_{\Pi,\Gamma}i_{\Pi,\Gamma}) + (d_{\Pi,b} - d_{\Pi,\Gamma})c_{\text{ж}}t_{\text{ж}}] \end{aligned} \quad (3.2)$$

где c_{Γ} , c_{Π} и $c_{\text{ж}}$ - теплоёмкости соответственно сухой компоненты газа, паров и сконденсировавшейся их части в соответствующих сечениях “б” и “Г” до и после контактной камеры, Дж/(кг $^{\circ}\text{C}$).

t_{Γ} , t_{Π} и $t_{\text{ж}}$ - температуры соответственно сухой компоненты газа, паров и сконденсировавшейся их части в соответствующих сечениях “б” и “Г” до и после контактной камеры, $^{\circ}\text{C}$

$d_{п}$ - влагосодержание газа после контактной камеры, кг/кг;

$i_{г}, i_{п}$ – энтальпия газа и паров соответственно сухой компоненты газа, паров и сконденсировавшейся их части до и после контактной камеры, Дж/кг.

Тепловой поток доохлаждения газа в теплообменнике 7, находящийся после контактной камеры, определяется по зависимости

$$Q_{го} = G_{г} [c_{г} (t_{г,г} - t_{г,д}) + (d_{п,г} i_{п,г} - d_{п,д} i_{п,д}) + (d_{п,г} - d_{п,д}) c_{ж} t_{ж}], \quad (3.3)$$

где $c_{г}, c_{ж}$ - теплоёмкость газа и сконденсировавшегося пара в соответствующих сечениях “г” и “д”, Дж/(кг·°С);

$t_{г}, t_{ж}$ - температура газа и сконденсировавшегося пара в соответствующих сечениях “г” и “д”, °С;

$d_{п}$ - влагосодержание пара в соответствующих сечениях, кг/кг.

Для предотвращения возможного выпадения конденсата из доохлажденного газа на поверхностях отводящего газохода и выбросной трубы требуемый тепловой поток для его подогрева в теплообменнике 8 определяется как

$$Q_{под} = G_{г} [c_{г} (t_{г,е} - t_{г,д}) + d_{п,д} (i_{п,е} - i_{п,д})], \quad (3.4)$$

где $c_{г}$ - средняя теплоёмкость газа между сечениями “е” и “д”, Дж/(кг·°С);

$t_{г}$ - температура газа в соответствующих сечениях “е” и “д”, °С;

$d_{п}$ - влагосодержание газа в соответствующих сечениях “е” и “д”, кг/кг;

$i_{п}$ – энтальпия в соответствующих сечениях “е” и “д”, Дж/кг.

Располагаемый тепловой поток общего охлаждения газа в системе представляется в виде теплоты его сухой компоненты, паров и сконденсировавшейся их части в начальном и конечном сечениях “а” и “е” по зависимости

$$Q_{общ} = G_{г} [c_{г} (t_{г,а} - t_{г,е}) + (d_{п,а} c_{п,а} t_{п,а} - d_{п,е} c_{п,е} t_{п,е}) + (d_{п,а} - d_{п,е}) c_{ж} t_{ж}] \quad (3,4a)$$

3.4 Распределение воды и её температурный потенциал в контактно-рекуперативном процессе с термотрансформацией энергетических потоков

3.4.1 Закономерность распределения нагреваемой воды в системе при взаимодействии ее с низкотемпературным газом

Распределение исходной холодной воды $G_{хв}$ происходит по целевому назначению для нагрева теплоносителя на горячее водоснабжение $G_{гв}$ и параллельно для контактного взаимодействия с низкотемпературным газом во второй контактной камере с расходом $G_{к2}$, исходя из чего

$$G_{хв} = G_{к2} + G_{гв}, \text{ кг/с.} \quad (3.5)$$

Закономерность общего распределения расхода поступающей воды в первую $G_{к1}$ и вторую $G_{к2}$ контактные камеры, а также уходящей воды из поддона $G_{п}$, определяется соотношением

$$G_{к1} + G_{к2} + G_{конд} = G_{п} + G_{техн}, \text{ кг/с,} \quad (3.6)$$

где $G_{техн}$ - расход подогретой воды, поступающей из общего поддона контактной камеры на исходный цикл технологического процесса, который компенсируется соответствующим расходом исходной холодной воды, кг/с;

$G_{конд}$ - общий расход сконденсировавшихся паров в результате непосредственного взаимодействия отработанного газа с водой в контактной камере и доохлаждения в теплообменнике 7 , кг/с.

Из соотношения (3.6) с учётом (3.5) определяется расход теплоносителя $G_{п}$, который поступает из поддона контактной камеры для дальнейшего нагрева его в конденсаторе термотрансформаторного контура

$$G_{п} = G_{к1} + G_{к2} + G_{конд} - G_{техн}, \text{ кг/с.} \quad (3.7)$$

Из анализа структурно-функциональной взаимосвязи основных элементов системы, приведенной рис 3.1, следует, что $G_{к2} = G_{хв} - G_{гв}$, а

$G_{к1} = G_{п}$. Представив поступающий расход воды из поддона на исходный цикл технологического процесса $G_{техн}$ в виде $\Theta G_{п}$, из (3.7) следует, что

$$G_{техн} = \Theta G_{п} = G_{хв} - G_{ГВ} + G_{конд}, \text{ кг/с.} \quad (3.8)$$

Изменение общего расхода нагреваемого теплоносителя за счёт конденсации содержащихся паров $G_{конд}$ в газе с последующим доохлаждением его в теплообменнике 7 представляется в виде

$$G_{конд} = G_{п} (d_{п,б} c_{п,б} t_{п,б} - d_{п,д} c_{п,д} t_{п,д}) \quad (3.9)$$

где $d_{п}$ - влагосодержание паров в газе в соответствующих сечениях “б” и “д”, кг/кг;

$c_{п}$ – теплоёмкость паров в газе в соответствующих сечениях “б” и “д”, Дж/(кг·°C);

$t_{п}$ – температура паров в газе в соответствующих сечениях “б” и “д”, °C.

3.4.2 Особенности отбора теплоты в контактно-рекуперативной системе с термотрансформацией энергетических потоков

Известно [48], что при охлаждении технологических газов в контактных теплообменниках (мокрых пылеуловителях) снижение температуры газа обычно сопровождается либо испарением промывающей жидкости или же конденсацией водяных паров (в случае охлаждения насыщенных газов).

Процесс охлаждения газов за счёт испарения жидкости продолжается при постоянной температуре $t_{м}$ до тех пор, пока вся жидкость не испарится, или температура газов не станет равной температуре точки росы. Значения температуры мокрого термометра $t_{м}$ для некоторых характерных условий приведены в таблице 3.1.

Температура мокрого термометра, °С, для газов с разной температурой и влажностью [48]

Начальная влажность газов, г/м ³	Начальная температура горячих газов, °С		
	100	200	300
25	38,5	49,5	57,0
50	44,0	53,5	59,5
100	62,5	59,0	63,5
200	61,0	66,5	70,0
300	68,0	71,5	74,0

Используемая в предложенной системе контактная камера по своему устройству и принципу действия значительно отличается от работы поверхностных теплообменников. Эти отличия заключаются в следующем:

- Процесс охлаждения нагретых продуктов сгорания водой сопровождается взаимным массообменом между ними за счёт испарения или конденсации водяных паров;
- Величина поверхности непосредственного контакта между газами и водой не является постоянно величиной, а зависит от гидродинамики потоков газовой и жидкой сред;
- Вода в контактной камере может нагреваться до определённого предела, после которого прекращается повышение её температуры и происходит только испарение.

Для определения температур смеси в контактных камерах аппарата получена зависимость, на основе “формулы смеси”, имеющая следующий вид

$$\Delta t_{см} = 0,25 \cdot (G_{г} / G_{в}) \Delta T_{газ} \quad (3.10)$$

где $\Delta t_{см}$ – температура смеси воды после контакта с отработанным газом, °С;
 0,25 – среднее отношение теплоемкости воды и газа;

$G_{г}$ – расход газа, кг/ч; $G_{в}$ – расход воды, кг/ч;

$\Delta T_{газ}$ – разность начальной и конечной температуры газа, °С.

На основе зависимости (3.10) составлена таблица 3.2, с помощью которой можно определить соответствующую температуру смеси в контактных камерах при различных соотношениях расходов воды и газа путем добавления к значению температуры исходной воды значения соответствующего параметрам разности начальной и конечной температуры газа и соотношения расходов контактирующих сред.

Таблица 3.2

Значения добавочной температуры в зависимости от соотношения расходов контактирующих сред и разности начальной и конечной температуры воды

$\Delta T_{газ}, ^\circ\text{C}$ $G_{г}/G_{в}, \text{кг/ч}$	10	20	30
0,5	1,25	2,5	3,75
1,0	2,5	5	7,5
2,0	5	10	15

При помощи таблицы 3.2 получены значения температур смеси в первой и второй контактных камерах для различных температурных параметров отработанных газов печи после теплообменника предварительного охлаждения. Так, при одинаковом соотношении расходов

греющей и нагреваемой среды (1/1) и температуре отработанного газа после теплообменника глубокого охлаждения 12 (80 °С) температура смеси в первой камере орошения составит 55 °С, а во второй – 15 °С. Результаты вычислений для других температур отработанных газов сведены в таблицу 3.3. Также они подтверждаются графически по I-d диаграмме.

В работе [49] отображены, а в [50] более полно раскрыты случаи, при которых воздух с начальным состоянием, характеризуемым точкой А (рис 3.3), вступает в контакт с водой при различных ее температурах.

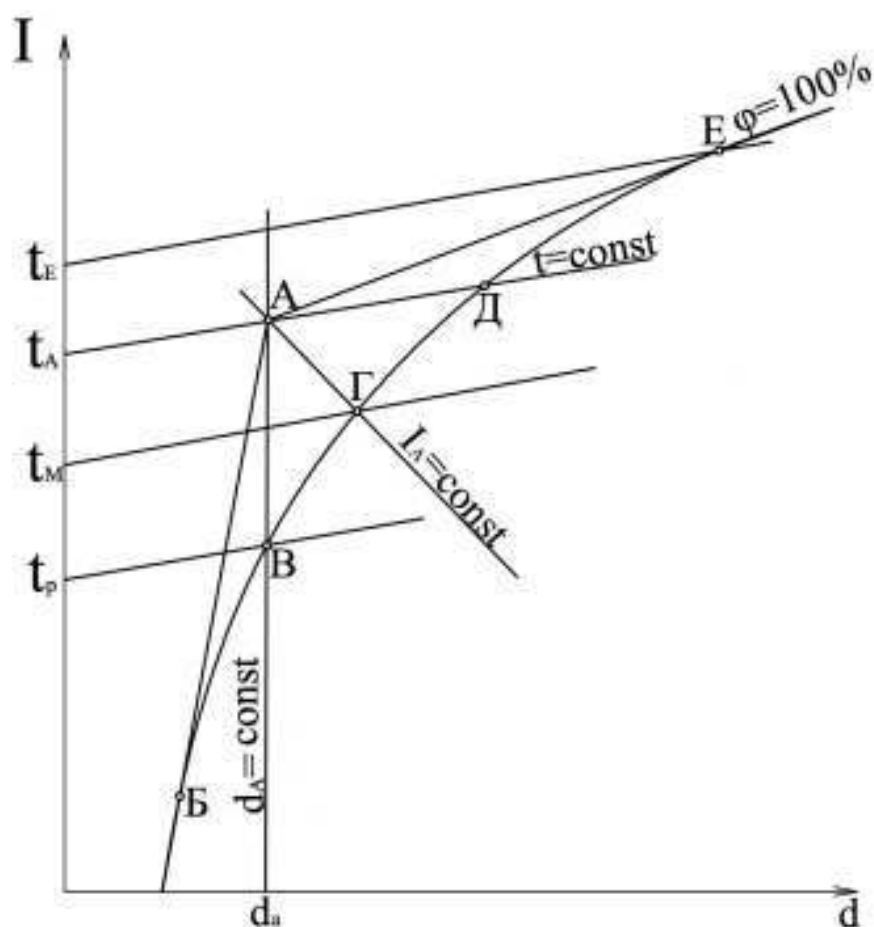


Рис. 3.3. Область возможных изменений состояния воздуха в теплообменном аппарате при начальном состоянии, характеризуемом точкой А, и всех возможных температурах воды или твердой охлаждающей поверхности.

При этом следует иметь в виду, что температура контактирующей воды в камере не может быть ниже нуля градусов. Однако при использовании для

обработки воздуха поверхностных воздухоохладителей температура охлаждающей поверхности может быть ниже нуля. В этом случае границей области возможных изменений состояний воздуха при его охлаждении и осушении будет касательная АБ, проведенная из точки А к кривой $\varphi=100\%$. Другой линией, ограничивающей область возможных изменений состояния воздуха при непосредственном его контакте с водой, будет касательная АЕ. Таким образом, область криволинейного треугольника БАЕ является геометрическим местом точек возможных изменений состояния воздуха в теплообменных аппаратах. Следует иметь в виду, что в реальной действительности точки, характеризующие конечное состояние воздуха, обычно лежат несколько выше кривой $\varphi=100\%$.

На рис 3.4 нанесены линии наиболее характерных процессов, которые могут происходить в теплообменных аппаратах, предназначенных для обработки воздуха.

Известно [49], что искомая температура смеси (рис 3.4) будет находиться на луче процесса между точкой с параметрами температуры и влагосодержания для отработанного газа А и точкой с параметрами температуры воды В, находящейся на кривой несколько выше $\varphi=100\%$.

Значение температуры смеси, лежащей на луче процесса, зависит от соотношения расходов контактирующих сред, и определяется по общеизвестной «формуле смеси».

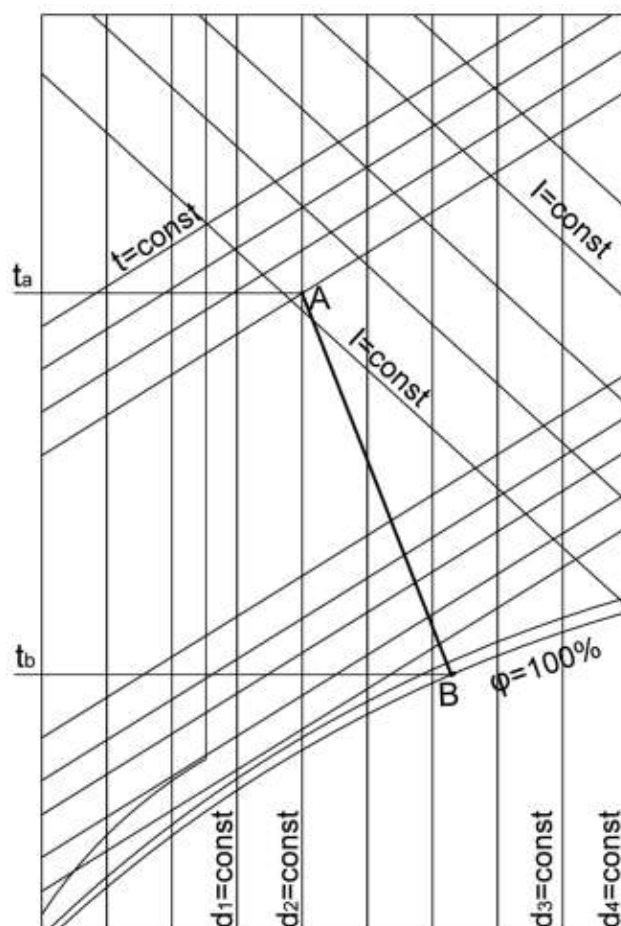


Рис. 3.4 Луч процесса с возможными параметрами воды, прошедшей контакт в контактных камерах аппарата.

Таблица 3.3

Значения температуры смеси контактирующих сред в первой и второй контактных камерах при различных температурах отработанных газов и идентичных соотношениях расходов

$t_{\text{см}}$ \ $t_{\text{Г}}$	40	60	80	100
После I камеры	32,5	52,5	55	57,5
После II камеры	11,3	12,5	15	17,5

При условии идентичности соотношений расходов контактирующих сред в первой и второй контактных камерах определяется температура воды в поддоне аппарата, на основе среднего значения температур смеси в первой и второй контактной камере. Значения температур воды в поддоне аппарата при одинаковых соотношениях расходов сведены в таблицу 3.4.

Значения температур воды в поддоне аппарата

$t_{\text{Г}}$	40	60	80	100
$t_{\text{см}}$	21,9	32,5	35	37,5

3.5 Теплоэнергетический потенциал греющей и нагреваемой среды в характерных режимах работы системы

3.5.1 Температура греющей и нагреваемой среды

Конечную температуру греющей среды $\tau_{\text{ов}}$ в теплообменнике 1 отопительно-вентиляционной системы можно представить в виде

$$\tau_{\text{о,ов}} = t_{\text{о}} + \Delta t, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (3.11)$$

где $t_{\text{о}}$ – температура теплоносителя в обратной магистрали отопительно-вентиляционной системы, $^\circ\text{C}$;

Δt - температурный перепад между конечными температурами греющей и нагреваемой среды в поверхностном теплообменнике, $^\circ\text{C}$.

Температура общей смеси греющего потока после теплообменников горячего водоснабжения 16 и отопительно-вентиляционной системы 1 представляется в виде

$$t_{\text{см}} = \frac{(1-x)G_{\text{п}}c_{\text{в}} \cdot \tau_{\text{о,ГВ}} + xG_{\text{п}}c_{\text{в}}\tau_{\text{о,ов}}}{G_{\text{п}}c_{\text{в}}}, \quad (3.12a)$$

которая после соответствующих упрощений приобретает следующий вид

$$t_{\text{см}} = (1-x)\tau_{\text{о,ГВ}} + x(t_{\text{о}} + \Delta t), \quad (3.12)$$

где x – часть общего расхода нагреваемой воды $G_{\text{п}}$ после конденсатора, поступающая для дальнейшего догрева в теплообменнике 12 в процессе предварительного охлаждения газа.

Таким образом, начальная температура первичного теплоносителя в теплообменнике 1, которая обеспечивает нагрев циркулирующей воды в

отопительно-вентиляционной системе с расходом G_o , с учётом (3.11) представляется в виде

$$\tau = \tau_{o,ov} + \frac{G_o c_B (t_r - t_o)}{x G_{II} c_B} = t_o + \Delta t + \frac{G_o c_B (t_r - t_o)}{x G_{II} c_B}, \quad (3.13)$$

где t_r и t_o - расчётные значения температур воды в подающей и обратной магистрали отопительно-вентиляционной системы, °С.

Следовательно, начальная температура $t_{кд}$ теплоносителя на входе в рекуперативный теплообменник 12 (рис. 3.1) предварительного охлаждения газа с учётом (3.13) представляется в виде

$$t_{кд} = t_o + \Delta t + \frac{G_o (t_r - t_o)}{x G_{II}} - \frac{Q_{по}}{x G_{II} c_B}. \quad (3.14)$$

где $Q_{по}$ - тепловой поток предварительного охлаждения газа в «сухом» режиме работы рекуперативного теплообменника 12, Вт.

3.5.2 Условия высокоэффективного отбора и трансформации теплоты в системе

Закономерно, что влагосодержание газа после первой и второй контактных камер на входе в рекуперативный теплообменник 7 доохлаждения может достигать как частичного, так и полного насыщения его водяными парами, в процессе которого температура $t_{в,г}$ нагреваемой среды приближается к температуре $t_{м.т.}$ мокрого термометра. Соответствующее соотношение средних температур влагонасыщенного газа $t_{г,г}$ и нагреваемой среды $t_{в,г}$ на выходе из контактной камеры может быть представлено в следующем виде

$$t_{г,г} = m t_{в,г}, \quad (3.15)$$

где $m \geq 1$ – коэффициент, отражающий степень приближения температуры нагреваемой воды $t_{в,г}$ к предельной температуре возможного насыщения газа с температурой $t_{г,г}$ водяными парами, значение которой ограничивается температурой мокрого термометра $t_{м.т.}$

Очевидно, что в условиях достаточно интенсивного процесса взаимодействия контактируемых сред в камере предложенной конструкции [47], при дальнейшем доохлаждении газа в теплообменнике 7 рассматриваемой системы с термотрансформаторным контуром его температура может снижаться в диапазоне температур газа в сечении “г” (с частичным, либо полным насыщением водяными парами) до конечной его температуры в сечении “д”. Значения последней логично принять на уровне температуры наружного воздуха, например средней в межотопительный период, $t_{в}=20^{\circ}\text{C}$. При этом процесс доохлаждения влагонасыщенного газа в рекуперативном теплообменнике 7 сопровождается конденсацией влаги в пределах установленной температуры $t_{в}$, то есть в диапазоне $(60\dots 50\div 20)$, $^{\circ}\text{C}$.

Для предотвращения дальнейшего выпадения конденсата из влагонасыщенного газа в процессе последующего его прохождения по отводящему газоходу и выбросной трубе (необходимость устройства которой для анализируемых условий рядом специалистов опровергается [51]), нами рассмотрен предложенный в [51] один из надежных способов исключения конденсации влаги за счёт предварительного подогрева охлаждённого газа на $(3-5)^{\circ}\text{C}$ перед выбросом его в атмосферу. В работе [51] установлено, что для этой цели достаточным является повышение температуры газа на $(3\div 5)\%$ относительно общего температурного перепада охлаждения отработанного газа в системе.

Логично, что для рассматриваемой системы общий температурный диапазон с доохлаждением отработанных газов может быть представлен в следующем виде

$$\overline{\Delta t_{\text{по}}} + \overline{\Delta t_{\text{к}}} + \overline{\Delta t_{\text{го}}} - \overline{\Delta t_{\text{нагр}}} = 1, \quad (3.16)$$

где $\overline{\Delta t_{\text{по}}}$ - относительное снижение температуры газа в теплообменнике предварительного охлаждения;

$\overline{\Delta t}_K$ - относительное снижение температуры газа при взаимодействии его с водой в контактной камере;

$\overline{\Delta t}_{Г0}$ - относительное снижение температуры влагонасыщенного газа в теплообменнике доохлаждения;

$\overline{\Delta t}_{нагр}$ - относительное повышение температуры газа до уровня, исключающего конденсацию водяных паров на поверхностях отводящего газохода и выбросной трубы.

Для условий установленного общего диапазона охлаждения газа ($t_r - t_{yx}$) температурный перепад его предварительного охлаждения в рекуперативном теплообменнике 12, рис.3.1, работающем в «сухом» режиме, может быть представлен в виде

$$t_r - t_{r,б} = \overline{\Delta t}_{по} (t_r - t_{yx}), ^\circ\text{C}, \quad (3.17a)$$

откуда по предварительно принятой величине $\overline{\Delta t}_{по}$ определяется действительное значение конечной температуры предварительного охлаждения газа согласно зависимости

$$t_{r,б} = t_r - \overline{\Delta t}_{по} (t_r - t_{yx}), ^\circ\text{C}. \quad (3.17)$$

Закономерно, что полученное значение $t_{r,б}$ следует сопоставлять с допустимым значением газа в рассматриваемом сечении для выполнения условий надежной работы анализируемого теплообменника в «сухом» режиме, при котором $t_{r,б} > t_{т.р.}, ^\circ\text{C}$.

Соответствующее снижение температуры влагонасыщенного газа в теплообменнике 7 для его доохлаждения с учётом (3.16) представляется соотношением

$$\overline{\Delta t}_{Г0} = \frac{m \cdot t_{в,Г} - t_{Г,Д}}{t_r - t_{yx}}. \quad (3.18)$$

С учётом необходимости незначительного подогрева охлаждённого газа перед отводящим газоходом и выбросной трубой соответствующий температурный перепад может быть принят в соответствии с зависимостью

$$\overline{\Delta t}_{\text{нагр}} = \mu = 0,04. \quad (3.19)$$

Тогда из равенства (3.16) с учётом (3.17) и (3.18) относительное значение температурного $\overline{\Delta t}_k$ диапазона охлаждения газов в контактной камере определяется выражением

$$\overline{\Delta t}_k = 1 - \overline{\Delta t}_{\text{по}} - \frac{m \cdot t_{\text{в,Г}} - t_{\text{Г,Д}}}{t_{\text{Г}} - t_{\text{ух}}} + \mu. \quad (3.20)$$

С учетом (3.20) действительный температурный перепад охлаждения газа в контактной камере определяется в виде соотношения

$$t_{\text{Г,б}} - t_{\text{Г,Г}} = \overline{\Delta t}_k \cdot (t_{\text{Г}} - t_{\text{ух}}), \quad (3.21)$$

а следовательно, и температура $t_{\text{Г,Г}}$ влажного газа на входе в теплообменник доохлаждения газа 7, которая представляется как

$$t_{\text{Г,Г}} = t_{\text{Г,б}} - \overline{\Delta t}_k \cdot (t_{\text{Г}} - t_{\text{ух}}), \quad (3.22a)$$

в результате чего соответствующая зависимость для определения искомой температуры приобретает окончательный вид

$$t_{\text{Г,Г}} = t_{\text{Г,б}} - (1 + \mu) \cdot (t_{\text{Г}} - t_{\text{ух}}) - t_{\text{Г,Д}} + m t_{\text{в,Г}}. \quad (3.22)$$

Очевидно, что температура влажного газа на входе в теплообменник 7, зависящая прежде всего от начальных значений $t_{\text{Г,б}}$, а так же μ и m , является определяющей для последующего многофакторного исследования эффективности трансформации энергетических потоков в анализируемой системе.

3.5.3 Определение теплового потока для нагрева воды в конденсаторе термотрансформаторного контура

Представим располагаемый тепловой поток нагрева теплоносителя в конденсаторе термотрансформаторного контура по разности конечной температуры $t_{\text{кд}}$ нагреваемой среды после него и температуре $t_{\text{м}}$ воды в поддоне, с учётом (3.14) в следующем виде

$$Q_{\text{к}} = G_{\text{п}} c_{\text{в}} (t_{\text{о}} + \Delta t + \frac{G_{\text{ов}} \cdot (t_{\text{Г}} - t_{\text{о}})}{x G_{\text{п}}} - \frac{Q_{\text{по}}}{x G_{\text{п}} c_{\text{в}}} - t_{\text{м}}). \quad (3.23)$$

Установим закономерность распределения потоков греющей среды после конденсатора между теплообменниками отопительно-вентиляционной системы и горячего водоснабжения. Обеспечение условий равнозначной интенсивности теплообменных процессов в соответствующих рекуперативных теплообменниках нагрева теплоносителя для отопительно-вентиляционной системы и горячего водоснабжения определяется следующей закономерностью

$$\frac{G_{ГВ}}{(1-x)G_{П}} = \frac{G_{ОВ}}{xG_{П}}, \quad (3.24)$$

на основе которой искомая часть поступающего расхода теплоносителя в теплообменник отопительно-вентиляционной системы определяется в следующем виде

$$x = \frac{G_{ОВ}}{G_{ОВ} + G_{ГВ}}. \quad (3.25)$$

Представив расход воды $G_{ОВ}$ в системе отопления в зависимости от расхода теплоносителя $G_{ГВ}$ на горячее водоснабжение в виде $G_{ОВ} = \beta G_{ГВ}$, получим безразмерную взаимосвязь расхода x с β

$$x = \frac{\beta}{1 + \beta}. \quad (3.26)$$

При этом расход $G_{П}$ поступающего теплоносителя из поддона для последующего нагрева в конденсаторе представляется зависимостью

$$G_{П} = \frac{1 + \beta}{\beta} G_{ОВ} \quad (3.27)$$

Таким образом, воспринимаемый тепловой поток в процессе нагрева воды в конденсаторе термотрансформаторного контура определяется по аналогии с зависимостью (3.23), как

$$Q_{К} = G_{П} c_{В} (t_{Г} + \Delta t - \frac{Q_{По}}{\beta G_{ГВ} c_{В}} - t_{М}). \quad (3.28a)$$

Для определения уравнения (3.28a) температурного потенциала в процессе предварительного охлаждения газа в теплообменнике 12,

работающего в «сухом» режиме, представим его тепловой поток $Q_{\text{по}}$ в виде следующего соотношения

$$Q_{\text{по}} = G_{\Gamma} \left[c_{\Gamma} (t_{\Gamma} - t_{\Gamma, \delta}) + d_{\Pi} (c_{\Pi} t_{\Pi} - c_{\Pi, \delta} t_{\Pi, \delta}) \right]. \quad (3.29)$$

Преобразуем составные части газовой смеси этого уравнения с учётом (3.17a) и (3.17) на основе (3.22) в следующем виде

$$c_{\Gamma} (t_{\Gamma} - t_{\Gamma, \delta}) = c_{\Gamma} (t_{\Gamma} - t_{\Gamma} + \bar{\Delta} t_{\text{по}} \cdot (t_{\Gamma} - t_{\text{ух}})) = c_{\Gamma} \bar{\Delta} t_{\text{по}} \cdot (t_{\Gamma} - t_{\text{ух}}); \quad (3.30)$$

$$d_{\Pi} (c_{\Pi} t_{\Pi} - c_{\Pi, \delta} t_{\Pi, \delta}) = d_{\Pi} \left[c_{\Pi} t_{\Pi} - c_{\Pi, \delta} (t_{\Pi} - \bar{\Delta} t_{\text{по}} (t_{\Gamma} - t_{\text{ух}})) \right] \quad (3.31)$$

Обозначим соотношение расходов отработанного газа G_{Γ} и общего расхода нагреваемой воды в первой $G_{\text{к1}}$ и второй $G_{\text{к2}}$ контактных камерах в виде

$$a = \frac{G_{\Gamma}}{G_{\text{к1}} + G_{\text{к2}}}, \quad (3.32)$$

тогда получим, что с учётом (3.27) значение расхода G_{Π} отработанного газа представляется в виде

$$G_{\Gamma} = a \cdot (\beta \cdot G_{\text{ГВ}} + G_{\text{ХВ}}). \quad (3.33)$$

Тогда анализируемое соотношение газовой составляющей в уравнении (3.28a), представляющее температурный перепад предварительного охлаждения газа в теплообменнике 12, принимая во внимание (3.29) и (3.30), выразится следующей зависимостью

$$\frac{Q_{\text{по}}}{\beta G_{\text{ГВ}} \cdot c_{\text{в}}} = \frac{a(\beta G_{\text{ГВ}} + G_{\text{ХВ}})}{\beta G_{\text{ГВ}} \cdot c_{\text{в}}} \left\{ c_{\Gamma} \bar{\Delta} t_{\text{по}} \cdot (t_{\Gamma} - t_{\text{ух}}) + d_{\Pi} \left[c_{\Pi} t_{\Pi} - c_{\Pi, \delta} (t_{\Gamma} - \bar{\Delta} t_{\text{по}} (t_{\Gamma} - t_{\text{ух}})) \right] \right\}, \quad (3.34)$$

которая после соответствующих преобразований приобретает окончательный вид

$$\frac{Q_{\text{по}}}{\beta G_{\text{ГВ}} \cdot c_{\text{в}}} = \frac{a}{c_{\text{в}}} \left(1 + \frac{G_{\text{ХВ}}}{\beta G_{\text{ГВ}}} \right) \cdot \left\{ c_{\Gamma} \bar{\Delta} t_{\text{по}} \cdot (t_{\Gamma} - t_{\text{ух}}) + d_{\Pi} \left[c_{\Pi} t_{\Pi} - c_{\Pi, \delta} (t_{\Gamma} - \bar{\Delta} t_{\text{по}} (t_{\Gamma} - t_{\text{ух}})) \right] \right\} \quad (3.36)$$

Таким образом, на основе зависимости (3.28a) с учётом (3.29) зависимости $G_{\Pi} = (1 + \beta) G_{\text{ГВ}}$, уравнение для определения теплового потока для

нагрева воды в конденсаторе термотрансформаторного контура Q_k приобретает окончательный вид

$$Q_k = (1 + \beta)G_{ГВ}c_B \left\{ t_r + \Delta t - \frac{a}{c_B} \left(1 + \frac{G_{XB}}{\beta G_{ГВ}} \right) \cdot \left[c_r \bar{\Delta} t_{по} \cdot (t_r - t_{yx}) + d_{II} (c_{II} t_{II} - c_{II,б} (t_r - \bar{\Delta} t_{по} (t_r - t_{yx}))) \right] - t_M \right\}. \quad (3.23, a)$$

3.6 Энергия охлаждения воды в испарителе термотрансформаторного контура и газа после контактной камеры

3.6.1 Температурный потенциал теплоносителя для горячего водоснабжения

Температура предварительного нагрева теплоносителя для горячего водоснабжения t_{20} в теплообменнике доохлаждения газа 7 определяется на основе равенства тепловых потоков греющей и нагреваемой среды согласно зависимости

$$t_{20} = t_{и,к} + \frac{Q_{Го}}{(1 + j)G_{ГВ}c_B} \quad (3.36)$$

где $Q_{Го}$ - тепловой поток процесса доохлаждения газа после контактной камеры, Вт;

j - относительная доля рециркуляционной части общего расхода теплоносителя в системе горячего водоснабжения, проходящая через теплообменник 8 с мощностью теплового потока $Q_{под}$ для предотвращения выпадения конденсата из охлаждённого газа при дальнейшем его контакте с поверхностями газоходов и выбросной трубы;

$t_{и,к}$ - конечная температура охлаждаемой воды после испарителя, значение которой в анализируемой системе логично [53] принимать положительной, в пределах $t_{и,к} = 4 \div 6, \text{ } ^\circ\text{C}$.

На основе (3.36) определяется конечная температура первичного потока $\tau_{о,ГВ}$ после рекуперативного теплообменника 16 в процессе нагрева теплоносителя для системы горячего водоснабжения в следующем виде

$$\tau_{о,ГВ} = t_{20} + \Delta t = t_{и,к} + \frac{Q_{Го}}{(1 + j)G_{ГВ}c_B} + \Delta t, \quad (3.37)$$

где Δt – температурный перепад между конечными температурами греющей и нагреваемой среды в поверхностном теплообменнике 16.

Исходя из этого, начальная температура греющей среды τ_{18} в теплообменнике 16 с учётом (3.38) и схемы определяются по зависимости

$$\tau_{18} = \tau_{o,ГВ} + \frac{G_{ГВ} c_B (t_{ГВ} - t_{20})}{(1-x)G_{П} c_B} = t_{и,к} + \frac{Q_{Го}}{(1+j)G_{ГВ} c_B} + \Delta t + \frac{G_{ГВ} c_B (t_{ГВ} - t_{20})}{(1-x)G_{П} c_B}, \quad (3.38)$$

где $t_{ГВ}$ - расчётная температура теплоносителя в системе горячего водоснабжения, °С.

Температура j -й части рециркуляционной воды с температурой t_{19} для теплообменника 8, обеспечивающая незначительный догрев охлаждённого газа перед отводным каналом и выбросной трубой, с учётом (3.36) определяется по формуле

$$\tau_{19} = t_{20} + \frac{Q_{нагр}}{jG_{ГВ} c_B} = t_{и,к} + \frac{Q_{Го}}{(1+j)G_{ГВ} c_B} + \frac{Q_{нагр}}{jG_{ГВ} c_B}, \quad (3.39)$$

На основе зависимости (3.39) температура греющей воды после теплообменника 8 определяется в следующем виде

$$t_8 = t_{19} - \frac{Q_{нагр}}{jG_{ГВ} c_B} = t_{и,к} + \frac{Q_{Го}}{(1+j)G_{ГВ} c_B}. \quad (3.40)$$

В предложенной системе предварительный нагрев теплоносителя для горячего водоснабжения предусматривается в рекуперативном теплообменнике 15 с одновременным снижением температуры смешиваемых потоков общего расхода теплоносителя $G_{П}$, поступающего в первую секцию контактной камеры. Температуру поступающей холодной воды после предварительного нагрева её в теплообменнике 15 с учётом (3.11) запишем в виде

$$t_{15} = \frac{G_{П}}{G_{ХВ}} (t_{см} - \Delta t) + \frac{G_{ГВ}}{G_{ХВ}} t_{ХВ}, \quad (3.41)$$

где $t_{см}$ - температура общей смеси греющего потока (3.10) после теплообменников 16 и 1 представляется в исходном виде, °С

На основе (3.41) представляется возможным установить зависимость для определения температуры воды на входе в первую контактную камеру $t_{к1}$, состоящей из общего греющего потока воды после теплообменников отопительно-вентиляционной системы и горячего водоснабжения в виде

$$t_{к1} = t_{15} + \Delta t = \frac{G_{\Pi}}{G_{XB}}(t_{CM} - \Delta t) + \frac{G_{ГВ}}{G_{XB}} t_{XB} + \Delta t, \quad (3.42)$$

где Δt - температурный перепад между конечными температурами греющей и нагреваемой среды в поверхностном теплообменнике, °С.

Из анализа системы, представленной на рис 3.1, следует, что температура нагреваемой воды на входе во вторую контактную камеру с расходом $G_{к2}=(G_{ГВ} - G_{XB})$ равна температуре исходной холодной воды на входе в систему, поэтому

$$t_{к2} = t_{XB}. \quad (3.43)$$

На основе уравнений (3.41) и (3.40) значение температуры смеси воды, поступающей в испаритель 22, а затем и в систему горячего водоснабжения, находится по выражению

$$t_{и,н} = \frac{G_{ГВ}c_{В}t_{15} + jG_{ГВ}c_{В}t_{8}}{(1 + j)G_{ГВ}c_{В}}, \quad (3.44a)$$

где j - относительная доля рециркуляционной части теплоносителя из общего потока теплоносителя на горячее водоснабжение $G_{ГВ}$, обеспечивающая подогрев охлаждённого газа перед поступлением его в отводной канал и выбросную трубу;

t_{8} - температура рециркуляционной части теплоносителя после подогревающего теплообменника 8, обеспечивающего повышение температуры охлаждённого газа перед поступлением его в выбросную трубу, °С.

Нетрудно заметить, что $t_{8} = t_{20}$ при равенстве тепловых потоков по рециркуляционной воде в теплообменниках 8 и 13. Поэтому зависимость (3.45a) приобретает вид

$$t_{и,н} = \frac{t_{15} + jt_{20}}{1 + j}. \quad (3.45)$$

Таким образом, начальная температура $t_{и,н}$ воды на входе в испаритель термотрансформаторного контура согласно зависимости (3.42) с учетом (3.10) и (3.41) определяется по уравнению

$$t_{и,н} = \frac{\frac{G_{II}}{G_{XB}} \left[(1-x) \left(t_{и,к} + \frac{Q_{ГО}}{(1+j)G_{ГВ}c_B} + \Delta t \right) + x(t_0 + \Delta t) - \Delta t \right] + \frac{G_{ГВ}}{G_{XB}} t_{XB} + j \left(t_{и,к} + \frac{Q_{ГО}}{(1+j)G_{ГВ}c_B} \right)}{1+j}, \quad (3.46)$$

которое после соответствующих преобразований приобретает вид

$$t_{и,н} = \frac{\left[\frac{G_{II}}{G_{XB}} (1-x) + j \right] \left(t_{и,к} + \frac{Q_{ГО}}{(1+j)G_{ГВ}c_B} \right) + \frac{G_{II}}{G_{XB}} x t_0 + \frac{G_{ГВ}}{G_{XB}} t_{XB}}{1+j}. \quad (3.47a)$$

Принимая во внимание, что $x = \frac{\beta}{1+\beta}$ (3.25) и (3.26), а также $xG_{II} = G_{ОВ} = \beta G_{ГВ}$,

температура воды на входе в испаритель определяется по уравнению

$$t_{и,н} = \frac{\left(\frac{G_{ГВ}}{G_{XB}} + j \right) \left(t_{и,к} + \frac{Q_{ГО}}{(1+j)G_{ГВ}c_B} \right) + \frac{G_{ГВ}}{G_{XB}} (\beta t_0 + t_{XB})}{1+j}. \quad (3.47)$$

3.6.2 Энергетический поток охлаждения воды в испарителе и газа после контактной камеры

Энергию охлаждения воды в испарителе термотрансформаторного контура представим в виде

$$Q_{И} = (1+j)G_{ГВ}c_B(t_{и,н} - t_{и,к}). \quad (3.48)$$

Из анализируемой схемы, представленной на рис. 3.1, на основе (3.43) с учётом (3.45) следует, что энергия охлаждения проходящей воды через испаритель термотрансформаторного контура представляется в общем виде

$$Q_{И} = (1 + j)G_{ГВ}c_{В} \left[\frac{\left(\frac{G_{ГВ}}{G_{ХВ}} + j \right) \cdot \left(t_{И,К} + \frac{Q_{Го}}{(1 + j)G_{ГВ}c_{В}} \right) + \frac{G_{ГВ}}{G_{ХВ}} (\beta t_{О} + t_{ХВ})}{(1 + j)} - t_{И,К} \right], \quad (3.49)$$

Представим тепловой поток доохлаждения влажного газа $Q_{Го}$ уравнением (3.49) в теплообменнике 7 в следующем виде

$$Q_{Го} = G_{Г} \left[c(t_{Г,Г} - t_{Г,Д}) + c_{П}d_{П}(t_{Г,Г} - t_{Г,Д}) - c_{Ж}t_{Ж}(d_{П,Г} - d_{П,Д}) \right]. \quad (3.50)$$

Первые два слагаемых доохлажденного газа в этом уравнении с учётом (3.22) для газовой и паровой компонент представим соответственно в виде

$$c(t_{Г,Г} - t_{Г,Д}) = c_{Г} \left[t_{Г} - (1 + \mu) \cdot (t_{Г} - t_{УХ}) - t_{Г,Б} + m \cdot t_{В,Г} - t_{Г,Д} \right] \quad (3.51)$$

$$c_{П}d_{П}(t_{Г,Г} - t_{Г,Д}) = c_{П}d_{П} \left[t_{Г} - (1 + \mu) \cdot (t_{Г} - t_{УХ}) - t_{Г,Б} + m \cdot t_{В,Г} - t_{Г,Д} \right]. \quad (3.52)$$

Тогда анализируемая величина доохлаждения влагонасыщенного газа $Q_{Го}$ в уравнения и (3.49), с учетом зависимости расхода $G_{Г} = a \cdot (\beta G_{ГВ} + G_{ХВ})$ согласно (3.33), представляется как

$$\frac{Q_{Го}}{(1 + j)G_{ГВ}c_{В}} = \frac{a \cdot (\beta G_{ГВ} + G_{ХВ})}{(1 + j)G_{ГВ}c_{В}} \left\{ c_{Г} [t_{Г} - (1 + \mu) \cdot (t_{Г} - t_{УХ}) - 2t_{Г,Д} + mt_{В,Г}] + \right. \quad (3.53a)$$

$$\left. + c_{П}d_{П} [t_{Г} - (1 + \mu) \cdot (t_{Г} - t_{УХ}) - 2t_{Г,Д} + m \cdot t_{В,Г}] - c_{Ж}t_{Ж}(d_{П,Г} - d_{П,Д}) \right\},$$

откуда после соответствующих преобразований получим

$$\frac{Q_{Го}}{(1 + j)G_{ГВ}c_{В}} = \frac{a}{(1 + j)c_{В}} \left(\beta + \frac{G_{ХВ}}{G_{ГВ}} \right) \cdot \left\{ c_{Г} [t_{Г} - (1 + \mu) \cdot (t_{Г} - t_{УХ}) - 2t_{Г,Д} + mt_{В,Г}] + \right. \quad (3.53)$$

$$\left. + c_{П}d_{П} [t_{Г} - (1 + \mu) \cdot (t_{Г} - t_{УХ}) - 2t_{Г,Д} + m \cdot t_{В,Г}] - c_{Ж}t_{Ж}(d_{П,Г} - d_{П,Д}) \right\}.$$

Таким образом, зависимость для определения энергии охлаждения циркулирующей воды через испаритель термотрансформаторного контура согласно (3.44a) с учётом (3.53) соответствует уравнению

$$Q_{II} = (1+j)G_{ГВ}c_B \left\{ \left[\frac{\left(\frac{G_{ГВ}}{G_{ХВ}} + j \right) \cdot \left[t_{И,К} + \frac{a}{(1+j)c_B} \left(\beta + \frac{G_{ХВ}}{G_{ГВ}} \right) \cdot (c_{Г}(t_{Г} - (1+\mu) \cdot (t_{Г} - t_{YX})) - 2t_{Г,Д} + mt_{Б,Г}) \right]}{(1+j)} \right] + \right. \\ \left. + \left[\frac{c_{П}d_{П}(t_{Г} - (1+\mu) \cdot (t_{Г} - t_{YX})) - 2t_{Г,Д} + m \cdot t_{Б,Г} - c_{Ж}t_{Ж}(d_{П,Г} - d_{П,Д})}{(1+j)} \right] + \frac{G_{ГВ}}{G_{ХВ}}(\beta t_0 + t_{ХВ}) \right] - t_{И,К} \right\}, \quad (3.54,а)$$

которое после преобразований приобретает вид

$$Q_{II} = G_{ГВ}c_B \left\{ \left[\left(\frac{G_{ГВ}}{G_{ХВ}} + j \right) \cdot \left[t_{И,К} + \frac{a}{(1+j)c_B} \left(\beta + \frac{G_{ХВ}}{G_{ГВ}} \right) \cdot (c_{Г}(t_{Г} - (1+\mu) \cdot (t_{Г} - t_{YX})) - 2t_{Г,Д} + mt_{Б,Г}) \right] + \right. \right. \\ \left. \left. + \left[c_{П}d_{П}(t_{Г} - (1+\mu) \cdot (t_{Г} - t_{YX})) - 2t_{Г,Д} + m \cdot t_{Б,Г} - c_{Ж}t_{Ж}(d_{П,Г} - d_{П,Д}) \right] + \frac{G_{ГВ}}{G_{ХВ}}(\beta t_0 + t_{ХВ}) \right] - (1+j)t_{И,К} \right\}. \quad (3.54)$$

Таким образом, на основе зависимостей (3.53) и (3.24,а) отношение энергетических потоков в испарителе и конденсаторе термотрансформаторного контура после сокращения на $G_{ГВ}c_B$ представляется в окончательном виде (3.55), см. подраздел 3.7.

Взаимосвязь расходов исходной холодной воды $G_{ХВ}$ и воды на горячее водоснабжение $G_{ГВ}$ с учетом ранее принятого соотношения (3.8) $G_{Техн} = \Theta G_{П} = G_{ХВ} - G_{ГВ}$ представляется выражением

$$G_{ХВ} = G_{ГВ} \cdot [1 + \Theta \cdot (1 + \beta)]. \quad (3.56)$$

На этой основе множитель с соотношением расходов в зависимости (3.24,а) для определения теплового потока в конденсаторе Q_K приобретает безразмерный вид

$$\left(1 + \frac{G_{ХВ}}{\beta G_{ГВ}} \right) = \left\{ 1 + \frac{[1 + \Theta(1 + \beta)]}{\beta} \right\}. \quad (3.57)$$

Соответствующие сомножители с соотношением расходов по зависимости (3.57) для определения энергии охлаждения в испарителе $Q_{и}$ представляются аналогично в следующем безразмерном виде

$$\left(\frac{G_{ГВ}}{G_{ХВ}} + j \right) = \left\{ \frac{1}{[1 + \Theta(1 + \beta)]} + j \right\}; \quad (3.58)$$

$$\left(\beta + \frac{G_{ХВ}}{G_{ГВ}} \right) = \left\{ \beta + [1 + \Theta(1 + \beta)] \right\}; \quad (3.59)$$

$$\left(\frac{G_{ГВ}}{G_{ХВ}} \cdot \beta t_o + t_{ХВ} \right) = \left\{ \frac{\beta t_o}{[1 + \Theta(1 + \beta)]} + t_{ХВ} \right\}; \quad (3.60)$$

На основе вышеизложенного соотношение тепловых потоков в испарителе и конденсаторе (3.55) приобретает вид (3.61), см. подраздел 3.7.

3.7. Оценка общей энергетической эффективности преобразования отбираемой теплоты из отработанных газов

Воспринятый тепловой поток $Q_{к}$ в конденсаторе определяется тепловой мощностью испарителя $Q_{и}$, а также преобразованной в теплоту мощностью компрессора N в процессе термотрансформации энергетических потоков, откуда следует, что $Q_{к} = Q_{и} + N$.

Исходя из определения действительного коэффициента преобразования [60], а также соотношения энергетических потоков, следует, что

$$\varphi = \frac{Q_{к}}{N} = \frac{Q_{к}}{Q_{к} - Q_{и}} = \frac{1}{1 - \frac{Q_{и}}{Q_{к}}}. \quad (3.62)$$

После подстановки соответствующих значений тепловых потоков испарителя $Q_{и}$ и конденсатора $Q_{к}$ на основе уравнения (3.61) получим зависимость для определения коэффициента преобразования рекуперативно-термотрансформаторной системы в следующем виде (3.63).

$$\frac{Q_{\text{И}}}{Q_{\text{К}}} = \frac{\left(\frac{G_{\Gamma\text{B}}}{G_{\text{XB}}} + j \right) \left\{ t_{\text{И,К}} + \frac{a}{(1+j)c_{\text{B}}} \left(\beta + \frac{G_{\text{XB}}}{G_{\Gamma\text{B}}} \right) \cdot \left[t_{\Gamma} - (1+\mu) \cdot (t_{\Gamma} - t_{\text{YX}}) - 2t_{\Gamma,\text{Д}} + mt_{\text{Б,Г}} \right] (c_{\Gamma} + c_{\Pi} d_{\Pi}) - c_{\text{Ж}} t_{\text{Ж}} (d_{\Pi,\Gamma} - d_{\Pi,\text{Д}}) \right\} + \frac{G_{\Gamma\text{B}}}{G_{\text{XB}}} (\beta t_{\text{O}} + t_{\text{XB}}) - (1+j)t_{\text{И,К}}}{(1+\beta) \left\{ t_{\Gamma} + \Delta t - \frac{a}{c_{\text{B}}} \left(1 + \frac{G_{\text{XB}}}{\beta G_{\Gamma\text{B}}} \right) \cdot \left[\bar{\Delta} t_{\Pi\text{O}} \cdot (c_{\Gamma} t_{\Gamma} - c_{\text{YX}} t_{\text{YX}}) - d_{\Pi} (c_{\Pi} t_{\Pi} - c_{\Pi,\delta} (t_{\Gamma} - \bar{\Delta} t_{\Pi\text{O}} (t_{\Gamma} - t_{\text{YX}}))) \right] \right\} - t_{\text{M}}} \quad (3.55)$$

$$\frac{Q_{\text{И}}}{Q_{\text{К}}} = \frac{\left\{ \left[\left(\frac{1}{[1+\Theta(1+\beta)]} + j \right) \cdot \left[t_{\text{И,К}} + \frac{a}{(1+j)c_{\text{B}}} (\beta + [1+\Theta(1+\beta)]) \cdot \left[t_{\Gamma} - (1+\mu) \cdot (t_{\Gamma} - t_{\text{YX}}) - 2t_{\Gamma,\text{Д}} + mt_{\text{Б,Г}} \right] \cdot (c_{\Gamma} + c_{\Pi} d_{\Pi}) - c_{\text{Ж}} t_{\text{Ж}} (d_{\Pi,\Gamma} - d_{\Pi,\text{Д}}) \right] \right\} + \frac{\beta t_{\text{O}}}{[1+\Theta(1+\beta)]} + t_{\text{XB}} \right\} - (1+j)t_{\text{И,К}}}{(1+\beta) \left\{ t_{\Gamma,\text{OT}} + \Delta t - \frac{a}{c_{\text{B}}} \left(1 + \frac{[1+\Theta(1+\beta)]}{\beta} \right) \cdot \left[c_{\Gamma} \bar{\Delta} t_{\Pi\text{O}} \cdot (t_{\Gamma} - t_{\text{YX}}) + d_{\Pi} (c_{\Pi} t_{\Pi} - c_{\Pi,\delta} (t_{\Gamma} - \bar{\Delta} t_{\Pi\text{O}} (t_{\Gamma} - t_{\text{YX}}))) \right] \right\} - t_{\text{M}}} \quad (3.61)$$

$$\varphi = \frac{1}{1 - \frac{\left\{ \left[\left(\frac{1}{[1+\Theta(1+\beta)]} + j \right) \cdot \left[t_{\text{И,К}} + \frac{a}{(1+j)c_{\text{B}}} (1+\beta + \Theta(1+\beta)) \cdot \left[t_{\Gamma} - (1+\mu) \cdot (t_{\Gamma} - t_{\text{YX}}) - 2t_{\Gamma,\text{Д}} + mt_{\text{Б,Г}} \right] \cdot (c_{\Gamma} + c_{\Pi} d_{\Pi}) - c_{\text{Ж}} t_{\text{Ж}} (d_{\Pi,\Gamma} - d_{\Pi,\text{Д}}) \right] \right\} + \frac{\beta t_{\text{O}}}{[1+\Theta(1+\beta)]} \right\} - (1+j)t_{\text{И,К}}}{(1+\beta) \left\{ t_{\Gamma,\text{OT}} + \Delta t - \frac{a}{c_{\text{B}}} \left(1 + \frac{[1+\Theta(1+\beta)]}{\beta} \right) \cdot \left[c_{\Gamma} \bar{\Delta} t_{\Pi\text{O}} \cdot (t_{\Gamma} - t_{\text{YX}}) + d_{\Pi} (c_{\Pi} t_{\Pi} - c_{\Pi,\delta} (t_{\Gamma} - \bar{\Delta} t_{\Pi\text{O}} (t_{\Gamma} - t_{\text{YX}}))) \right] \right\} - t_{\text{M}}} \quad (3.63)$$

Из уравнения (3.63) следует, что коэффициент преобразования, как модифицированный критерий комплексной оценки энергетической эффективности разработанной системы, учитывая исходные и режимные параметры абонентских систем, зависит прежде всего от соотношения температур и расходов греющей и нагреваемой сред. Он позволяет оценить эффективность совместной работы контактно-рекуперативной и абонентских систем с термотрансформацией энергетических потоков в расчете на единицу приводной мощности компрессора. Полученная зависимость представляет сложную функциональную взаимосвязь исходных параметров, установление которой является основной для дальнейшего определения энергоэффективных режимов отбора и трансформации теплоты при использовании анализируемой системы в качестве высокоэффективного источника теплоты для промышленного теплоснабжения.

3.8 Определение рациональных режимов энергоэффективного отбора и условий потребления утилизируемой теплоты.

3.8.1 Рациональное соотношение расходов теплообменивающихся сред для технологического и коммунально-бытового назначения

На основе математического представления потенциала исходного энергетического потока отработанных газов, а также поступающих исходных компонентов и их взаимодействие в процессе контактно-рекуперативного теплообмена и термотрансформации с учетом параметров абонентских систем теплопотребления получена выше приведенная обобщенная зависимость для оценки энергетической эффективности работы предлагаемой системы.

Исходные независимые параметры, как неуправляемые, рассматриваются в качестве постоянных по теплотехнологическим требованиям либо по установленным санитарно-гигиеническим нормативам для соответствующих производственно-технологических абонентских систем. К ним относим, прежде всего, расход, температуру и влагосодержание отработанного газа после печи, а так же температуру исходной холодной

воды. Сюда же относятся расчетные значения температур наружного воздуха, теплоносителя в подающей и обратной магистралях систем отопления и горячего водоснабжения. К ним также относим расчетные тепловые нагрузки систем технологического назначения, отопления, вентиляции и горячего водоснабжения.

Режимные параметры отражают переменные значения температур и расходов теплоносителей либо их соотношения при известных тепловых нагрузках технологического и коммунально-бытового назначения, в большинстве зависящих от переменного значения температуры наружного воздуха. К режимным параметрам относятся температура и расход теплоносителей различных видов тепловых нагрузок, взаимная замена которых способна обеспечивать более высокую эффективность преобразования энергии в анализируемой технологии промышленного производства. К режимным параметрам относятся также переменные значения температур горячей и охлажденной воды в системе отопления в процессе эксплуатационного регулирования, зависящие от изменения температуры наружного воздуха.

Одним из условий высокоэффективного отбора теплоты из отработанных газов в контактно-рекуперативной системе с пароконпресссионной трансформацией энергетических потоков является определение рационального соотношения греющей и нагреваемой среды в анализируемом процессе, то есть при контакте предварительно охлажденного газа с частично нагретой и исходной водой, которая поступает из холодного водопровода.

На рис 3.5 представлена зависимость коэффициента преобразования от соотношения расходов предварительно охлажденного газа после рекуперативного теплообменника и воды, поступающей по двухступенчатой схеме в контактную камеру.

Из графиков следует, что рациональные значения коэффициента преобразования существенно зависят от начальной температуры

отработанных газов и соотношения как расчетных, так и переменных расходов контактируемых сред в условиях эксплуатации отопительно-вентиляционных систем и горячего водоснабжения.

При построении графиков для реальных значений исходных параметров отработанного газа и жидкости, соответствующих их термодинамическим характеристикам, а так же результатов анализа графического построения процессов на I-d диаграмме в последующих расчетах принимались следующие данные:

$j=0,2$; $t_{ик}=5^{\circ}\text{C}$; $a=0,1-2$; $\beta=0,1-0,5-0,9$; $\mu=0,04$; $t_r=50;100;150^{\circ}\text{C}$; $t_{r2}=20^{\circ}\text{C}$; $m=1$; $t_m=44^{\circ}\text{C}$; $c_{п}=1100 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot^{\circ}\text{C})$; $c_{ж}=4200 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot^{\circ}\text{C})$; $c_{г}=1026 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot^{\circ}\text{C})$; $t_{ж}=35^{\circ}\text{C}$; $d_{п}=0,04 \text{ кг}/\text{кг}$; $d_{п}-d_{к}=0,02 \text{ кг}/\text{кг}$; $t_{yx}=25^{\circ}\text{C}$; $t_o=70^{\circ}\text{C}$; $t_{гв}=55^{\circ}\text{C}$; $\Delta t=5^{\circ}\text{C}$; $t_r=95^{\circ}\text{C}$; $c_{в}=4200 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot^{\circ}\text{C})$; $c_{yx}=1009 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot^{\circ}\text{C})$; $\bar{\Delta}t_{по}=0,2$; $\Theta=0,5$; $t_{п}=45-75^{\circ}\text{C}$; $c_{п,6}=1026 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot^{\circ}\text{C})$

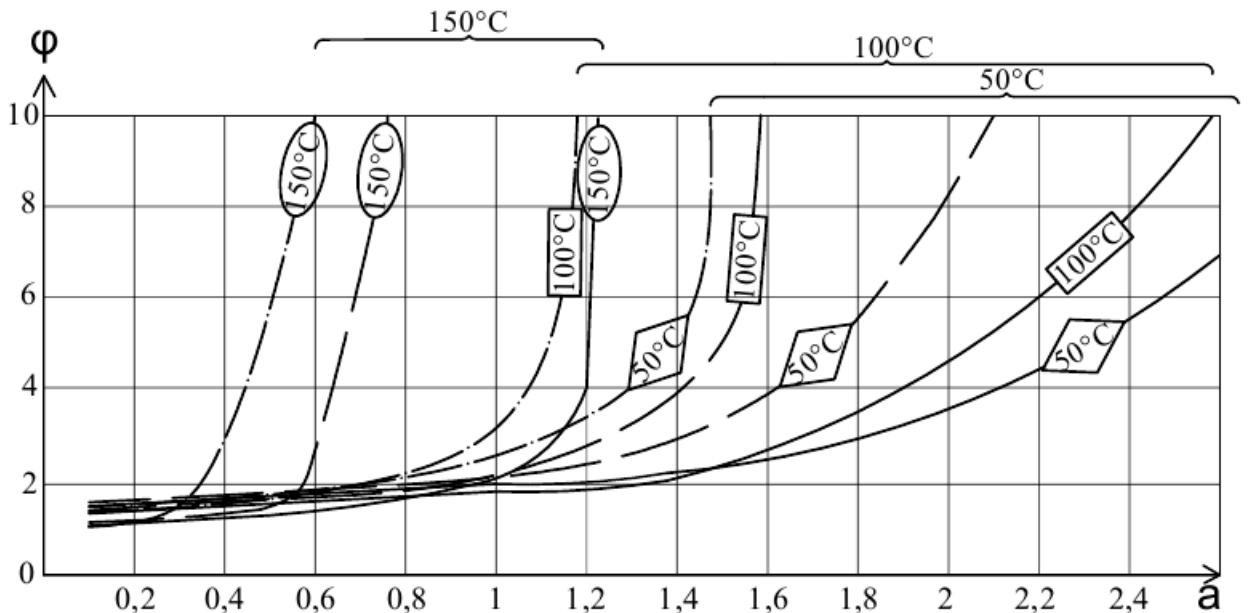


Рис. 3.5 Зависимость коэффициента преобразования от соотношения расходов отработанных газов и нагреваемой воды в контактной камере: — при $\beta=0,1$; - - - при $\beta=0,5$; - - - при $\beta=0,9$. $\diamond 50$ - при $t_r=50^{\circ}\text{C}$; $\square 100$ - при $t_r=100^{\circ}\text{C}$; $\circ 150$ - при $t_r=150^{\circ}\text{C}$.

Очевидно, что достижение достаточно высоких значений коэффициента преобразования в диапазоне значений $\phi=5\div 10$ обеспечивается при исходной температуре отработанных газов 150°C при соответствующих соотношениях анализируемых расходов ($a=0,44-1,2$) с уменьшением

соотношения расходов энергоносителей на отопительно-вентиляционные нужды и горячее водоснабжение (β).

При начальной температуре отработанных газов $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ отмечается аналогичная закономерность изменения коэффициентов преобразования (φ). Те же значения достигаются при соотношениях расходов отработанных газов и поступающей воды в контактную камеру ($a=1,15\div 2,6$) со снижением соотношения (β).

При начальной температуре отработанных газов $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ коэффициент преобразования ($\varphi=5\div 10$) обеспечивается при соотношении анализируемых расходов в диапазоне ($a=1,4\div 3,2$) с аналогичным снижением соотношения расходов энергоносителей на отопительно-вентиляционные нужды и горячее водоснабжение (β).

3.8.2 Влияние соотношения расчётных параметров систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения

На изменение коэффициента преобразования анализировалось влияние соотношения расходов энергоносителей систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения при начальной температуре отработанных газов 150 и $75\text{ }^{\circ}\text{C}$.

При построении графиков для реальных значений исходных параметров отработанного газа и жидкости, соответствующих их термодинамических характеристик, а так же результатов анализа графического построения процессов на I-d диаграмме, в последующих расчетах принимались следующие данные:

$j=0,2$; $t_{ик}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$; $a=0,1-2$; $\beta=0,1-0,5-0,9$; $\mu=0,04$; $t_r=75; 150\text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_{r2}=20\text{ }^{\circ}\text{C}$; $m=1$; $t_m=44\text{ }^{\circ}\text{C}$; $c_{п}=1100\text{ Дж}/(\text{кг}\cdot^{\circ}\text{C})$; $c_{ж}=4200\text{ Дж}/(\text{кг}\cdot^{\circ}\text{C})$; $c_r=1026\text{ Дж}/(\text{кг}\cdot^{\circ}\text{C})$; $t_{ж}=35\text{ }^{\circ}\text{C}$; $d_n=0,04\text{ кг}/\text{кг}$; $d_n-d_k=0,02\text{ кг}/\text{кг}$; $t_{yx}=25\text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_o=70; 65\text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_{гв}=55\text{ }^{\circ}\text{C}$; $\Delta t=5\text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_r=95; 85\text{ }^{\circ}\text{C}$; $c_b=4200\text{ Дж}/(\text{кг}\cdot^{\circ}\text{C})$; $c_r=1026\text{ Дж}/(\text{кг}\cdot^{\circ}\text{C})$; $c_{п}=1100\text{ Дж}/(\text{кг}\cdot^{\circ}\text{C})$; $c_{yx}=1009\text{ Дж}/(\text{кг}\cdot^{\circ}\text{C})$; $\bar{\Delta}t_{по}=0,2$; $\Theta=0,4; 0,5; 0,6$; $t_{п}=45-75\text{ }^{\circ}\text{C}$; $c_{п,б}=1026\text{ Дж}/(\text{кг}\cdot^{\circ}\text{C})$.

Из представленных графиков на рис 3.6 следует, что для коэффициентов с высокой эффективностью преобразования энергии в системе с рассмотренным диапазоном температур отработанных газов ($75-$

150 °С) общий диапазон искомого соотношения β находится в пределах $0,1 \div 0,75$ для традиционных систем отопления с соответствующими расчетными перепадами температур теплоносителя.

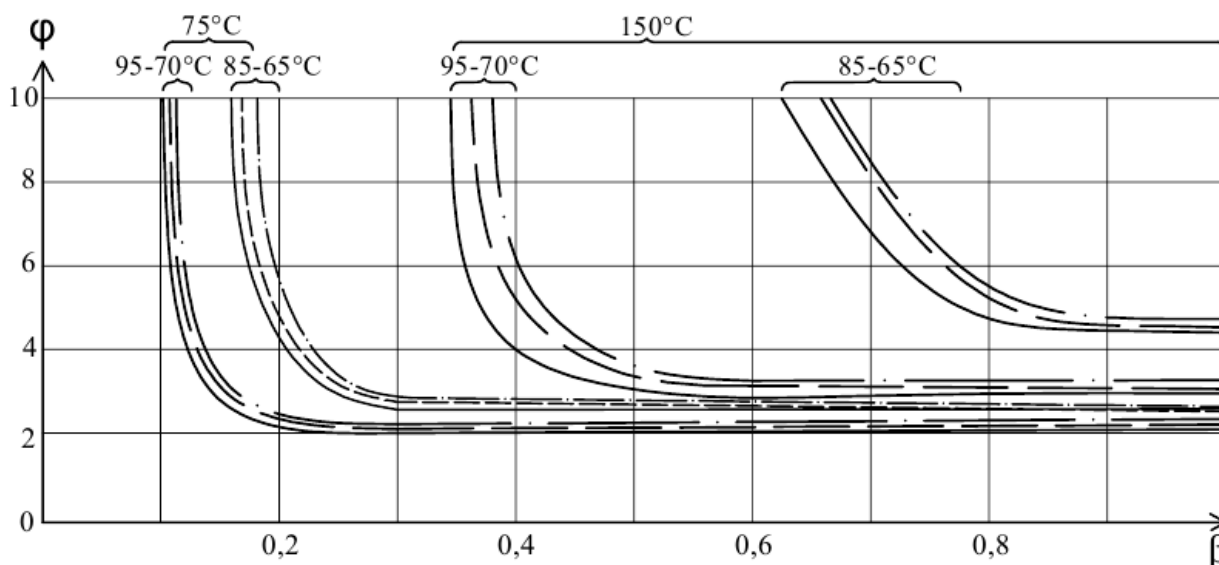


Рис. 3.6 Зависимость коэффициента преобразования от соотношения расчетных температур теплоносителя в системе отопления при начальной температуре газов $t_r=75$ и 150 °С. — - при $\theta=0,4$; - - - при $\theta=0,5$; - · - · - при $\theta=0,6$

В случае с начальной температурой газов $t_r=150$ °С высокие значения коэффициента преобразования достигаются, как и в предыдущем случае, при снижении соотношения расходов энергоносителей технологического и коммунально-бытового назначения (Θ). При анализируемой температуре вышеотмеченное значение коэффициента преобразования находится в пределах более широкого диапазона $\beta=0,35 \div 0,75$. Графические зависимости подтверждают целесообразность применения систем отопления с более низкими расчетными температурами теплоносителя, прежде всего низкотемпературных систем. Косвенно они также указывают на возрастающую эффективность преобразования энергетических потоков со снижением температур теплоносителя при эксплуатационном регулировании с соответствующим снижением соотношения теплоносителей технологического и коммунально-бытового назначения.

Из этих графиков также следует, что эффективность преобразования энергии возрастает при соответствующем снижении расходов теплоносителя технологического и коммунально-бытового назначения.

3.8.3 Влияние режима предварительного охлаждения газа

Предварительное охлаждение отработанных газов в разработанной системе позволяет обеспечить максимальный нагрев теплоносителя для отопительно-вентиляционных систем. Вместе с тем анализируемый температурный перепад предварительного охлаждения газов ограничивается нежелательным процессом возможной конденсации водяных паров в соответствующем теплообменнике. При этом возможно ухудшение его теплообменных, аэродинамических и эксплуатационных характеристик. Закономерно, что главной доминантой в анализируемом вопросе должна быть рациональная степень предварительного охлаждения газов с позиции обеспечения общей надежности работы системы и энергетической эффективности предложенной контактно-рекуперативной системы на основе трансформации энергетических потоков.

При построении графиков для реальных значений исходных параметров отработанного газа и жидкости, соответствующих их термодинамическим характеристикам, а также результатов анализа графического построения процессов на I-d диаграмме, в последующих расчетах принимались следующие данные:

$j=0,2$; $t_{ик}=5$ °C; $a=0,1-2$; $\beta=0,1-0,5-0,9$; $\mu=0,04$; $t_r=75;150$ °C; $t_{r2}=20$ °C; $m=1$; $t_m=44$ °C; $c_{п}=1100$ Дж/(кг·°C); $c_{ж}=4200$ Дж/(кг·°C); $c_r=1026$ Дж/(кг·°C); $t_{ж}=35$ °C; $d_{п}=0,04$ кг/кг; $d_{н}-d_{к}=0,02$ кг/кг; $t_{yx}=25$ °C; $t_o=70; 65$ °C; $t_{гв}=55$ °C; $\Delta t=5$ °C; $t_r=95; 85$ °C; $c_{в}=4200$ Дж/(кг·°C); $c_r=1026$ Дж/(кг·°C); $c_{п}=1100$ Дж/(кг·°C); $c_{yx}=1009$ Дж/(кг·°C); $\bar{\Delta} t_{по}=0,1-0,5$; $\Theta=0,5$; $t_{п}=45-75$ °C; $c_{п,б}=1026$ Дж/(кг·°C).

Из представленных графиков на рис. 3.7 следует, что рациональная степень предварительного охлаждения газов определяется, прежде всего, их начальной температурой.

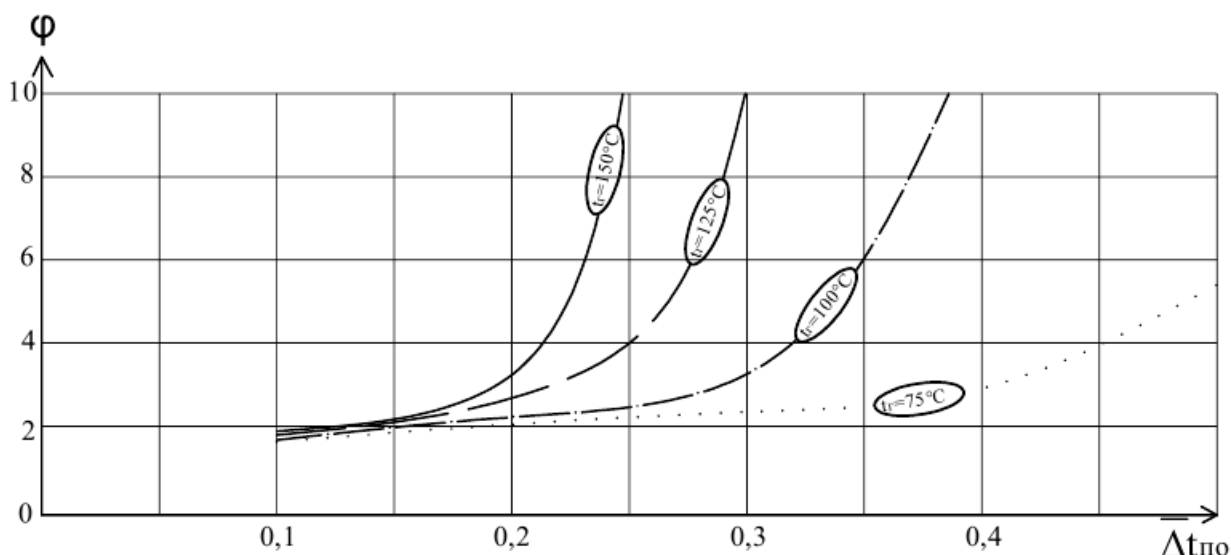


Рис. 3.7 Зависимость коэффициента преобразования от глубины предварительного охлаждения газа в рекуперативном: — - при $t_r=150^\circ\text{C}$; - - - при $t_r=125^\circ\text{C}$; - · - при $t_r=100^\circ\text{C}$; ····· - $t_r=75^\circ\text{C}$.

При этом целесообразные значения предварительного охлаждения газа с температурой $t_r=75^\circ\text{C}$ находятся в пределах $\Delta t_{\text{по}} = 0,33 \div 0,5$ с возрастанием их при снижении соотношения расходов энергоносителей в системе отопления в процессе эксплуатационного регулирования и горячего водоснабжения. Для отработанных газов с более высокой температурой диапазон предварительного охлаждения газов $\Delta t_{\text{по}}$ заметно сужается. Например, для газов с температурой $t_r=150^\circ\text{C}$ диапазон рациональных значений значительно уменьшается и находится в пределах $\Delta t_{\text{по}} = 0,2 \div 0,25$ со снижением его начального значения. Здесь также отмечается закономерность повышения эффективности преобразования при снижении расхода теплоносителя в системе отопления в процессе ее эксплуатационного регулирования.

Таким образом, рациональный диапазон предварительного охлаждения газов со сравнительно низкой их начальной температурой следует предусматривать в более широком интервале (например при $t_r=75^\circ\text{C}$), чем для газов с высокой температурой (при $t_r=150^\circ\text{C}$), обеспечивающих существенное возрастание коэффициента преобразования за счет увеличения

традиционного рекуперативного теплообмена в теплообменнике предварительного охлаждения отработанных газов.

3.8.4. Влияние интенсивности теплообменного процесса в контактно-оросительной камере и конечной температуры охлаждения газов

Интерес представляет так же влияние интенсивности тепломассообменного процесса в контактной камере на эффективность преобразования энергетических потоков, характеризуемую значением $m > 1$. Проведенные расчетно-аналитические исследования и графические построения при начальной температуре отработанных газов $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ с соотношением расходов греющей и нагреваемой среды в контактной камере при α равным $0,5$, указывают на возможное возрастание коэффициента преобразования от 4 до $5,3$. Более существенный прирост коэффициента преобразования отмечается, однако при высокой начальной температуре отработанных газов $300\text{ }^{\circ}\text{C}$ для условий с ранее указанным соотношением расходов, при котором обеспечивается возрастание коэффициента преобразования от 7 до $9,5$.

Анализ изменения коэффициента преобразования от конечной температуры переохлаждения отработанных газов после теплообменника глубокого охлаждения указывает на малозначимое снижение показателя энергетической эффективности с повышением анализируемой температуры. При этом более ощутимое снижение коэффициента преобразования отмечается при температуре газов $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ по сравнению с их температурой, равной $300\text{ }^{\circ}\text{C}$. В работе [36] отмечается, что устранение конденсации влаги на внутренних поверхностях газоотводящего тракта за счёт полного осушения уходящих газов при снижении их температуры до $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ повлечёт за собой конденсацию влаги, содержащейся в атмосферном воздухе, на наружных поверхностях газоотводящих трубопроводов и дымовой трубы. Наиболее просто эта проблема решается в том случае, если рассматриваемая система используется совместно для теплоснабжения и кондиционирования (холодоснабжения). При отсутствии потребителей холода режим работы

теплового насоса выбирается таким, чтобы температура уходящих газов была близкой к температуре окружающего воздуха.

Анализ зависимости эффективности преобразования энергетических потоков при возможном повышении температуры охлажденной воды после испарителя теплового насоса выше требуемого значения ($t_{и}=5^{\circ}\text{C}$) указывает на отрицательное и малозначимое влияние увеличение температуры охлаждаемой воды. Например, при температуре газов 300°C анализируемый коэффициент преобразования снижается с 7 до 5 при повышении температуры охлажденной воды после испарителя до 15°C .

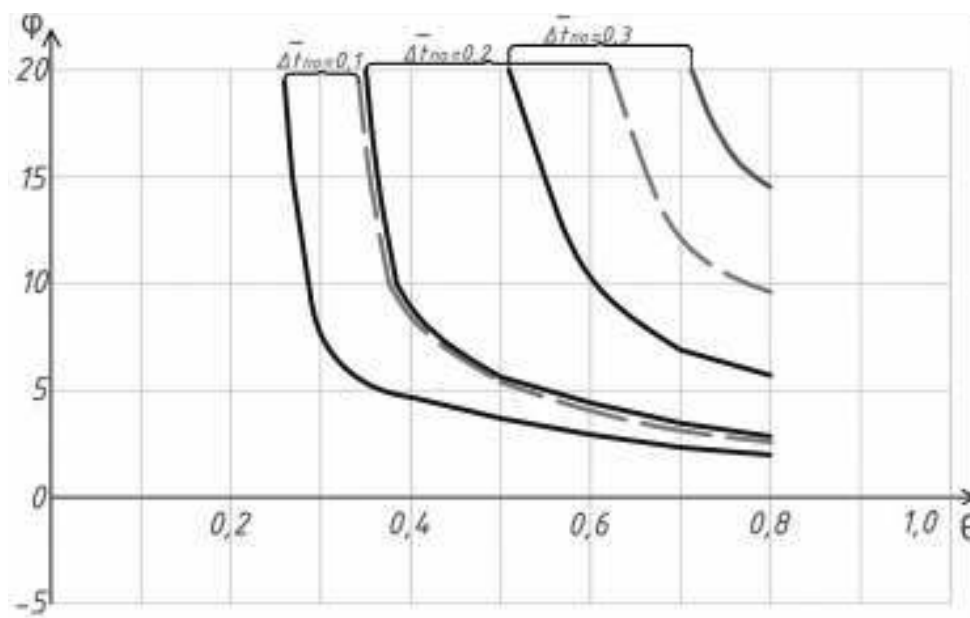
Аналогичным малозначительным влиянием на коэффициент преобразования характеризуется изменение степени рециркуляционного потока циркулирующей воды через теплообменник для догрева охлажденного газа перед входом его в отводящую трубу.

3.8.5 Рациональное соотношение расходов нагреваемой среды для технологического и коммунально-бытового назначения

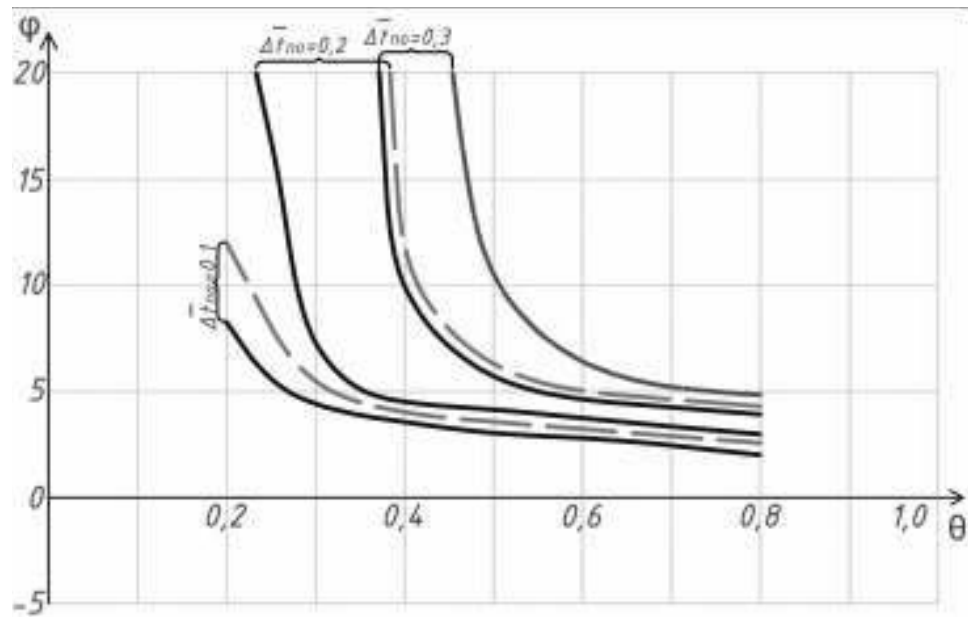
Отбор нагретой воды из поддона контактной камеры является рациональным по энерготехнологическим показателям для использования на исходной стадии с температурой $45-50^{\circ}\text{C}$ в основном технологическом цикле. Кроме того отбор воды обеспечивает надежную работу самой контактной камеры и соответствующих систем за счет непрерывной регенерации нагреваемой среды с остаточными пылегазовыми фракциями отработанного газа после его предварительной тонкой очистки. На рис. 3.8 представлена зависимость эффективности преобразования энергии при начальной температуре газов 100 и 300°C от соотношения расходов теплоносителей технологического и коммунально-бытового назначения при соответствующих начальных температурах отработанных газов при различной степени их предварительного охлаждения.

Из представленных графиков рис. 3.8, а следует, что на эффективность преобразования существенно влияет начальная температура отработанных

газов, а так же степень предварительного их охлаждения в теплообменнике соответствующего назначения. Так, для поддержания высокой эффективности преобразования энергетических потоков ($\varphi=10-15$) при начальной температуре газов $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ может быть обеспечена при соотношении расходов отбираемого теплоносителя для технологических нужд и коммунально-бытового назначения в диапазоне $0,3-0,7$, учитывая рациональную степень предварительного охлаждения газового потока. Вместе с тем при начальной температуре отработанных газов $300\text{ }^{\circ}\text{C}$, рис. 3.8б, рациональные значения указанного соотношения ограничивается диапазоном $\theta=0,25-0,45$ с учетом рациональной степени предварительного охлаждения газов.



а)



б)

Рис. 3.8 График зависимости эффективности преобразования энергии от соотношения расходов теплоносителей технологического и коммунально-бытового назначения: а) – при 100°С; б) – при 300 °С; — - при $\beta=0,9$; - - - при $\beta=0,5$; - · - при $\beta=0,7$

Из анализа работы предложенной системы видно, что эффективность преобразования энергии зависит от соотношения расходов и температур систем отопления и горячего водоснабжения.

3.9. Выводы

1. На основе нового подхода по созданию технологии разработана базовая система контактно-рекуперативного отбора теплоты из отработанных низкотемпературных газов для 20-30% повышения эффективности использования первичной энергии сжигаемого топлива в печных агрегатах на основе теплонасосной трансформации энергетических потоков для промышленного и коммунально-бытового теплоснабжения. Определены температуры водной смеси в поддоне контактных камер после их взаимодействия с отработанными газами разных температурных параметров.
2. В результате аналитического исследования установлена зависимость коэффициента преобразования, в виде модифицированного критерия

комплексной оценки энергетической эффективности разработанной системы. Он учитывает исходные и режимные параметры абонентских систем, зависит прежде всего от соотношения температур и расходов греющей и нагреваемой среды. Зависимость (3.63) позволяет оценить эффективность совместной работы систем контактно-рекуперативного отбора и теплопотребляющих систем.

3. На основе анализа результатов аналитического исследования установлено влияние исходных условий и режимных параметров на эффективность трансформации энергетических потоков в процессе утилизации теплоты для промышленного и коммунально-бытового теплоснабжения. При этом установлено, что в диапазоне исходных температур отработанных газов ($150 \div 50^\circ\text{C}$) рациональное соотношение греющей и нагреваемой среды находится в пределах ($a=0,44 \div 3,2$). При более высоких значениях начальной температуры газов смещение искомого соотношения происходит к исходным значениям до $a=0,2$.

4. Установлено, что для отработанных газов с температурой 150°C обеспечиваются более высокие ($\varphi=10-15$) коэффициенты преобразования со снижением относительных расходов теплоносителя для технологического и коммунально-бытового назначения (Θ). При этом рациональное значение соотношения расходов на отопительно-вентиляционные процессы и горячее водоснабжение (β) находится в пределах $0,35 \div 0,75$. При начальной температуре отработанных газов $t_r=75^\circ\text{C}$ обеспечиваются также высокие значения коэффициентов преобразования ($\varphi=10-15$), однако при снижении соотношения расходов теплоносителя технологического и коммунально-бытового назначения (Θ). При этом рациональные соотношения расходов на отопительно-вентиляционные процессы и горячее водоснабжение (β) находится в пределах $0,1 \div 0,2$. При этой температуре газов закономерно подтверждается целесообразность применения систем отопления с более низкими расчетными температурами теплоносителя. Косвенно также подтверждается возрастающая эффективность преобразования при снижении

температур теплоносителя в процессе эксплуатационного регулирования систем отопления, сопровождающееся уменьшением соотношения технологического и коммунально-бытового назначения (Θ).

5. Диапазон предварительного охлаждения газа с температурой $t_r=75^{\circ}\text{C}$ следует поддерживать в пределах $\bar{\Delta} t_{\text{по}} = 0,33 \div 0,5$ при снижающемся соотношения расходов в процессе эксплуатационного регулирования энергоносителей систем отопления и горячего водоснабжения (β). Для газов с более высокой температурой диапазон предварительного охлаждения газов $\bar{\Delta} t_{\text{по}}$ заметно сужается: для газов с температурой $t_r=150^{\circ}\text{C}$ степень предварительного охлаждения $\bar{\Delta} t_{\text{по}} = 0,2 \div 0,25$.

6. По результатам выполненных исследований установлено, что на 1 кВт приводной мощности компрессора в парокompрессионном цикле отбираемый тепловой поток обеспечивается в диапазоне $5 \div 15$ кВт для воды с нормируемой температурой для технологического и абонентского теплоснабжения. Показана потенциальная возможность теплоснабжения смежных предприятий и прилегающих зданий на основе коммерческого учета отпускаемой теплоты. Утилизируемый тепловой поток из отработанных газов в виде горячей воды целесообразно использовать прежде всего на исходной стадии основного технологического процесса, а также для производственно-технологического и коммунально-бытового теплоснабжения. В условиях действующей технологии производства строительных материалов во вращающихся печах применение разработанного способа энергосбережения обеспечивает повышение экологических показателей производственного процесса предприятия, приближая его к уровню безотходной технологии.

7. На общую эффективность преобразования энергетических потоков существенно влияет начальная температура отработанных газов, а также рациональная степень их предварительного охлаждения в соответствующем теплообменнике. Установлено, что при температуре газов 100°C требуемое

соотношение расходов теплоносителя технологического и коммунально-бытового назначения следует поддерживать в диапазоне $\Theta = 0,3-0,7$.

8. Результаты исследования указывают на необходимость совершенствования базового варианта предложенной системы в направлении: более полного использования располагаемого энергетического потенциала исходных газов для нагрева воды со снижением мощности теплонасосной установки, а также последующее определения ее действительной эффективности относительно базовой структуры.

РАЗДЕЛ 4 СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ БАЗОВОЙ СИСТЕМЫ НА ОСНОВЕ ВЫЯВЛЕННОЙ РАЦИОНАЛЬНОЙ ВЗАИМОСВЯЗИ КОНТАКТНО-РЕКУПЕРАТИВНОГО И ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРНОГО ПРОЦЕССОВ

4.1 Исходные условия повышения эффективности работы системы

Разработанная ранее (раздел 3) термотрансформаторная система отбора теплоты из отработанных газов обладает рядом возможностей для улучшения тепломассообменных процессов с расширением температурного диапазона и увеличением объёма отбираемой теплоты из отработанных газов для промышленного теплоснабжения, а также повышения теплоэнергетической эффективности рекуперативного и контактного теплообмена при одновременном улучшении степени очистки и осушения охлаждаемого газа. Поэтому энергоэффективный процесс дополнительного отбора теплоты на вышеизложенной основе при высокой надёжности работы всей системы может быть достигнут при следующих условиях.

- Организация дополнительного контактного взаимодействия нагреваемой среды с отработанным газом после его прохождения контактных камер. В результате возможна дальнейшая очистка газа с одновременным его осушением в завихрительном устройстве, реализованном на основе [23].
- Необходимость поддержания работы системы в летний период года путем использования иной конструкции контура технической воды, когда нагрузка на отопительные нужды минимальна.
- Исключение возможного скопления шлама в завихрительном устройстве целесообразно устройство расширительного бака, обеспечивающего непрерывный переток воды из завихрительного устройства.

Таким образом, предлагаемый подход позволяет организовать более высокоэффективный отбор теплоты потоков с последующим контактным нагревом теплоносителя для промышленного теплоснабжения исходными

горячими газами, а также обеспечить более высокую степень очистки и осушения охлажденных газов.

4.2 Усовершенствование базовой структуры системы.

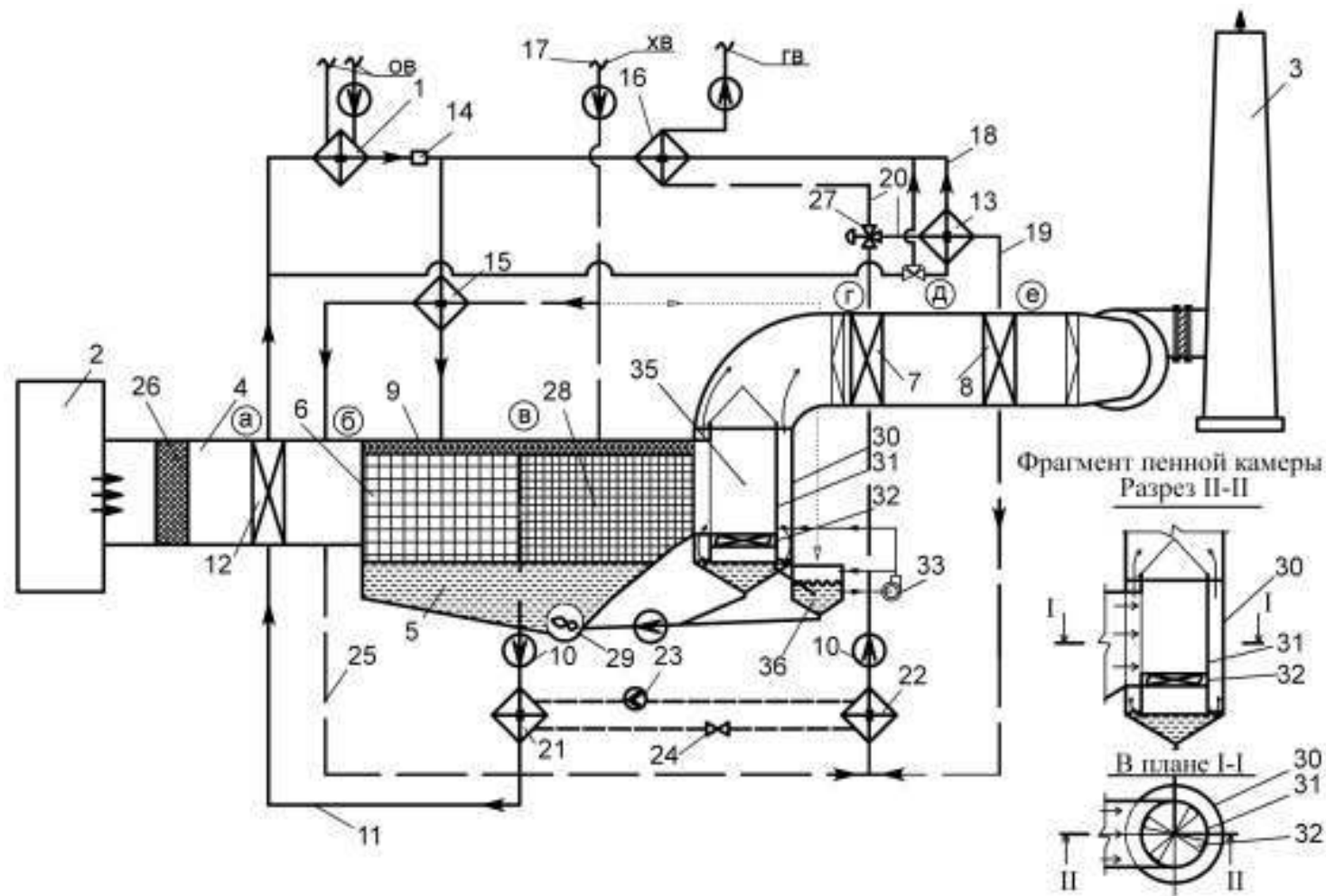
На основе результатов анализа разработанной ранее (раздел 3) термотрансформаторной системы отбора теплоты из отработанных газов, производится усовершенствование системы отбора теплоты из отработанных газов вращающихся печей для промышленного теплоснабжения.

Предложенная усовершенствованная система, которая представлена на рис. 4.1, работает подобным с ранее предложенной (раздел 3) системой образом. После традиционной очистки от пыли отработанные газы из вращающейся печи поступают по каналу 2, а после фильтра тонкой очистки 26 направляются в рекуператор 12 для предварительного их охлаждения. Затем газы последовательно проходят первую оросительную секцию 6 для предварительного охлаждения и увлажнения, а затем вторую секцию 28 для более глубокого охлаждения в контактной камере. Особенность тепломассообменных процессов заключается в том, что в первой секции предварительного охлаждения процесс контактного взаимодействия потоков проходит при более высокой температуре воды после теплообменника 15. Во второй оросительной секции 28 происходит более глубокое доохлаждение парогазовой смеси.

После прохождения газами контактных камер они попадают в завихрительное устройство 35, реализованное по принципу [23]. Завихрительное устройство 35 состоит из наружного 30 и внутреннего 31 цилиндрических элементов. Наружный элемент в нижней части снабжен коническим поддоном по его диаметру, а верхняя часть сопряжена по сечению с общим газоходом. Внутренний, как и наружный, цилиндрические элементы имеет входные сечения, соразмерные с выходным сечением второй контактной камеры. Верхняя часть внутреннего цилиндрического элемента выполнена в форме конуса. Нижняя часть внутреннего элемента снабжена

завихрителем и погружена в пенообразующую жидкость, которая находится в коническом поддоне наружного цилиндрического элемента.

Отработанные охлажденные газы после второй контактной камеры поступают во внутренний цилиндрический элемент завихрительного устройства. Посредством завихрителя 32 газовый поток стабилизируется в горизонтальной плоскости и приобретает вращательное движение. При дальнейшем прохождении происходит барботажно-пенный режим контактного взаимодействия газов с жидкостью, которые в дальнейшем проходят по межкольцевому пространству внутреннего и наружного цилиндрических элементов в направлении выходной трубы. Из нижней части завихрительного устройства и промежуточной емкости 34 шламовая смесь с наибольшей концентрацией подается посредством шламового насоса 33 в корпус шнека. Переливающаяся часть жидкости в виде пены из поддона наружного цилиндрического элемента перетекает в промежуточную емкость, соединяющуюся трубопроводом, при этом циркуляционный насос 33 компенсирует расход указанной жидкости в конический поддон наружного цилиндрического элемента завихрительного устройства. Промежуточная емкость в виде цилиндра с коническим поддоном служит для сбора переливающейся жидкости из завихрительного элемента и поступления исходной холодной воды. Насос 33 обеспечивает турбулизацию водяного потока в промежуточной емкости посредством подачи отбираемой жидкости из промежуточной емкости в верхнюю ее часть. Кроме того в промежуточной емкости 34 обеспечивается поступление исходной холодной воды с расходом, эквивалентным ему при конденсации в теплообменнике 7. Сечение внутреннего цилиндрического элемента и сечение кольцевого зазора между наружным и внутренним цилиндрическими элементами соизмеримы.



1 - теплообменник нагрева воды для отопительно-вентиляционных систем; 2 - газоход после традиционной очистки отработанных газов из вращающейся печи; 3 - дымовая труба; 4 - газоход после тонкой очистки отработанных газов; 5 - поддон для сбора воды в контактной камере; 6 - первая контактная камера предварительного увлажнения; 7 - теплообменник глубокого охлаждения газа; 8-подогреватель; 9-ороситель; 10-циркуляционные насосы; 11, 18, 19, 20 - трубопроводы; 12- теплообменник предварительного охлаждения газов; 13, 15, 16 -теплообменники; 14-регулятор соотношения расходов; 17-трубопровод подачи исходной холодной воды; 21-конденсатор; 22-испаритель; 23-компрессор; 24-дрессельный вентиль; 25-трубопровод подачи воды на горячее водоснабжение; 26-фильтр тонкой очистки; 27-

трехпозиционный регулятор расхода жидкости; 28-вторая контактная камера; 29 – дренажный участок технологического теплоснабжения с регенерацией воды; 30 – внешний цилиндрический элемент; 31 – внутренний цилиндрический элемент; 32 – завихритель; 33 – шламовый (циркуляционный) насос; 34 – промежуточная емкость; 35 – завихрительное устройство, 36 – расширительный бак.

Рис 4.1 Схема усовершенствованной системы контактно-рекуперативного отбора и трансформации теплоты отработанных газов вращающихся печей для промышленного и коммунально-бытового теплоснабжения

Теплообменник 7 с исходной холодной водой после испарителя 22 обеспечивает предельное глубокое охлаждение парогазовой смеси, например до 20 °С, что сопровождается конденсацией паров с выделением скрытой теплоты парообразования.

После прохождения газа через теплообменник глубокого охлаждения 7 и теплообменник 8 для последующего его незначительного нагрева, предотвращающего выпадение конденсата в дымовой трубе, он затем удаляется в атмосферу с температурой, например, 20-25 °С.

Холодная вода по трубопроводу 17 поступает в секцию предварительного и основного более глубокого охлаждения газов 28. Часть потока холодной воды из трубопровода 17 по циркуляционному трубопроводу 25 после предварительного нагрева в рекуперативном теплообменнике 15 поступает в испарительный теплообменник 22 термотрансформаторного контура совместно с рециркуляционным потоком после теплообменника 8. Теплоэнергетическая направленность применения циркуляционного трубопровода 25 заключается в возможности отбора теплоты в теплообменнике 15 охлажденной водой перед оросителем 9 для последующей передачи ее в испарителе 22 в термо-трансформаторный процесс нагрева поступающей воды из поддона 5 в конденсаторном теплообменнике 21. Для повышения надежности работы как оросительных камер, так и всей системы, водно-шламовая смесь с повышенной концентрацией удаляется, например, шнековой системой для последующего применения в исходном процессе замкнутого технологического цикла.

Вода после контактного взаимодействия из поддона 5 с помощью циркуляционного насоса 10 проходит через конденсаторный теплообменник 21. Здесь происходит нагрев воды за счет отбираемой теплоты в испарителе 22 из воды, поступающей после теплообменников 8, 13 и 15, а также части энергии, расходуемой на привод компрессора 23. Особенность функционирования термотрансформаторного цикла заключается в полезной работе не только испарителя 22, но и конденсаторного теплообменника 21. В

испарителе 22 теплоноситель охлаждается до максимально возможной для воды низкой температуры, что необходимо для высокоэффективной работы теплообменника 7. В конденсаторе 21 осуществляется дальнейший нагрев контактирующей воды для повышения эффективности работы как теплообменников 12, 1, 13 и 16, так и теплообменника 15. После конденсатора вода с повышенной температурой разделяется для подачи в два параллельно работающих рециркуляционных контура. Первая часть общего потока, проходя по трубопроводу 11 через рекуперативный теплообменник 1 предварительного охлаждения газов 12, направляется для нагрева теплоносителя отопительно-вентиляционных систем. После снижения температуры в теплообменнике 15 вода поступает в первую контактную камеру. Вторая часть подогретой воды после прохождения через теплообменники 13 и 16 поступает по трубопроводам в тот же ороситель 9.

Охлажденная вода после испарителя 22 термотрансформаторного контура с помощью насоса 10 поступает в теплообменник 7 для более глубокого охлаждения влагонасыщенных газов после второй контактной камеры. Предварительно нагретая вода по трубопроводу 20 проходит через теплообменник 16 и поступает в систему горячего водоснабжения. Рециркуляционная часть воды после нагрева в теплообменнике 13 по трубопроводу 19 поступает в теплообменник 8, а затем в испаритель 22 термотрансформаторного контура. Затем циркуляционный цикл повторяется. Именно такое распределение теплоносителя после теплообменника 7 с помощью автоматизированного терморегулятора 27 обеспечивает наиболее рациональное распределение воды для нагрева ее в теплообменнике 13 с частичным доохлаждением в теплообменнике 8.

Для поддержания работы системы в летний период года, когда нагрузка на отопительные нужды минимальна, предусмотрена скорректированная конструкция контура технической воды, где вся техническая вода, идущая по трубопроводу 11, подается через трубопровод 36 в теплообменник 13, после чего поступает в ороситель 9.

4.3 Аналитическое исследование взаимосвязи исходных условий и режимных параметров

4.3.1 Определение теплоэнергетического потенциала при поэтапном и общем охлаждении газа в системе

Поступающий из печи газ после тонкой очистки с расходом сухой части G_{Γ} и паров G_{Π} с начальной температурой до 300°C нагревает воду в рекуперативном теплообменнике предварительного охлаждения 12 в «сухом» режиме. При этом отбираемый тепловой поток в процессе охлаждения газа $Q_{\text{по}}$ определяется по зависимости

$$Q_{\text{по}} = G_{\Gamma} \left[c_{\Gamma} (t_{\Gamma, \text{а}} - t_{\Gamma, \text{б}}) + d_{\Pi} (c_{\Pi, \text{а}} t_{\Pi, \text{а}} - c_{\Pi, \text{б}} t_{\Pi, \text{б}}) \right], \text{ Вт}, \quad (4.1)$$

где c_{Γ} и c_{Π} - средняя изобарная теплоёмкость газов и паров в рассматриваемых сечениях «а» и «б», Дж/(кг $^{\circ}\text{C}$);

t_{Γ} и t_{Π} - начальная и конечная температура предварительного охлаждения газа и паров в соответствующих сечениях, $^{\circ}\text{C}$;

d_{Π} - влагосодержание газа после контактной камеры, кг/кг.

В результате последующего взаимодействия охлажденного газа с водой его теплота воспринимается нагреваемой средой в первой и во второй секциях контактной камеры. Общий тепловой поток охлаждения газа в контактной камере представляется в виде теплоты его сухого компонента, паров и сконденсировавшейся их части

$$\begin{aligned} Q_{\text{к}} &= G_{\Gamma} c_{\Gamma} (t_{\Gamma, \text{б}} - t_{\Gamma, \text{г}}) + G_{\Gamma} (d_{\Pi, \text{б}} c_{\Pi, \text{б}} t_{\Pi, \text{б}} - d_{\Pi, \text{г}} c_{\Pi, \text{г}} t_{\Pi, \text{г}}) + G_{\Gamma} (d_{\Pi, \text{б}} - d_{\Pi, \text{г}}) c_{\text{ж}} t_{\text{ж}} = \\ &= G_{\Gamma} \left[(c_{\Gamma, \text{б}} t_{\Gamma, \text{б}} - c_{\Gamma, \text{г}} t_{\Gamma, \text{г}}) + (d_{\Pi, \text{б}} i_{\Pi, \text{б}} - d_{\Pi, \text{г}} i_{\Pi, \text{г}}) + (d_{\Pi, \text{б}} - d_{\Pi, \text{г}}) c_{\text{ж}} t_{\text{ж}} \right] \end{aligned} \quad (4.2)$$

где c_{Γ} , c_{Π} и $c_{\text{ж}}$ - теплоёмкости соответственно сухой компоненты газа, паров и сконденсировавшейся их части в соответствующих сечениях «б» и «г» до и после контактной камеры, Дж/(кг \cdot $^{\circ}\text{C}$);

t_{Γ}, t_{Π} и $t_{\text{ж}}$ – температуры соответственно сухой компоненты газа, паров и сконденсировавшейся их части в соответствующих сечениях “б” и “г” до и после контактной камеры, °С;

i_{Γ}, i_{Π} – энтальпия газа и паров соответственно сухой компоненты газа, паров и сконденсировавшейся их части до и после контактной камеры, Дж/кг.

Тепловой поток доохлаждения газа в теплообменнике 7, находящийся после контактной камеры, определяется по зависимости

$$Q_{\text{ГО}} = G_{\Gamma} [c_{\Gamma} (t_{\Gamma, \Gamma} - t_{\Gamma, \text{Д}}) + (d_{\Pi, \Gamma} i_{\Pi, \Gamma} - d_{\Pi, \text{Д}} i_{\Pi, \text{Д}}) + (d_{\Pi, \Gamma} - d_{\Pi, \text{Д}}) c_{\text{ж}} t_{\text{ж}}], \quad (4.3)$$

где $c_{\Gamma}, c_{\text{ж}}$ - теплоёмкость газа и сконденсировавшегося пара в соответствующих сечениях “г” и “д”, Дж/(кг·°С);

$t_{\Gamma}, t_{\text{ж}}$ - температура газа и сконденсировавшегося пара в соответствующих сечениях “г” и “д”, °С;

Для предотвращения возможного выпадения конденсата из доохлажденного газа на поверхностях отводящего газохода и выбросной трубы требуемый тепловой поток для его подогрева в теплообменнике 8 определяется по уравнению

$$Q_{\text{под}} = G_{\Gamma} [c_{\Gamma} (t_{\Gamma, \text{е}} - t_{\Gamma, \text{Д}}) + d_{\Pi, \text{Д}} (i_{\Pi, \text{е}} - i_{\Pi, \text{Д}})], \quad (4.4)$$

где c_{Γ} - средняя теплоёмкость газа между сечениями “е” и “д”, Дж/(кг·°С);

t_{Γ} - температура газа в соответствующих сечениях “е” и “д”, °С;

d_{Π} - влагосодержание газа в соответствующих сечениях “е” и “д”, кг/кг;

i_{Π} – энтальпия в соответствующих сечениях “е” и “д”, Дж/кг.

Располагаемый тепловой поток общего охлаждения газа в системе представляется в виде теплоты его сухой компоненты, паров и сконденсировавшейся их части в начальном и конечном сечениях “а” и “е” по зависимости

$$Q_{\text{общ}} = G_{\Gamma} [c_{\Gamma} (t_{\Gamma,a} - t_{\Gamma,e}) + (d_{\text{п,а}} c_{\text{п,а}} t_{\text{п,а}} - d_{\text{п,е}} c_{\text{п,е}} t_{\text{п,е}}) + (d_{\text{п,а}} - d_{\text{п,е}}) c_{\text{ж}} t_{\text{ж}}] \quad (4.5a)$$

4.4 Закономерность распределения нагреваемой воды в системе при взаимодействии ее с низкотемпературным газом

Распределение исходной холодной воды $G_{\text{хв}}$ происходит по целевому назначению для нагрева теплоносителя на горячее водоснабжение $G_{\text{гв}}$ и параллельно для контактного взаимодействия с низкотемпературным газом во второй контактной камере с расходом $G_{\text{к2}}$, в соответствии с равенством

$$G_{\text{хв}} = G_{\text{к2}} + G_{\text{гв}}, \text{ кг/с.} \quad (4.5)$$

Закономерность общего распределения расхода поступающей воды в первую $G_{\text{к1}}$ и вторую $G_{\text{к2}}$ контактные камеры, а также уходящей воды из поддона $G_{\text{п}}$, определяется соотношением

$$G_{\text{к1}} + G_{\text{к2}} + G_{\text{конд}} = G_{\text{п}} + G_{\text{техн}}, \text{ кг/с,} \quad (4.6)$$

где $G_{\text{техн}}$ - расход подогретой воды, поступающей из общего поддона контактной камеры на исходный цикл технологического процесса, который компенсируется соответствующим расходом исходной холодной воды, кг/с;

$G_{\text{конд}}$ - общий расход сконденсировавшихся паров в результате непосредственного взаимодействия отработанного газа с водой в контактной камере и последующего доохлаждения в теплообменнике 7, кг/с.

Из вышеприведенных соотношений определяется расход теплоносителя $G_{\text{п}}$, который поступает из поддона контактной камеры для дальнейшего нагрева его в конденсаторе термотрансформаторного контура

$$G_{\text{п}} = G_{\text{к1}} + G_{\text{к2}} + G_{\text{конд}} - G_{\text{техн}}, \text{ кг/с.} \quad (4.7)$$

Из анализа структурно-функциональной взаимосвязи основных элементов системы, рис 3.1, следует, что $G_{\text{к2}} = G_{\text{хв}} - G_{\text{гв}}$, а $G_{\text{к1}} = G_{\text{п}}$. Представив поступающий расход воды из поддона на исходный цикл технологического процесса $G_{\text{техн}}$ в виде $\Theta G_{\text{п}}$, из (4.7), получим

$$G_{\text{техн}} = \Theta G_{\text{п}} = G_{\text{хв}} - G_{\text{гв}} + G_{\text{конд}}, \text{ кг/с.} \quad (4.8)$$

Изменение общего расхода нагреваемого теплоносителя за счёт конденсации содержащихся паров $G_{\text{конд}}$ в газе с последующим доохлаждением его в теплообменнике 7 представляется в виде

$$G_{\text{конд}} = G_{\text{п}} (d_{\text{п,б}} c_{\text{п,б}} t_{\text{п,б}} - d_{\text{п,д}} c_{\text{п,д}} t_{\text{п,д}}) \quad (4.9)$$

где $d_{\text{п}}$ - влагосодержание паров в газе в соответствующих сечениях “б” и “д”, кг/кг;

$c_{\text{п}}$ – теплоёмкость паров в газе в соответствующих сечениях “б” и “д”, Дж/(кг·°C);

$t_{\text{п}}$ – температура паров в газе в соответствующих сечениях “б” и “д”, °C.

4.5 Температура греющей и нагреваемой среды

Конечную температуру греющей среды $\tau_{\text{ов}}$ в теплообменнике 1 отопительно-вентиляционной системы можно представить в виде

$$\tau_{\text{о,ов}} = t_{\text{о}} + \Delta t, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (4.10)$$

где $t_{\text{о}}$ – температура теплоносителя в обратной магистрали отопительно-вентиляционной системы, °C;

Δt - температурный перепад между конечными температурами греющей и нагреваемой среды в поверхностном теплообменнике, °C.

Температура общей смеси греющего потока после теплообменников горячего водоснабжения 16 и отопительно-вентиляционной системы 1 определяется зависимостью

$$t_{\text{см}} = \frac{(1 - y)G_{\text{п}}c_{\text{в}} \cdot \tau_{\text{о,гв}} + yG_{\text{п}}c_{\text{в}}\tau_{\text{о,ов}}}{G_{\text{п}}c_{\text{в}}}, \quad (4.11a)$$

которая после соответствующих упрощений приобретает следующий вид

$$t_{\text{см}} = (1 - y)\tau_{\text{о,гв}} + y(t_{\text{о}} + \Delta t), \quad (4.11)$$

где y – часть общего расхода нагреваемой воды G_{Π} после конденсатора, поступающая после конденсатора 21 и теплообменника 12, которая поступает в теплообменник 1 для нагрева воды системы отопления.

Таким образом, начальная температура первичного теплоносителя в теплообменнике 1, которая обеспечивает нагрев циркулирующей воды в отопительно-вентиляционной системе с расходом G_o , с учётом (4.10) представляется в виде

$$\tau = \tau_{o,об} + \frac{G_o c_B (t_r - t_o)}{y G_{\Pi} c_B} = \tau_{o,об} \frac{j G_{ГВ} c_B (t_{Г,Д} - t_{Г,УХ}) + G_{ГВ} c_B (t_{ГВ} - t_{Г0})}{(1 - y) G_{\Pi}} \quad (4.12)$$

где t_r и t_o - расчётные значения температур воды в подающей и обратной магистрали отопительно-вентиляционной системы, °С.

Следовательно, начальная температура теплоносителя на входе в рекуперативный теплообменник 12 предварительного охлаждения газа с учётом (4.12) соответствует уравнению

$$t_{кд} = t_o + \Delta t + \frac{G_o (t_r - t_o)}{y G_{\Pi}} - \frac{Q_{по}}{G_{\Pi} c_B}. \quad (4.13)$$

где $Q_{по}$ - тепловой поток предварительного охлаждения газа в «сухом» режиме работы рекуперативного теплообменника 12, Вт.

4.5.1 Условия высокоэффективного отбора и трансформации теплоты в системе

Закономерно, что влагосодержание газа после первой и второй контактных камер на входе в рекуперативный теплообменник 7 доохлаждения может достигать как частичного, так и полного насыщения его водяными парами, в процессе которого температура нагреваемой среды $t_{в,Г}$ приближается к температуре мокрого термометра $t_{м.т.}$. Соответствующее соотношение средних температур влагонасыщенного газа $t_{г,Г}$ и нагреваемой среды $t_{в,Г}$ на выходе из контактной камеры может быть представлено в следующем виде

$$t_{г,г} = mt_{в,г}, \quad (4.14)$$

где $m \geq 1$ – коэффициент, отражающий степень приближения температуры нагреваемой воды $t_{в,г}$ к предельной температуре возможного насыщения газа с температурой $t_{г,г}$ водяными парами, значение которой ограничивается температурой мокрого термометра $t_{м.т.}$

Очевидно, что в условиях достаточно интенсивного процесса взаимодействия контактируемых сред в камере предложенной конструкции [47], при дальнейшем доохлаждении газа в теплообменнике 7 рассматриваемой системы с термотрансформаторным контуром его температура может снижаться в диапазоне температур газа в сечении “г” (с частичным, либо полным насыщением водяными парами) до конечной его температуры в сечении “д”. Значения последней логично принять на уровне температуры наружного воздуха, например средней в межотопительный период, $t_{в}=20^{\circ}\text{C}$. При этом процесс доохлаждения влагонасыщенного газа в рекуперативном теплообменнике 7 сопровождается конденсацией влаги в пределах установленной температуры $t_{в}$, то есть в диапазоне $(60\dots 50\div 20)$, $^{\circ}\text{C}$.

Для предотвращения дальнейшего выпадения конденсата из влагонасыщенного газа в процессе последующего его прохождении по отводящему газоходу и выбросной трубе (необходимость устройства которой для анализируемых условий рядом специалистов опровергается [51]) рассмотрен [51] один из надежных способов исключения конденсации влаги за счёт предварительного подогрева охлаждённого газа на $(3\div 5)^{\circ}\text{C}$ перед выбросом его в атмосферу. В работе [51] установлено, что для этой цели достаточным является повышение температуры газа на $(3\div 5)\%$ относительно общего температурного перепада охлаждения отработанного газа в системе.

Логично, что для рассматриваемой системы общий температурный диапазон с доохлаждением отработанных газов может быть представлен в следующем виде

$$\overline{\Delta t_{\text{по}}} + \overline{\Delta t_{\text{к}}} + \overline{\Delta t_{\text{го}}} - \overline{\Delta t_{\text{нагр}}} = 1, \quad (4.15)$$

где $\overline{\Delta t_{\text{по}}}$ - относительное снижение температуры газа в теплообменнике предварительного охлаждения, °С;

$\overline{\Delta t_{\text{к}}}$ - относительное снижение температуры газа при взаимодействии его с водой в контактной камере, °С;

$\overline{\Delta t_{\text{го}}}$ - относительное снижение температуры влагонасыщенного газа в теплообменнике доохлаждения, °С;

$\overline{\Delta t_{\text{нагр}}}$ - относительное повышение температуры газа до уровня, исключающего конденсацию водяных паров на поверхностях отводящего газохода и выбросной трубы, °С.

Для условий установленного общего диапазона охлаждения газа ($t_{\text{г}}$ - t_{yx}) температурный перепад его предварительного охлаждения в рекуперативном теплообменнике 12, работающем в «сухом» режиме, может быть представлен в виде

$$t_{\text{г}} - t_{\text{г,б}} = \overline{\Delta t_{\text{по}}}(t_{\text{г}} - t_{\text{yx}}), \text{°С}, \quad (4.16a)$$

откуда по обусловлено принятой величине $\overline{\Delta t_{\text{по}}}$ определяется действительное значение конечной температуры предварительного охлаждения газа согласно зависимости

$$t_{\text{г,б}} = t_{\text{г}} - \overline{\Delta t_{\text{по}}}(t_{\text{г}} - t_{\text{yx}}), \text{°С}. \quad (4.16)$$

Закономерно, что полученное значение $t_{\text{г,б}}$ следует сопоставлять с допустимым значением [53] газа в рассматриваемом сечении для выполнения условий надежной работы анализируемого теплообменника в «сухом» режиме, при котором $t_{\text{г,б}} > t_{\text{т.р.}}$, °С.

Соответствующее снижение температуры влагонасыщенного газа в теплообменнике 7 для его доохлаждения с учётом (4.14) представляется соотношением

$$\overline{\Delta t_{\Gamma O}} = \frac{m \cdot t_{B,\Gamma} - t_{\Gamma,D}}{t_{\Gamma} - t_{YX}}. \quad (4.17)$$

С учётом необходимости незначительного подогрева охлаждённого газа перед отводящим газоходом и выбросной трубой соответствующий температурный перепад может быть принят

$$\overline{\Delta t_{\text{нагр}}} = \mu = 0,04. \quad (4.18)$$

Тогда из равенства (4.15) с учётом (4.17) и (4.18) относительное значение температурного диапазона охлаждения газов в контактной камере определяется по зависимости

$$\overline{\Delta t_K} = 1 - \overline{\Delta t_{\text{по}}} - \frac{m \cdot t_{B,\Gamma} - t_{\Gamma,D}}{t_{\Gamma} - t_{YX}} + \mu. \quad (4.19)$$

На этой основе и (4.19) действительный температурный перепад охлаждения газа в контактной камере определяется в виде соотношения

$$t_{\Gamma,\delta} - t_{\Gamma,\Gamma} = \overline{\Delta t_K} \cdot (t_{\Gamma} - t_{YX}), \quad (4.20)$$

а следовательно, и температура влажного газа на входе в теплообменник доохлаждения газа 7, которая представляется как

$$t_{\Gamma,\Gamma} = t_{\Gamma,\delta} - \overline{\Delta t_K} \cdot (t_{\Gamma} - t_{YX}), \quad (4.21a)$$

в результате чего соответствующая зависимость для определения искомой температуры приобретает окончательный вид

$$t_{\Gamma,\Gamma} = t_{\Gamma,\delta} - (1 + \mu) \cdot (t_{\Gamma} - t_{YX}) - t_{\Gamma,D} + m t_{B,\Gamma}. \quad (4.21)$$

Очевидно, что температура влажного газа на входе в теплообменник 7, зависящая прежде всего от начальных значений $t_{\Gamma,\delta}$, а так же μ и m , является определяющей для последующего многофакторного исследования эффективности трансформации энергетических потоков в анализируемой системе.

4.5.2 Определение теплового потока нагрева воды в конденсаторе термотрансформаторного контура

Представим располагаемый тепловой поток нагрева теплоносителя в конденсаторе термотрансформаторного контура по разности конечной температуры нагреваемой среды после него $t_{\text{кд}}$ и температуре $t_{\text{м}}$ воды в поддоне с учётом (4.13) в следующем виде

$$Q_{\text{к}} = G_{\text{п}} c_{\text{в}} (t_{\text{о}} + \Delta t + \frac{G_{\text{ов}} \cdot (t_{\text{г}} - t_{\text{о}})}{y G_{\text{п}}} - \frac{Q_{\text{по}}}{G_{\text{п}} c_{\text{в}}} - t_{\text{м}}). \quad (4.22)$$

Отметим закономерность распределения потоков греющей среды после конденсатора между теплообменниками отопительно-вентиляционной системы 1 и водоснабжения 16 с теплообменником 13. Обеспечение условий равнозначной интенсивности теплообменных процессов в соответствующих рекуперативных теплообменниках нагрева теплоносителя для отопительно-вентиляционной системы и для горячего водоснабжения определяется следующей закономерностью

$$\frac{G_{\text{гв}} + j G_{\text{гв}}}{(1 - y) G_{\text{п}}} = \frac{G_{\text{ов}}}{y G_{\text{п}}}, \quad (4.23)$$

на основе которой искомая часть поступающего расхода теплоносителя в теплообменник отопительно-вентиляционной системы определяется в следующем виде

$$y = \frac{G_{\text{ов}}}{G_{\text{ов}} + (1 + j) G_{\text{гв}}}. \quad (4.24)$$

В разделе 3 принято, что $G_{\text{ов}} = \beta G_{\text{гв}}$, тогда искомая часть расхода “ y ” приобретает следующую безразмерную взаимосвязь с β

$$y = \frac{\beta}{1 + \beta + j}. \quad (4.25)$$

Тогда при этом расходе поступающего теплоносителя из поддона для последующего нагрева в конденсаторе на основе (4.24) представляется в виде соотношения

$$G_{\Pi} = \frac{1 + \beta + j}{\beta} G_{\text{ОВ}} \quad (4.26)$$

Таким образом, воспринимаемый тепловой поток в процессе нагрева воды в конденсаторе термотрансформаторного контура с учётом (4.14) определяется по аналогии с зависимостью (4.22) по выражению

$$Q_{\text{к}} = G_{\Pi} c_{\text{в}} (t_{\text{Г}} + \Delta t - \frac{Q_{\text{ПО}}}{(1 + \beta + j) G_{\text{ГВ}} c_{\text{в}}} - t_{\text{М}}). \quad (4.27a)$$

Для определения в (4.27a) температурного потенциала в процессе предварительного охлаждения газа в теплообменнике 12, работающего в «сухом» режиме, представим его тепловой поток $Q_{\text{ПО}}$ в виде следующего уравнения

$$Q_{\text{ПО}} = G_{\text{Г}} [c_{\text{Г}} (t_{\text{Г}} - t_{\text{Г,б}}) + d_{\Pi} (c_{\Pi} t_{\Pi} - c_{\Pi,б} t_{\Pi,б})]. \quad (4.28)$$

Преобразуем составные части газовой смеси по этому уравнения с учётом (4.16a) и (4.16) на основе (4.21), получим следующие зависимости

$$c_{\text{Г}} (t_{\text{Г}} - t_{\text{Г,б}}) = c_{\text{Г}} (t_{\text{Г}} - t_{\text{Г}} + \bar{\Delta} t_{\text{ПО}} \cdot (t_{\text{Г}} - t_{\text{УХ}})) = c_{\text{Г}} \bar{\Delta} t_{\text{ПО}} \cdot (t_{\text{Г}} - t_{\text{УХ}}); \quad (4.29)$$

$$d_{\Pi} (c_{\Pi} t_{\Pi} - c_{\Pi,б} t_{\Pi,б}) = d_{\Pi} [c_{\Pi} t_{\Pi} - c_{\Pi,б} (t_{\Pi} - \bar{\Delta} t_{\text{ПО}} (t_{\text{Г}} - t_{\text{УХ}}))] \quad (4.30)$$

Обозначив соотношение «а» расходов отработанного газа G_{Π} и общего расхода нагреваемой воды в первой $G_{\text{к1}}$ и второй $G_{\text{к2}}$ контактных камерах в виде

$$a = \frac{G_{\text{Г}}}{G_{\text{к1}} + G_{\text{к2}}}, \quad (4.31)$$

тогда расход $G_{\text{Г}}$ отработанного газа с учётом (3.25, раздел 3) представляется в виде

$$G_{\Gamma} = a \cdot (\beta \cdot G_{\Gamma B} + G_{XB}). \quad (4.32)$$

При принятых обозначениях анализируемое соотношение газовой составляющей в уравнении (3.27а), представляющее температурный перепад предварительного охлаждения газа в теплообменнике 12, принимая во внимание (4.28) и (4.29), выражается следующей зависимостью

$$\frac{Q_{\text{по}}}{(1+\beta+j)G_{\Gamma B} \cdot c_B} = \frac{a(\beta G_{\Gamma B} + G_{XB})}{(1+\beta+j)G_{\Gamma B} \cdot c_B} \left\{ c_{\Gamma} \bar{\Delta} t_{\text{по}} \cdot (t_{\Gamma} - t_{\text{yx}}) + d_{\text{п}} [c_{\text{п}} t_{\text{п}} - c_{\text{п},\delta} (t_{\Gamma} - \bar{\Delta} t_{\text{по}} (t_{\Gamma} - t_{\text{yx}}))] \right\}, \quad (4.33)$$

которая после соответствующих преобразований приобретает окончательный вид

$$\frac{Q_{\text{по}}}{(1+\beta+j)G_{\Gamma B} \cdot c_B} = \frac{a}{c_B(1+\beta+j)} \left(\beta + \frac{G_{XB}}{G_{\Gamma B}} \right) \cdot \left\{ c_{\Gamma} \bar{\Delta} t_{\text{по}} \cdot (t_{\Gamma} - t_{\text{yx}}) + d_{\text{п}} [c_{\text{п}} t_{\text{п}} - c_{\text{п},\delta} (t_{\Gamma} - \bar{\Delta} t_{\text{по}} (t_{\Gamma} - t_{\text{yx}}))] \right\} \quad (4.34)$$

Таким образом, на основе зависимости (4.27а) с учётом (4.26) зависимости $G_{\text{п}} = \frac{1+\beta+j}{\beta} \cdot G_{\text{ов}} \cdot \beta \cdot G_{\Gamma B} = (1+\beta+j) \cdot G_{\Gamma B}$, получаем уравнение для определения теплового потока $Q_{\text{к}}$ нагрева воды в конденсаторе термотрансформаторного контура $Q_{\text{к}}$ в окончательном виде

$$Q_{\text{к}} = (1+\beta+j)G_{\Gamma B}c_B \left\{ t_{\Gamma} + t_0 - \frac{a}{c_B(1+\beta+j)} \left(\beta + \frac{G_{XB}}{G_{\Gamma B}} \right) \cdot [c_{\Gamma} \bar{\Delta} t_{\text{по}} \cdot (t_{\Gamma} - t_{\text{yx}}) + d_{\text{п}} (c_{\text{п}} t_{\text{п}} - c_{\text{п},\delta} (t_{\Gamma} - \bar{\Delta} t_{\text{по}} (t_{\Gamma} - t_{\text{yx}})))] - t_{\text{м}} \right\} \quad (4.35)$$

4.6 Энергия охлаждения воды в испарителе термотрансформаторного контура и газа после контактной камеры

4.6.1 Температурный потенциал теплоносителя для горячего водоснабжения

Температура предварительного нагрева теплоносителя для горячего водоснабжения t_{20} в теплообменнике доохлаждения газа 7 (рис. 4.1) определяется на основе равенства тепловых потоков греющей и нагреваемой среды согласно зависимости

$$t_{20} = t_{и,к} + \frac{Q_{го}}{(1 + j)G_{гв}c_{в}}, \quad (4.36)$$

где $Q_{го}$ - тепловой поток процесса доохлаждения газа после контактной камеры, Вт;

j – рециркуляционная часть общего расхода теплоносителя в системе горячего водоснабжения, проходящая через теплообменник 8 с мощностью теплового потока $Q_{под}$ для предотвращения выпадения конденсата из охлаждённого газа при дальнейшем его контакте с поверхностями газоходов и выбросной трубы, Вт;

$t_{и,к}$ - конечная температура охлаждаемой воды после испарителя, значение которой в анализируемой системе логично [53] принимать положительной, в пределах $t_{и,к} = 4 \div 6$, °С.

На основе (4.36) определяется конечная температура $\tau_{о,гв}$ первичного потока после рекуперативного теплообменника 16 в процессе нагрева теплоносителя для системы горячего водоснабжения в следующем виде

$$\tau_{о,гв} = t_{20} + \Delta t = t_{и,к} + \frac{Q_{го}}{(1 + j)G_{гв}c_{в}} + \Delta t, \quad (4.37)$$

где Δt – температурный перепад между конечными температурами греющей и нагреваемой среды в поверхностном теплообменнике 16, °С.

Исходя из этого, начальная температура греющей среды τ_{18} в теплообменнике 16 с учётом (4.37) и схемы (рис. 4.1) определяется по зависимости

$$\tau_{18} = \tau_{о,гв} + \frac{G_{гв}c_{в}(t_{гв} - t_{20})}{(1 - y)G_{п}c_{в}} = t_{и,к} + \frac{Q_{го}}{(1 + j)G_{гв}c_{в}} + \Delta t + \frac{G_{гв}c_{в}(t_{гв} - t_{20})}{(1 - y)G_{п}c_{в}}, \quad (4.37)$$

где $t_{гв}$ - расчётная температура теплоносителя в системе горячего водоснабжения, °С.

Температура j -й части рециркуляционной воды с температурой t_{19} для теплообменника 8, обеспечивающая незначительный догрев охлаждённого

газа перед отводным каналом и выбросной трубой, определяется с учётом (4.36) по формуле (3.38)

$$\tau_{19} = t_{20} + \frac{Q_{\text{нагр}}}{jG_{\text{ГВ}}c_{\text{В}}} = t_{\text{и,к}} + \frac{Q_{\text{ГО}}}{(1+j)G_{\text{ГВ}}c_{\text{В}}} + \frac{Q_{\text{нагр}}}{jG_{\text{ГВ}}c_{\text{В}}}. \quad (4.38)$$

На основе зависимости (4.38) температура греющей воды после теплообменника 8 определяется по формуле (4.39).

Уравнение для определения температуры поступающей холодной воды после предварительного нагрева её в теплообменнике 15 с учётом (4.11) запишем в виде (4.39)

$$t_{15} = \frac{G_{\text{П}}}{G_{\text{ХВ}}}(t_{\text{см}} - \Delta t) + \frac{G_{\text{ГВ}}}{G_{\text{ХВ}}}t_{\text{ХВ}}. \quad (4.39)$$

На основе (4.39) представляется возможным установить зависимость для определения температуры воды на входе в первую контактную камеру $t_{\text{к1}}$, состоящую из общего греющего потока воды после теплообменников отопительно-вентиляционной системы и горячего водоснабжения, в виде

$$t_{\text{к1}} = t_{15} + \Delta t = \frac{G_{\text{П}}}{G_{\text{ХВ}}}(t_{\text{см}} - \Delta t) + \frac{G_{\text{ГВ}}}{G_{\text{ХВ}}}t_{\text{ХВ}} + \Delta t, \quad (4.40)$$

Из анализа системы, представленной на рис 4.1 следует, что температура нагреваемой воды на входе во вторую контактную камеру с расходом $G_{\text{к2}}=(G_{\text{ГВ}} - G_{\text{ХВ}})$ равна температуре исходной холодной воды на входе в систему.

На основе (4.40) и (4.39) температура смеси воды, поступающей в испаритель 22, а затем и в систему горячего водоснабжения, можно представить в виде

$$t_{\text{и,н}} = \frac{G_{\text{ГВ}}c_{\text{В}}t_{15} + jG_{\text{ГВ}}c_{\text{В}}t_{\text{г}}}{(1+j)G_{\text{ГВ}}c_{\text{В}}}, \quad (4.41a)$$

Нетрудно заметить, что при равенстве тепловых потоков по рециркуляционной воде в теплообменниках 8 и 13, $t_8 = t_{20}$. Поэтому зависимость (4.41a) приобретает вид

$$t_{и,н} = \frac{t_{15} + jt_{20}}{1 + j}. \quad (4.41)$$

Таким образом, начальная температура воды на входе в испаритель термотрансформаторного контура согласно зависимости (4.41) с учетом (4.11) и (4.39) определяется уравнением

$$t_{и,н} = \frac{\frac{G_{\Pi}}{G_{XB}} \left[(1-y) \left(t_{и,к} + \frac{Q_{ГО}}{(1+j)G_{ГВ}c_B} + \Delta t \right) + x(t_0 + \Delta t) - \Delta t \right] + \frac{G_{ГВ}}{G_{XB}} t_{XB} + j \left(t_{и,к} + \frac{Q_{ГО}}{(1+j)G_{ГВ}c_B} \right)}{1 + j}, \quad (4.42)$$

которая после соответствующих преобразований приобретает вид

$$t_{и,н} = \frac{\left[\frac{G_{\Pi}}{G_{XB}} (1-y) + j \right] \left(t_{и,к} + \frac{Q_{ГО}}{(1+j)G_{ГВ}c_B} \right) + \frac{G_{\Pi}}{G_{XB}} xt_0 + \frac{G_{ГВ}}{G_{XB}} t_{XB}}{1 + j}. \quad (4.43,а)$$

Из выражения (4.43а), принимая во внимание, что по (4.25) $y = \frac{\beta}{1 + \beta + j}$, а

также $xG_{\Pi} = G_{ОВ} = \beta G_{ГВ}$, температура воды на входе в испаритель определяется уравнением

$$t_{и,н} = \frac{\left[\frac{G_{ГВ}}{G_{XB}} (1 + \beta + j) + j \right] \left(t_{и,к} + \frac{Q_{ГО}}{(1+j)G_{ГВ}c_B} \right) + \frac{G_{ГВ}}{G_{XB}} (\beta t_0 + t_{XB})}{1 + j}. \quad (4.43)$$

4.6.2 Энергия охлаждения воды в испарителе и газа после контактной камеры

Энергию охлаждения воды в испарителе термотрансформаторного контура представим в виде (3.48, раздел 3).

Из анализируемой схемы, представленной на рис. 4.1, на основе (3.48, раздел 3) с учётом (4.43) следует, что энергия охлаждения проходящей воды

через испаритель термотрансформаторного контура в общем виде может быть определена по выражению

$$Q_{и} = (1+j)G_{ГВ}c_{В} \left[\frac{\left[\frac{G_{ГВ}}{G_{ХВ}}(1+\beta+j) + j \right] \cdot \left(t_{и,к} + \frac{Q_{ГО}}{(1+j)G_{ГВ}c_{В}} \right) + \frac{G_{ГВ}}{G_{ХВ}}(\beta t_0 + t_{ХВ})}{(1+j)} - t_{и,к} \right]. \quad (4.44)$$

Представим тепловой поток $Q_{ГО}$ доохлаждения влажного газа в теплообменнике 7 в уравнении (4.44) в следующем виде

$$Q_{ГО} = G_{Г} \left[c(t_{Г,Г} - t_{Г,Д}) + c_{П}d_{П}(t_{Г,Г} - t_{Г,Д}) - c_{Ж}t_{Ж}(d_{П,Г} - d_{П,Д}) \right]. \quad (4.45)$$

Первые два слагаемых доохлажденного газа в этом уравнении с учётом (4.21) для газовой и паровой компонент получим в нижеследующем виде

$$c_{Г}(t_{Г,Г} - t_{Г,Д}) = c_{Г} \left[t_{Г} - (1+\mu) \cdot (t_{Г} - t_{УХ}) - t_{Г,Б} + m \cdot t_{В,Г} - t_{Г,Д} \right] \quad (4.46)$$

$$c_{П}d_{П}(t_{Г,Г} - t_{Г,Д}) = c_{П}d_{П} \left[t_{Г} - (1+\mu) \cdot (t_{Г} - t_{УХ}) - t_{Г,Б} + m \cdot t_{В,Г} - t_{Г,Д} \right]. \quad (4.47)$$

Соотношение $\frac{Q_{ГО}}{(1+j)G_{ГВ}c_{В}}$ в уравнении (4.43), как ранее установлено, соответствует зависимости (3.53, раздел 3). Таким образом, зависимость для определения охлаждения циркулирующей воды через испаритель термотрансформаторного контура согласно (4.44) с учетом (3.53, раздел 3) после освобождения от знаменателя представляется как

$$Q_{и} = G_{ГВ}c_{В} \left\{ \left[\frac{G_{ГВ}}{G_{ХВ}}(1+\beta+j) + j \right] \cdot \left[t_{и,к} + \frac{a}{(1+j)c_{В}} \left(\beta + \frac{G_{ХВ}}{G_{ГВ}} \right) \cdot (c_{Г}(t_{Г} - (1+\mu) \cdot (t_{Г} - t_{УХ}) - 2t_{Г,Д} + mt_{В,Г})) \right] + \right. \\ \left. + \left[c_{П}d_{П}(t_{Г} - (1+\mu) \cdot (t_{Г} - t_{УХ}) - 2t_{Г,Д} + m \cdot t_{В,Г}) - c_{Ж}t_{Ж}(d_{П,Г} - d_{П,Д}) \right] + \frac{G_{ГВ}}{G_{ХВ}}(\beta t_0 + t_{ХВ}) \right] - (1+j)t_{и,к} \left. \right\}. \quad (4.48)$$

Окончательно, на основе зависимостей (3.54, раздел 3) и (3.24,а раздел 3) отношение энергетических потоков в испарителе и конденсаторе

термотрансформаторного контура после сокращения на $G_{ГВсв}$ представляется в виде (4.49), см. подраздел 4.7.

Взаимосвязь расходов исходной холодной воды $G_{ХВ}$ и воды на горячее водоснабжение $G_{ГВ}$ с учетом ранее принятого соотношения (3.8, раздел 3) $G_{Техн} = \Theta G_{п} = G_{ХВ} - G_{ГВ}$ представляется как

$$G_{ХВ} = G_{ГВ} \cdot [1 + \Theta \cdot (1 + \beta)] \quad (4.50)$$

На этой основе сомножитель с соотношением расходов в зависимости (3.24, а раздела 3) для определения теплового потока в конденсаторе Q_k приобретает безразмерный вид

$$\left(\beta + \frac{G_{ХВ}}{G_{ГВ}} \right) = \left\{ \beta + \frac{[1 + \Theta(1 + \beta)]}{1} \right\} = \{ \beta + [1 + \Theta(1 + \beta)] \}. \quad (4.51)$$

Соответствующие сомножители с соотношением расходов в зависимости (4.51) для определения энергии охлаждения в испарителе Q_i представляются аналогично в безразмерном виде

$$\left(\frac{G_{ГВ}}{G_{ХВ}} (1 + \beta + j) + j \right) = \left(\frac{1}{[1 + \Theta(1 + \beta)]} (1 + \beta + j) + j \right); \quad (4.52)$$

$$\left(\beta + \frac{G_{ХВ}}{G_{ГВ}} \right) = \{ \beta + [1 + \Theta(1 + \beta)] \}; \quad (4.53)$$

$$\left(\frac{G_{ГВ}}{G_{ХВ}} \cdot (\beta t_o + t_{ХВ}) \right) = \left\{ \frac{\beta t_o}{[1 + \Theta(1 + \beta)]} + t_{ХВ} \right\}. \quad (4.54)$$

На основе вышеизложенного соотношение тепловых потоков в испарителе и конденсаторе (4.49) приобретает вид (4.56), (см. подраздел 4.7).

4.7. Определение энергетической эффективности преобразования отбираемой теплоты из отработанных газов.

Воспринятый тепловой поток Q_k в конденсаторе определяется тепловой мощностью испарителя Q_i , а также преобразованной в теплоту мощностью

компрессора N в процессе термотрансформации энергетических потоков, откуда следует, что $Q_k = Q_{и} + N$.

Исходя из определения действительного коэффициента преобразования [60], а также соотношения энергетических потоков, следует, что

$$\varphi = \frac{Q_k}{N} = \frac{Q_k}{Q_k - Q_{и}} = \left(1 - \frac{Q_{и}}{Q_k}\right)^{-1}. \quad (4.55)$$

После подстановки соответствующих значений тепловых потоков испарителя $Q_{и}$ и конденсатора Q_k на основе уравнения (4.56) получим зависимость для определения коэффициента преобразования рекуперативно-термотрансформаторной системы в следующем виде (4.57).

$$\frac{Q_{И}}{Q_K} = \frac{\left(\frac{G_{ГБ}}{G_{ХБ}} (1 + \beta + j) + j \right) \left\{ t_{И,К} + \frac{a}{(1+j)c_B} \left(\beta + \frac{G_{ХБ}}{G_{ГБ}} \right) \cdot \left[t_{Г} - (1 + \mu) \cdot (t_{Г} - t_{YX}) - 2t_{Г,Д} + mt_{Б,Г} \right] \cdot (c_{Г} + c_{П}d_{П}) - c_{Ж}t_{Ж} (d_{П,Г} - d_{П,Д}) \right\} + \frac{G_{ГБ}}{G_{ХБ}} (\beta t_{О} + t_{ХБ}) - (1 + j)t_{И,К}}{(1 + \beta + j) \left\{ t_{Г} + t_{О} - \frac{a}{c_B(1 + \beta + j)} \left(\beta + \frac{G_{ХБ}}{G_{ГБ}} \right) \cdot \left[c_{Г} \cdot \bar{\Delta}t_{ПО} \cdot (t_{Г} - t_{YX}) + d_{П} (c_{П}t_{П} - c_{П,Б} (t_{Г} - \bar{\Delta}t_{ПО} (t_{Г} - t_{YX}))) \right] \right\} - t_{М}}}, \quad (4.49)$$

$$\frac{Q_{И}}{Q_K} = \frac{\left\{ \left[\frac{1}{[1 + \Theta(1 + \beta)]} (1 + \beta + j) + j \right] \cdot \left[t_{И,К} + \frac{a}{(1+j)c_B} (\beta + [1 + \Theta(1 + \beta)]) \cdot \left[t_{Г} - (1 + \mu) \cdot (t_{Г} - t_{YX}) - 2t_{Г,Д} + mt_{Б,Г} \right] \cdot (c_{Г} + c_{П}d_{П}) - c_{Ж}t_{Ж} (d_{П,Г} - d_{П,Д}) \right] \right\} + \frac{(\beta t_{О} + t_{ХБ})}{[1 + \Theta(1 + \beta)]} - (1 + j)t_{И,К}}{(1 + \beta + j) \left\{ t_{Г,ОГ} + \Delta t - \frac{a}{c_B(1 + \beta + j)} \left\{ \beta + [1 + \Theta(1 + \beta)] \right\} \cdot \left[c_{Г} \bar{\Delta}t_{ПО} \cdot (t_{Г} - t_{YX}) + d_{П} (c_{П}t_{П} - c_{П,Б} (t_{Г} - \bar{\Delta}t_{ПО} (t_{Г} - t_{YX}))) \right] \right\} - t_{М}}}, \quad (4.56)$$

$$\varphi = \frac{1}{1 - \frac{\left\{ \left[\frac{1}{[1 + \Theta(1 + \beta)]} (1 + \beta + j) + j \right] \cdot \left[t_{И,К} + \frac{a}{(1+j)c_B} (1 + \beta + \Theta(1 + \beta)) \cdot \left[t_{Г} - (1 + \mu) \cdot (t_{Г} - t_{YX}) - 2t_{Г,Д} + mt_{Б,Г} \right] \cdot (c_{Г} + c_{П}d_{П}) - c_{Ж}t_{Ж} (d_{П,Г} - d_{П,Д}) \right] \right\} + \frac{(\beta t_{О} + t_{ХБ})}{[1 + \Theta(1 + \beta)]} - (1 + j)t_{И,К}}{(1 + \beta + j) \left\{ t_{Г,ОГ} + \Delta t - \frac{a}{c_B(1 + \beta + j)} \left\{ \beta + [1 + \Theta(1 + \beta)] \right\} \cdot \left[c_{Г} \bar{\Delta}t_{ПО} \cdot (t_{Г} - t_{YX}) + d_{П} (c_{П}t_{П} - c_{П,Б} (t_{Г} - \bar{\Delta}t_{ПО} (t_{Г} - t_{YX}))) \right] \right\} - t_{М}}}}}. \quad (4.57)$$

4.8 Определение рациональных режимов энергоэффективного отбора и условий потребления теплоты.

4.8.1. Влияние соотношения расходов отработанных газов и поступающей воды в контактную камеру на коэффициент преобразования

На рис 4.3 представлена зависимость коэффициента преобразования от соотношения расходов предварительно охлажденного газа после рекуперативного теплообменника и поступающей воды по двухступенчатой схеме в контактную камеру. Принималось:

$j=0,2$; $t_{ик}=5$ °C; $a=0,1-2$; $\mu=0,04$; $t_r=75;150$ °C; $t_{r2}=20$ °C; $m=1$; $t_m=44$ °C; $c_{п}=1100$ Дж/(кг·°C); $c_{ж}=4200$ Дж/(кг·°C); $c_r=1026$ Дж/(кг·°C); $t_{ж}=35$ °C; $d_{п}=0,04$ кг/кг; $d_{н-дк}=0,02$ кг/кг; $t_{yx}=25$ °C; $t_0=70;65$ °C; $t_{тв}=55$ °C; $\Delta t=5$ °C; $t_r =95;85$ °C; $c_b=4200$ Дж/(кг·°C); $c_{yx}=1009$ Дж/(кг·°C); $\bar{\Delta t}_{по}=0,2$; $\Theta=0,5$; $t_{п}=40$ °C.

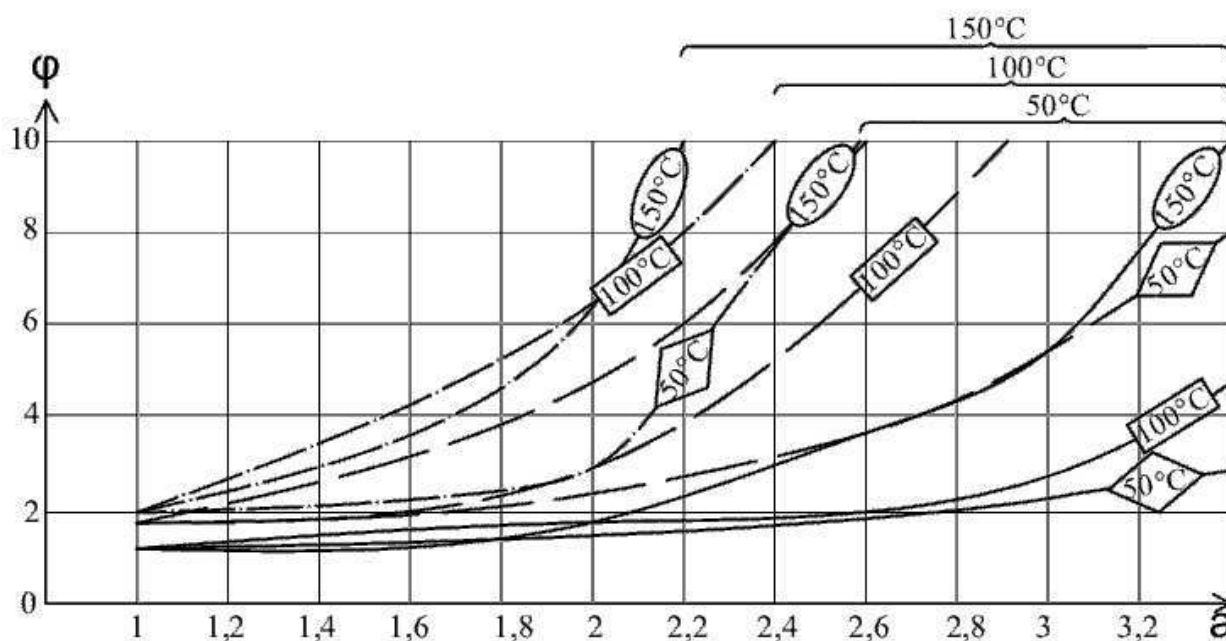


Рис. 4.3. Зависимость коэффициента преобразования от соотношения расходов отработанных газов и нагреваемой воды в контактной камере: — - при $\beta=0,1$; - - - - при $\beta=0,5$; - - - - при $\beta=0,9$ $\diamond 50$ - при $t_r=50$ °C; $\square 100$ - при $t_r=100$ °C; $\circ 150$ - при $t_r=150$ °C.

Из графиков следует, что достижение достаточно высоких значений коэффициента преобразования в диапазоне $\varphi=5\div 10$ обеспечивается для температуры отработанных газов 150 °C при соответствующих соотношениях анализируемых расходов ($a=1,2\div 3,3$) с уменьшением значения соотношения расходов на

отопительно-вентиляционные нужды и горячее водоснабжение (β). Для температуры отработанных газов $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ аналогичные значения коэффициента преобразования (ϕ) достигаются при значениях соотношения расходов отработанных газов и поступающей воды в контактную камеру $a=1,15\div 3,4$ и убыванием значения соотношения (β). При начальной температуре газов, равной $50\text{ }^{\circ}\text{C}$, коэффициент преобразования ($\phi=5\div 10$) обеспечивается при соотношении расходов отработанных газов и воды, поступающей в контактную камеру ($a=1,8\div 3,5$) с аналогичным предыдущим случаям убыванием значения соотношения расходов на отопительно-вентиляционные нужды и горячее водоснабжение (β).

4.8.2 Влияние соотношения расчетных параметров систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения

Из представленных на рис 4.4 графиков следует, что для высокой эффективности преобразования энергии в системе с температурой отходящих газов $75\text{ }^{\circ}\text{C}$ общий диапазон искомого соотношения β находится в пределах $1\div 4$ для различных систем отопления с соответствующими расчетными перепадами температур теплоносителя. Принималось:

$j=0,2$; $t_{ик}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$; $a=0,1-2$; $\mu=0,04$; $t_r=75; 100; 125; 150\text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_{r2}=20\text{ }^{\circ}\text{C}$; $m=1$; $t_m=44\text{ }^{\circ}\text{C}$; $c_{п}=1100\text{ Дж}/(\text{кг}\cdot^{\circ}\text{C})$; $c_{ж}=4200\text{ Дж}/(\text{кг}\cdot^{\circ}\text{C})$; $c_r=1026\text{ Дж}/(\text{кг}\cdot^{\circ}\text{C})$; $t_{ж}=35\text{ }^{\circ}\text{C}$; $d_{п}=0,04\text{ кг}/\text{кг}$; $d_{н}-d_{к}=0,02\text{ кг}/\text{кг}$; $t_{yx}=25\text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_o=70; 65\text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_{гв}=55\text{ }^{\circ}\text{C}$; $\Delta t=5\text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_r=95; 85\text{ }^{\circ}\text{C}$; $c_{в}=4200\text{ Дж}/(\text{кг}\cdot^{\circ}\text{C})$; $c_{yx}=1009\text{ Дж}/(\text{кг}\cdot^{\circ}\text{C})$; $\Theta=0,4; 0,5; 0,6$; $t_{п}=75\text{ }^{\circ}\text{C}$.

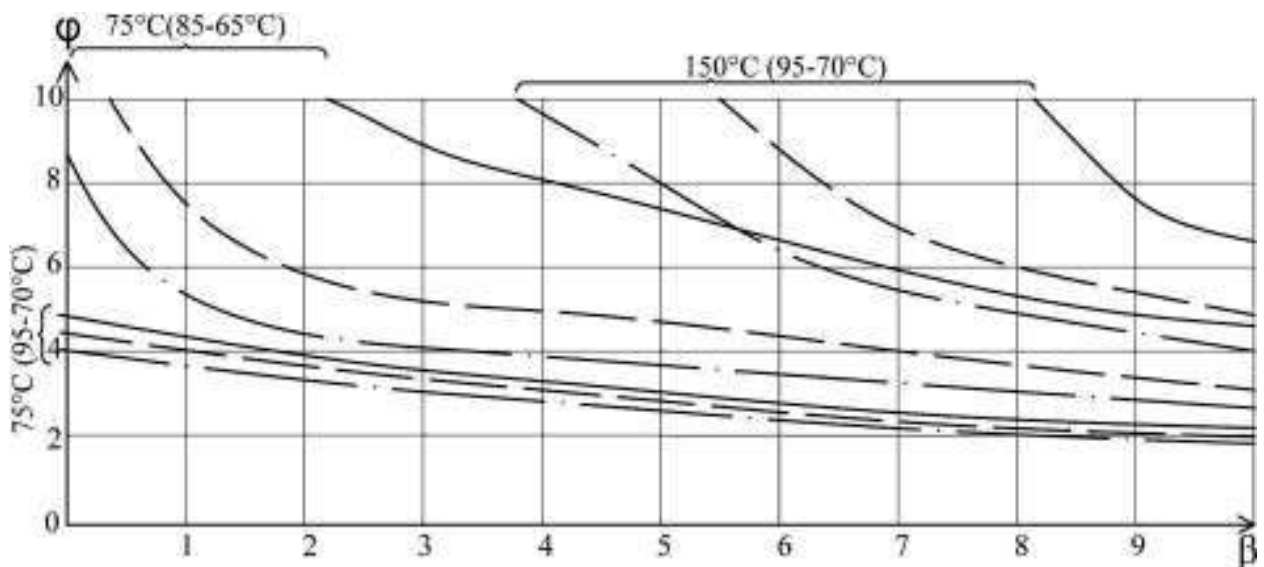


Рис. 4.4. Зависимость коэффициента преобразования от соотношения расчетных температур теплоносителей в системах отопления и горячего водоснабжения

водоснабжения при начальной температуре газов $t_r=75$ и 150 °С: — - при $\theta=0,4$; — - при $\theta=0,5$; — - при $\theta=0,6$

Из этих графиков также следует, что эффективность преобразования энергии возрастает при соответствующем снижении расходов теплоносителя технологического и коммунально-бытового назначения. При начальной температуре отработанных газов 75 °С обеспечиваются более высокие значения коэффициента преобразования со снижением (Θ) расходов теплоносителя технологического и коммунально-бытового назначения. При этом искомое соотношение находится в пределах $2\div 8$.

В случае с начальной температурой газов 150 °С высокие значения коэффициента преобразования достигаются, аналогично предыдущему случаю, - со снижением (Θ) расходов теплоносителя технологического и коммунально-бытового назначения, а требуемое соотношение коэффициента преобразования находится в пределах $4\div 9$. Графические зависимости указывают на целесообразность применения систем отопления с более низкими расчетными температурами теплоносителя, прежде всего низкотемпературных систем отопления. Косвенно они также указывают на возрастающую эффективность преобразования энергии при снижении температур теплоносителя в диапазоне эксплуатационного регулирования с соответствующим снижением соотношения расходов теплоносителя для технологического и коммунально-бытового назначения.

4.8.3 Влияние степени предварительного охлаждения газа

Предварительное охлаждение отработанных газов в разработанной системе позволяет обеспечить максимальный нагрев теплоносителя для отопительно-вентиляционных систем. Вместе с тем искомый температурный перепад предварительного охлаждения газов ограничивается негативным процессом возможной конденсации водяных паров в соответствующем теплообменнике. При этом возможно ухудшение его теплообменных, аэродинамических и эксплуатационных характеристик. Вместе с тем одним из главных факторов является рациональная степень предварительного охлаждения газов с позиции

обеспечения общей энергетической эффективности предложенной контактно-рекуперативной системы на основе трансформации энергетических потоков.

Из представленных на рис. 4.5 графиков следует, что рациональная степень предварительного охлаждения газов определяется, прежде всего, их начальной температурой. Принималось:

$j=0,2$; $t_{ик}=5$ °C; $a=0,1-2$; $\beta=0,1-0,5-0,9$; $\mu=0,04$; $t_r=75; 100; 125; 150$ °C; $t_{r2}=20$ °C; $m=1$; $t_m=44$ °C; $c_{п}=1100$ Дж/(кг·°C); $c_{ж}=4200$ Дж/(кг·°C); $c_r=1026$ Дж/(кг·°C); $t_{ж}=35$ °C; $d_{п}=0,04$ кг/кг; $d_{н}-d_{к}=0,02$ кг/кг; $t_{yx}=25$ °C; $t_o=70;65$ °C; $t_{гв}=55$ °C; $\Delta t=5$ °C; $t_r=95;85$ °C; $c_{в}=4200$ Дж/(кг·°C); $c_{yx}=1009$ Дж/(кг·°C); $\Theta=0,05$; $t_{п}=75$ °C.

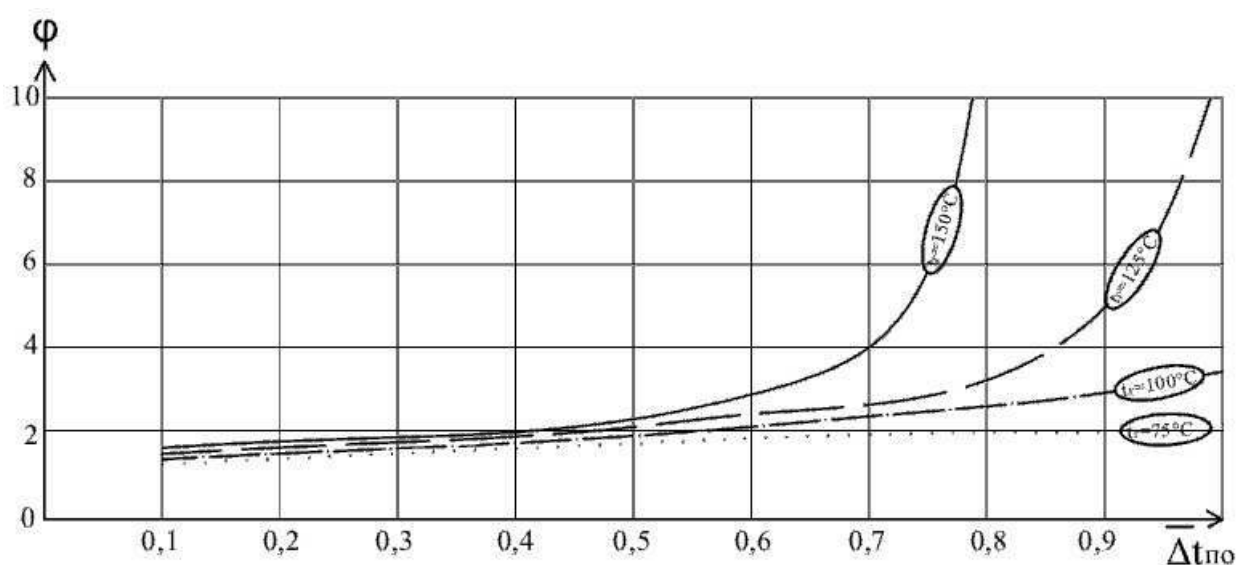


Рис. 4.5 Зависимость коэффициента преобразования от глубины предварительного охлаждения газа в рекуперативном теплообменнике 12: — - при $\beta=0,05$; — — - при $\beta=0,5$; — — - при $\beta=0,9$

При этом на целесообразные значения параметров предварительного охлаждения газа оказывают сравнительно малое влияние их начальные температуры, а именно 75°С и 100 °С. Характерно, что для газов с температурой 150 °С диапазон рациональных значений предварительного охлаждения существенно расширяется со снижением его начального значения, которое находится в пределах 0,5÷0,8. Для газов с температурой 125 °С область рациональных значений предварительного охлаждения находится в диапазоне 0,55÷0,9, а для газов с температурами 100 и 75 °С – 0,65÷0,85. При этом отмечается та же закономерность

повышения эффективности преобразования при снижении расхода теплоносителя в системе отопления в процессе эксплуатационного регулирования.

Сравнивая графические зависимости с ранее полученными (раздел 3) становится очевидным, что диапазон рациональных значений предварительного охлаждения переходит на более высокий уровень, что предопределяется модифицированной конструкцией системы. В силу увеличенного расхода отконтактировавшей воды, которая проходит через теплообменник предварительного охлаждения, логично, что и степень предварительного охлаждения увеличивается.

4.9. Выводы.

1. Предложенный усовершенствованный вариант базовой структуры системы обеспечивает условия более эффективного отбора тепловых потоков с последующим контактным нагревом теплоносителя для промышленного теплоснабжения исходными горячими газами, обеспечивающий более высокую степень очистки и осушения охлажденных газов.
2. На основе аналитического исследования усовершенствованного варианта базовой структуры теплонасосной системы установлен скорректированный коэффициент преобразования.
3. Анализ результатов аналитического исследования усовершенствованной системы дополнил сведения влияния исходных условий и режимных параметров на эффективность энергетической трансформации утилизируемой теплоты для промышленного и коммунально-бытового теплоснабжения. При этом по результатам исследований установлено, что в диапазоне температур отработанных газов ($150 \div 50^\circ\text{C}$) рациональные соотношения греющей и нагреваемой среды находятся соответственно в пределах ($a=1,2 \div 3,5$), а значения коэффициента преобразования ($\varphi=5 \div 10$). Возрастание последних сопровождается при уменьшении соотношения расходов для отопительно-вентиляционных систем и горячего водоснабжения (β). В отличие от базовой системы усовершенствованный ее вариант указывает на целесообразность повышения соотношения расхода отработанных

газов и воды в контактной камере в виду прохождения полного расхода теплоносителя через теплообменник предварительного охлаждения 12.

4. При начальной температуре отработанных газов $t_r=75$ °С также обеспечиваются более высокие значения коэффициента преобразования в диапазоне рациональных значений соотношения ($\beta = 2\div 8$) со снижением соотношения расходов теплоносителя технологического и коммунально-бытового назначения (Θ).

При начальной температуре отработанных газов $t_r=150$ °С обеспечиваются более высокие значения коэффициентов преобразования, что сопровождается снижением расходов теплоносителя технологического и коммунально-бытового назначения (Θ), а искомое соотношение (β) находится в более узких пределах $3,9\div 8,1$. При этом в базовой структуре системы при температуре отработанных газов 150 °С рациональное значение соотношения β находится в пределах $0,35\div 0,75$, а при температуре отработанных газов $t_r=75$ °С его значение находится в пределах $0,1\div 0,2$. По сравнению с базовой системой, в усовершенствованном варианте расход теплоносителя через теплообменник 12 возрастает, что обеспечивает повышение расчетных температур в системах отопления и горячего водоснабжения.

5. Степень предварительного охлаждения газа с температурой $t_r=100$ °С находится в пределах $\Delta t_{по} = 0,55\div 1$ (для базовой системы $\Delta t_{по} = 0,2\div 0,38$), возрастание которой сопровождается со снижением соотношения расходов в системах отопления и горячего водоснабжения при эксплуатационном регулировании. Для отработанных газов с более высокой температурой диапазон предварительного охлаждения газов $\Delta t_{по}$ заметно сужается

Для предварительного охлаждения газов с температурой $t_r=150$ °С диапазон рациональных значений несколько сужается и находится в пределах $\Delta t_{по} = 0,5\div 0,79$.

6. Таким образом из результатов аналитических исследований следует, что усовершенствованный вариант системы отличается большей энергетической эффективностью по сравнению с базовым вариантом, превосходит его по надежности и возможности функционирования прежде всего в теплый период года, когда нагрузка на систему отопления отсутствует.

РАЗДЕЛ 5 ОПЫТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ, ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКАЯ И ЭКОЛОГИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

5.1 Опытное-экспериментальное исследование рациональных режимов трансформации энергетических потоков

5.1.1 Задание и условия экспериментального исследования

Заданием экспериментального исследования разрабатываемых контактно-рекуперативных систем теплоснабжения с трансформацией энергетических потоков явилось сопоставление аналитически установленной и действительной эффективности преобразования энергетических потоков в теплонасосном контуре при отборе теплоты из отработанных низкотемпературных газов в характерных режимах работы печи.

Установление действительной эффективности преобразования энергетических потоков в парокompрессионном контуре системы предполагается провести на основе сопоставления экспериментальных данных с ранее установленными аналитическими значениями определяющих параметров.

Исследования по гидравлическим и температурным условиям проводились на лабораторной теплонасосной установке учитывая ее реальные возможности с применением требуемых соответствующих дополнений. Ее база была создана в лаборатории «Теплонасосных технологий» в ИИЭС ОГАСА в 2010 году.

Для этого стало необходимым воспроизвести температурные и гидравлические условия работы путем соответствующей адаптации лабораторной установки мощностью 1,5 кВт. При этом создавались адекватные условия для характерных теплогидравлических режимов, которые отражали температуру воды в поддоне после контактного взаимодействия ее с отработанными газами с начальной их температурой в интервале ($t_r=50 \div 100$), °С. Для отработанных газов с начальной температурой t_r в лабораторной установке необходимо обеспечить гидравлическое соответствие

отношения расходов охлаждаемой в испарителе и нагреваемой воды в конденсаторе $\frac{G_{и}}{G_{к}}$, которое должно базироваться на ранее установленных соотношениях (3.5),

(3.6), (3.7). С учетом ранее принятой взаимосвязи расход поступающей воды из поддона в конденсатор приобретает вид

$$G_{п} = \frac{G_{хв} - G_{гв}}{\Theta} = \frac{G_{об}}{x} = \frac{1 + \beta}{\beta} G_{об} = (1 + \beta)G_{гв}. \quad (5.1)$$

После учета части поступающего расхода теплоносителя «х» в теплообменник отопительно-вентиляционной системы относительно общего расхода и последующего преобразования $x = \frac{G_{об}}{G_{об} + G_{гв}} = \frac{\beta}{(1 + \beta)}$, что согласуется с (3.27).

Тогда с учетом того, что

$$G_{тех} = G_{хв} - G_{гв} = \Theta(1 + \beta)G_{гв}, \quad (5.2)$$

а

$$G_{п} = (1 + \beta)G_{гв}; \text{ и } G_{хв} = [1 + \Theta(1 + \beta)]G_{гв}, \quad (5.3)$$

искмое соотношение принимает окончательный вид

$$\frac{G_{и}}{G_{к}} = \frac{G_{гв}(1 + j)}{G_{гв}(1 + \beta)} = \frac{1 + j}{1 + \beta}. \quad (5.4)$$

Учитывая то, что диапазон реально возможных изменений в работе системы, $j=0,05 \div 0,2$, а $\beta=1 \dots 0$, приходим к выводу, что характерный диапазон реальных соотношений анализируемых расходов для проверки достоверности анализируемых зависимостей может находиться в пределах $1/3 \div 1/4$, что удачно согласуется с техническими возможностями лабораторной теплонасосной установки проведения экспериментального исследования.

Анализ схемы лабораторной установки, рис. 5.2, показывает, что указанное соотношение расходов может быть обеспечено при поступлении воды через испаритель, как низкопотенциальной среды, из двух баков-аккумуляторов соответственно: нагретой и холодной воды. Одновременно должен быть обеспечен расход нагреваемой воды до уровня t_m с температурой на входе в конденсатор, поступающей из соответствующего бака-аккумулятора, при этом:

- по температурному уровню необходимо обеспечить соответствующую температуру воды на входе в испаритель (после подогрева исходной воды в теплообменнике 12 выше $20\text{ }^{\circ}\text{C}$). Температуру ее охлаждения после испарителя логично поддерживать предельно низкой положительной, находящейся в диапазоне ($0\div 5\text{ }^{\circ}\text{C}$);

- по температурному уровню вода в поддоне является смесью, которая образовалась в результате взаимодействия ее с отработанными газами в контактной камере. Она должна поступать с начальной температурой t_m для последующего нагрева в конденсаторе. Ее значение было предварительно установлено в результате анализа совместной работы оросительной камеры (таблица 3.4), откуда следует, например, что при исходной температуре газов $t_r=50\text{ }^{\circ}\text{C}$, она составляет $t_m=27\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Конечная температура нагрева воды после конденсатора является искомой, т.к. она является определяющей по уровню рационального нагрева перед поступлением в теплообменник 12 для окончательного догрева в процессе предварительного охлаждения газа, а также для определения коэффициента. Отметим имеющиеся ограничения по техническим возможностям работы лабораторной установки, как среднетемпературного теплового насоса с предельной температурой рабочего тела (фреон R-12), при котором вода могла быть догрета реально до температуры в диапазоне $t_k=(50\div 65)\text{ }^{\circ}\text{C}$, в виду ограничения реально развиваемого давления 12-13 ати. имеющимся поршневым компрессором в лабораторной установке.

5.1.2 Описание опытно-экспериментальной установки

Лабораторная установка с габаритными размерами ($0,5\times 0,7\times 1,2$) м содержит основные элементы теплового насоса с магнитным пускателем, которая оснащена необходимыми контрольно-измерительными приборами. Общий вид и схема её представлены на рис. 5.1 и 5.2.

Парокомпрессионный контур содержит компрессор, кожухозмеевиковый конденсатор и форконденсатор (отключен), а также параллельно соединенные кожухозмеевиковые и трубчатые испарители, ресиверную ёмкость для хранения рабочего тела, запорный вентиль, фильтр осушитель, соленоидный вентиль, предохраняющий испаритель от переполнения хладагентом во время стоянки установки, а также терморегулирующий вентиль, в котором происходит процесс дросселирования и термобаллон.



а)



б)



в)

Рис. 5.1. Лабораторная установка термотрансформаторной системы теплоснабжения с трубопроводной обвязкой основных элементов:

- а) общий вид установки;
- б) вид с правой стороны;
- в) вид с левой стороны.

Для контроля давления рабочего тела в испарителе установлен мановакуумметр, давление в конденсаторе контролировалось показаниями манометра. По шкалам этих манометров определяются соответствующие значения давления рабочего тела, а косвенно и соответствующих температур.

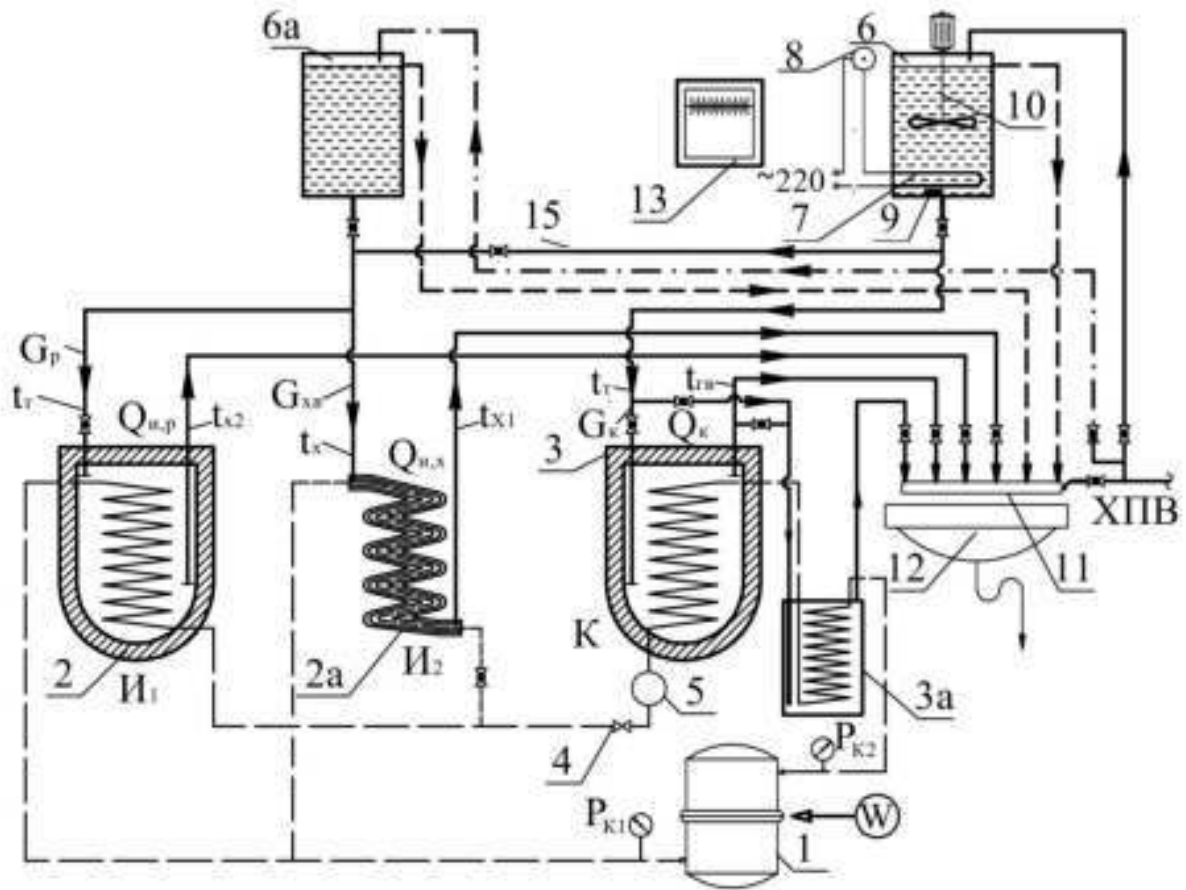


Рис. 5.2. Схема лабораторной установки термотрансформаторной системы теплоснабжения: - - - - - парокompрессионный контур; ———— контур охлаждаемой и нагреваемой воды;

1 – компрессор; 2 и 2а – испарители; 3 – конденсатор; 3а – форконденсатор; 4 – автоматический регулирующий вентиль (ТРВ); 5 – ресивер; 6 – бак постоянного уровня со стабилизирующим нагревом воды; 6а – бак холодной воды; 7 – трубчатый электронагреватель (ТЭН); 8 – регулятор стабилизирующего нагрева; 9 – термобалон регулятора; 10 – турбулизатор жидкости с электроприводом; 11 – система измерения расхода воды; 12 – раковина; 13 – электронный измеритель температур (ЭПП-0.9) 12-ти точечный с термопарами ХК; $P_{к1}$, $P_{к2}$ – манометры; 14 – ХПВ – линия хозяйственно-питьевого водопровода; 15 – соединительный трубопровод догрева.

Для защиты установки от превышения давления нагнетания и от низкого давления всасывания относительно предельных значений служит сдвоенное реле давления Д-220, которое содержит пресостат (защита от высокого давления) и маноконтролер (защита от низкого давления). Для заправки системы и контроля давления при настройке реле давления на всасывающей линии установлен клапан Шредера. В качестве рабочего тела в ТНУ изначально был применен фреон R-12.

В качестве предварительно подогретой воды поступающей из поддона, использовалась подогреваемая вода в баке 6 с автоматическим поддержанием необходимой температуры. Для этого в напорном баке постоянного уровня 6 предусмотрен стабилизирующий нагрев воды посредством трубчатого электрического нагревателя 7 с автоматическим регулятором 8. Уровень размещения баков 6 и 6а для испарителей И1 и И2 обеспечивает регулируемое прохождение необходимого расхода охлаждаемой воды через испарители. В системе предусмотрен пароконденсионный нагрев воды только в конденсаторе без прохождения её через форконденсатор.

Автоматическое поддержание заданной температуры в напорном баке 6 со стабилизацией необходимой температуры рециркуляционного потока обеспечивается электронагревателем мощностью до 1,5 кВт с турбулизатором для исключения температурной стратификации жидкости в баке. Система обеспечивала стабилизацию установленной температуры рециркуляционного потока теплой воды в пределах 20-35 °С с отклонением $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$.

5.1.3 Методика проведения эксперимента

Замер температур и расходов воды в теплонасосной установке производился после стабилизации установившегося теплогидравлического режима, который реально достигался после 2,5-3 часов непрерывной работы

В процессе эксперимента измерялись следующие параметры:

- расход охлаждаемой и нагреваемой среды после теплообменников соответствующего назначения, то есть через испаритель и конденсатор, измерялся весовым способом.

- замер температур охлаждаемой и нагреваемой воды производился на входе и на выходе из соответствующих теплообменников. Измерение температур жидкости на соответствующих участках производилось непрерывно электронным потенциометром ЭПП-0,9, который прошёл Государственную метрологическую аттестацию с предварительно проградуированными хромель-копелевыми термопарами ХК. Одновременно измерение всех температур контролировалось ртутными лабораторными термометрами с ценой деления $0,1^{\circ}\text{C}$ в процессе открытого разлива жидкости. Температура рабочего тела в характерных точках пароконденсационного контура также измерялась с помощью соответствующих термопар. Давление рабочего тела до и после компрессора измерялось сертифицированными и поверенными мановакууметром и манометром. Измерения выполнялись стандартными лабораторными приборами, общая погрешность которых в определении основных расходных и температурных данных не превышала 2-5%.

Вначале устанавливался необходимый расход водных потоков, затем определялись пусковые и рабочие характеристики теплового насоса, а также исследовалась устойчивость работы всей установки в заданном режиме. Моделировались процессы отбора теплоты в каждом испарителе с передачей её рабочим телом теплоносителю, проходящему через конденсатор. Одновременно автоматически регистрировались соответствующие температуры при установленных соотношениях потоков охлаждаемой воды в испарителях и нагреваемой в конденсаторе.

Было проведено три серии экспериментов, которые моделировали соответствующие теплогидравлические режимы догрева нагретой отработанной воды в конденсаторе, поступающей с предварительно установленной температурой воды из поддона контактной камеры согласно схемы, рис. 3.1. При необходимости эксперименты были продублированы.

В процессе исследования температура исходной холодной воды в баке находилась в пределах $(10 \div 23)^\circ\text{C}$, а в имитирующем температуру воды в поддоне при необходимости догревалась до 35°C . Температура рабочего тела теплового насоса после компрессора при компрессионном давлении находилась в диапазоне $(60 \div 70)^\circ\text{C}$. Температура охлаждаемой воды после испарителей в зависимости от исходного температурного уровня находилась в пределах $(10 \div 17)^\circ\text{C}$.

5.1.4 Обработка и анализ результатов опытно-экспериментального исследования

Результаты измерения параметров позволяли определять значения тепловых потоков для соответствующих теплообменников расчётным путём, которые были необходимы для нахождения общей производительности установки. На их основе расчётным путем определялись точное соответствие коэффициентов преобразования.

Энергетический поток нагрева либо охлаждения жидкости определялся расчётным путем согласно зависимости

$$Q = G \cdot c \cdot (t_n - t_k), \text{ Вт}, \quad (5.5)$$

где: G – расход измеряемого потока воды, кг/с;

c – соответствующая средняя теплоёмкость воды, Дж/(кг $^\circ\text{C}$);

t_n и t_k – начальная и конечная температуры жидкости, $^\circ\text{C}$.

На основе (5.5) энергетический поток нагрева теплоносителя в конденсаторе определялся по зависимости:

$$Q_k = c \cdot G_k \cdot (t_{\text{кон}}^k - t_{\text{п}}), \text{ Вт}; \quad (5.6)$$

для первого испарителя:

$$Q_{\text{и},1} = c \cdot G_{\text{и}1} \cdot (t_{\text{н}}^{\text{и}1} - t_{\text{к}}^{\text{и}1}), \text{ Вт}; \quad (5.7)$$

для второго испарителя:

$$Q_{\text{и},2} = c \cdot G_{\text{и}2} \cdot (t_{\text{н}}^{\text{и}2} - t_{\text{к}}^{\text{и}2}), \text{ Вт}; \quad (5.8)$$

Поскольку в лабораторной ТНУ использовались 2 испарителя с одинаковой эффективностью теплопередачи, в дальнейших расчетах значения тепловых потоков устанавливались по их сумме

$$\sum Q_{и} = Q_{и,1} + Q_{и,2}, \text{ Вт.} \quad (5.9)$$

где: $G_{к}$, $G_{и,1}$ и $G_{и,2}$ – соответствующие расходы воды, проходящие через конденсатор, а также испарители 1 и 2, кг/с;

$t_{кон}^к$, $t_{п}$, $t_{н}^{и1}$, $t_{к}^{и1}$ и $t_{н}^{и2}$, $t_{к}^{и2}$ – температуры жидкости на соответствующих участках: горячей воды после конденсатора, в поддоне ($t_{м}$), до и после испарителя 1, до и после испарителя 2, °С.

Тепловой поток нагрева воды в конденсаторе определяется суммарным значением отбираемой теплоты в испарителе, а также теплотой эквивалентной мощности W привода компрессора. Для исследуемой системы он представляется как $Q_{к} = (Q_{и,1} + Q_{и,2}) + W$. На этой основе в анализируемой системе $W = [Q_{к} - (Q_{и,1} + Q_{и,2})]$, в связи с чем для теплонасосной установки коэффициент преобразования представляется в виде

$$\varphi = \frac{Q_{к}}{W} = \frac{Q_{к}}{Q_{к} - (Q_{и,1} + Q_{и,2})} = \frac{Q_{к}}{Q_{к} - \sum Q_{и}} = \frac{1}{1 - \frac{\sum Q_{и}}{Q_{к}}} \quad (5.10)$$

Коэффициент преобразования на основе (5.10) с учетом зависимостей (5.6), (5.7) и (5.8) для соответствующих энергетических потоков после упрощения окончательно представляется соотношением

$$\varphi = \left(1 - \frac{[c \cdot G_{и,1} \cdot (t_{н}^{и1} - t_{к}^{и1})] + [c \cdot G_{и,2} \cdot (t_{н}^{и2} - t_{к}^{и2})]}{c \cdot G_{к} \cdot (t_{кон}^к - t_{п})} \right)^{-1} \quad (5.11)$$

5.1.5 Согласование адекватных результатов аналитического и экспериментального исследования

В виду ограниченных технических возможностей лабораторной установки по изменению соотношения расходов поступающей воды в испарители и конденсатор, логично стало сопоставить конечную температуру нагретой воды в конденсаторе $t_{к}^к$ по результатам лабораторного

исследования с ее рассчитанным аналитическим значением для диапазона реальных значений коэффициентов преобразования $\varphi=(2; 4; 6 \text{ и } 8)$.

После преобразования отбираемый тепловой поток в испарителе $Q_{и}$ приобретает следующий вид

$$Q_{и} = (1 + j) \cdot \left[\left((1 + j) \cdot \frac{1 + \Theta \cdot (1 + \beta)}{(1 + j)} \right)^{+j} \cdot t_{и}^H - t_{и}^K \right] \quad (5.14)$$

Соотношение тепловых потоков $Q_{и}/Q_{к}$ базируется на основе соотношения соответствующих расходов $\frac{G_{и}}{G_{к}} = \frac{1 + j}{1 + \beta}$. Тепловой поток, генерируемый в конденсаторе, определяется зависимостью, учитывающей относительный расход нагреваемой среды.

Окончательно, аналитический расчет температуры нагрева воды после конденсатора производится для соответствующего коэффициента преобразования (из зависимости $\varphi = \frac{1}{1 - \frac{Q_{и}}{Q_{к}}}$) в следующем виде:

$$t_{к} = t_{м} + \frac{\bar{G} \cdot \left[\left((1 + j) \cdot \frac{1 + \Theta \cdot (1 + \beta)}{(1 + j)} \right)^{+j} \cdot t_{и}^H - t_{и}^K \right]}{1 - \frac{1}{\varphi}} \quad (5.15)$$

где $t_{и}^H$ и $t_{и}^K$ – температура воды соответственно до и после испарителя, °С.

Конечная температура воды после испарителя в компьютерных расчетах принималась равной 5 °С. В экспериментальном исследовании ее значение определялось техническими возможностями лабораторной ТНУ, при этом значение $t_{и}^K$ находились в пределах (6÷12), °С.

Начальная температура нагретой воды в конденсаторе определяется интенсивностью тепломассообменного процесса при взаимодействии газов

после теплообменника 12 с водой после теплообменника 15 в контактной камере. Ее значение определено предварительно расчетом (табл. 3.4 t_m) при начальной температуре газов ($50 \div 100$), °С, где t_m находится в пределах $27 \div$, °С

Для экспериментального исследования это значение обеспечивалось в процессе предварительного нагрева воды в баке №6 лабораторной ТНУ.

Температура нагреваемой воды после конденсатора в зависимости (3.63) представляет собой комплекс взаимосвязанных параметров. В связи с этим, в экспериментальном исследовании указанная температура $t_{\text{конд}}$ являлась искомой в лабораторной установке. Для достоверности результатов аналитических исследований стало необходимым подтвердить зависимость конечной температуры на выходе из конденсатора $t_{\text{конд}}$ от исходной температуры воды, поступающей в поддон, то есть t_m , в диапазоне характерных значений коэффициента преобразования ($\varphi=1,59; 1,64; 4,2; 9,01$).

Графическая адекватность результатов сопоставления экспериментального и аналитического исследования температуры воды после конденсатора в зависимости от температуры предварительно нагретой воды, поступающей из поддона представлена на рис 5.3. Представленные графики рассчитаны по аналитической зависимости (5.15) при следующих данных: $\theta=0,3; \beta=0,2; j=0,2; \frac{G_{\text{и}}}{G_{\text{к}}} = \frac{3}{1}$, согласующиеся с используемыми данными в процессе проведения экспериментального исследования.

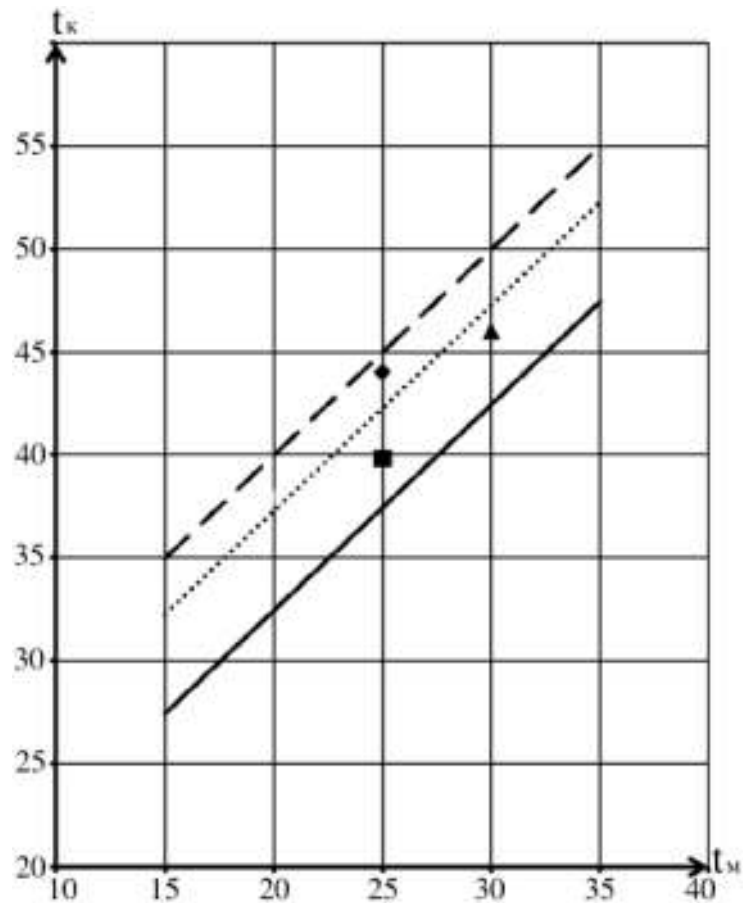


Рис 5.3. Зависимость температуры нагретой воды после конденсатора t_k от температуры воды поступающей из поддона t_m (при $\theta=0,3$; $\beta=0,2$): аналитические расчеты при: — - $\phi=2$; - - - - - $\phi=6$; ••••• - $\phi=8$. экспериментальные значения при: - $\phi=1,62$; - \blacklozenge $\phi=5,34$; \blacktriangle - $\phi=8,73$

Из результатов экспериментального исследования следует, что зависимость температуры нагреваемой среды после конденсатора от температуры ее предварительного нагрева в поддоне (в диапазоне характерных значений действительного коэффициента преобразования $\phi=2\div 8$) удовлетворительно согласуется с девятипроцентным расхождением относительно аналитических и расчетных данных.

5.2 Технико-экономическая эффективность утилизации темотрансформированной энергии отработанных газов

5.2.1 Определение располагаемой теплоты и экономии топлива в процессе утилизации энергии отработанных газов

Располагаемый тепловой поток в процессе охлаждения газов вращающихся печей в результате интегрирования контактно-рекуперативного и термотрансформаторного отбора энергии определяется на основе известной производительности печи $G_{\text{п}}$ и удельной теплоты отработанных газов q_{yx} , приходящейся на 1 кг клинкера, согласно зависимости:

$$Q_{\text{yx}}^{\text{кл}} = G_{\text{п}} \cdot q_{\text{yx}}, \text{ Вт}, \quad (5.16)$$

Анализируемый тепловой поток определяется также расходом отработанных газов $G_{\text{г}}$ с известной начальной и конечной температурами, то есть:

$$Q_{\text{yx}}^{\text{г}} = G_{\text{г}} \cdot c \cdot (t_{\text{г}} - t_{\text{o}}), \text{ Вт}, \quad (5.17)$$

где: $G_{\text{г}}$ - расход удаляемых газов, кг/ч;

c – удельная теплоемкость отработанных газов, зависящая от их температур и состава, которая для анализируемого диапазона температур принята 0,35, кДж/кг;

$t_{\text{г}}$ - начальная температура отработанных удаляемых из печи газов, °С;

t_{o} - конечная температура после охлаждения, которая согласно [36] принимается равной 20 °С.

Результаты расчета тепловых потоков по зависимостям (5.16) и (5.17) представлены в табл. 5.1 и табл. 5.2. Из представленных данных следует, что значения Q_{yx} , определяемые по (5.16) и (5.17), весьма близки по величине

утилизируемого теплового потока, в связи с чем для установленных значений может быть определена экономия сжигаемого топлива ΔB в печи за соответствующий период по зависимости:

$$\Delta B = \frac{Q_{yx}^{кл}}{Q_n^p \cdot \eta}, \text{ кг/ч;} \quad (5.18)$$

где Q_n^p - низшая теплота сгорания условного топлива;

η – КПД печи, принят 0,5.

На основе установленного расхода (5.18) определяется годовая экономия топлива ΔB :

$$\overline{\Delta B} = \Delta B \cdot n_{сут} \cdot n_{год} \cdot k_{кна}, \text{ т/год.} \quad (5.19)$$

где $n_{сут}$ - количество рабочих часов печи в сутках, ч;

$n_{год}$ - количество рабочих суток печи в году, сут;

$k_{кна}$ - годовой коэффициент учета продолжительности работы печи, %.

Результаты расчета теплового потока и экономии сжигаемого топлива для характерных типоразмеров цементных и керамзитных печей представлены в табл. 5.1 и 5.2.

Как следует из результатов – экономия сжигаемого топлива в процессе охлаждения отработанных газов вращающихся печей производства цемента и керамзита [9, 5] составляет для цементных печей 7415 кг у.т./ч, а для керамзитных печей 343 кг у.т./ч. В пересчете на годовую экономию сжигания топлива в цементных печах экономится 51964 т/год, а в керамзитных 2401 т/год.

Таблица 5.1

**Определение располагаемого теплового потока и экономии топлива в процессе охлаждения
отработанных газов вращающихся печей**

Располагаемый тепловой поток									Экономия топлива
Расход Q_{yx} по материалу (клинкер)				по параметрам отходящих газов					ΔВ, кг у.т.
№ печи, диаметр, длина	G^r , кг/ч	c , ккал/кг	Q_{yx} , ккал/ч	G^r , кг/ч	c , кДж/кг	t_r , °С	t_o , °С	Q_{yx}^r , Вт	
Цементная печь									
№6, 5,18x5 м	72900	307	22380300	275000	0,35	252	20	22330000	7415
Керамзитная печь									
4x22 м	9132	113	1031916	16000	0,35	200	20	1008000	343

Таблица 5.2

Экономия замещаемого топлива

Годовая: $\Delta B = \Delta B \cdot n_{сут} \cdot n_{год} \cdot k_{кна}$			
$n_{сут}$, час	$n_{год}$, сут	$k_{кна}$	ΔВ, т/год
Цементная печь			
24	365	0,8	51964
Керамзитная печь			
24	365	0,8	2401

5.2.2 Определение энергии теплонасосной составляющей в общем потоке утилизируемой теплоты отработанных газов

Ввиду относительно высокой стоимости оборудования парокompрессионных тепловых насосов, применяемых в качестве высокоэффективных средств энергосбережения, представляет интерес соотношение энергетической компоненты теплонасосной составляющей в общем потоке утилизируемой теплоты, генерируемой в разработанной системе теплоснабжения. Из анализа разработанной контактно-рекуперативной системы с тремотрансформаторной составляющей охлаждения отработанных газов вращающейся печи, рис 3.1, следует, что энергетический поток теплонасосной составляющей относительно общей мощности утилизируемой теплоты может быть представлен в следующем виде

$$\bar{Q}_{\text{ТН}} = \frac{Q_{\text{П}}}{Q_{\text{Г}}} = \frac{G_{\text{П}} c_{\text{В}} (t_{\text{К}} - t_{\text{М}})}{G_{\text{Г}} c_{\text{Г}} (t_{\text{Г}} - t_{\text{УХ}})}, \quad (5.20)$$

где $Q_{\text{П}}$ и $Q_{\text{Г}}$ – соответственно теплота нагреваемого энергоносителя, проходящего через конденсатор, и общая теплота охлаждения отработанного газа, Вт,

$G_{\text{П}}$ и $G_{\text{Г}}$ – расходы проходящего энергоносителя через конденсатор и отработанных газов, кг/с,

$t_{\text{К}}$ и $t_{\text{М}}$ – конечная температура нагрева теплоносителя в конденсаторе и температура смеси воды, поступающей из поддона системы, °С,

$t_{\text{Г}}$ и $t_{\text{УХ}}$ – начальная и конечная температура отработанных газов, °С.

Следуя анализу структурно-функциональной взаимосвязи элементов предложенной системы, рис 3.1, а также закономерности распределения нагреваемой воды при взаимодействии с низкотемпературным газом (согласно п.п. 3.4.1) следует, что на исходный технологический цикл подогретая вода поступает с расходом $G_{\text{техн}}$ в соотношении Θ относительно того расхода теплоносителя $G_{\text{П}}$, который направляется для дальнейшего нагрева из поддона в конденсатор. Поэтому, пренебрегая незначительным

влиянием изменения расхода сконденсировавшихся водяных паров из газов в общем потоке нагреваемой среды, справедливо соотношение

$$G_{\text{техн}} = G_{\text{хв}} - G_{\text{гв}} = \Theta G_{\text{п}}. \quad (5.21)$$

Принимая во внимание взаимосвязь соотношения расхода отработанного газа $G_{\text{г}}$ и общего расхода нагреваемой среды в контактных камерах $(G_{\text{к1}} + G_{\text{к2}})$ согласно (3.33) в виде $a = G_{\text{г}} / (G_{\text{к1}} + G_{\text{к2}})$, взаимосвязь расходов газового потока $G_{\text{г}}$ и проходящего теплоносителя через конденсатор $G_{\text{п}}$ представляется следующим соотношением при соответствующем упрощении в виде

$$G_{\text{г}} = a(G_{\text{к1}} + G_{\text{к2}}) = a[(G_{\text{хв}} - G_{\text{гв}}) + G_{\text{п}}] = a(1 + \Theta) G_{\text{п}}. \quad (5.22)$$

В результате теплонасосная составляющая (5.20) с учетом (5.22) приобретает следующий вид

$$\bar{Q}_{\text{тн}} = \frac{G_{\text{п}} c_{\text{в}} (t_{\text{кд}} - t_{\text{м}})}{G_{\text{п}} a (1 + \Theta) c_{\text{г}} (t_{\text{г}} - t_{\text{yx}})} = \frac{c_{\text{в}} (t_{\text{кд}} - t_{\text{м}})}{a (1 + \Theta) c_{\text{г}} (t_{\text{г}} - t_{\text{yx}})}. \quad (5.23)$$

Следует отметить, что диапазон рациональных соотношений греющей и нагреваемой среды a для отработанных газов с начальной температурой $t_{\text{г}}$ был ранее установлен в работе (разделе 3). Из определения физического

смысла соотношения $\Theta = \frac{G_{\text{техн}}}{G_{\text{п}}}$ следует, что, например, при $\Theta = 1$

соблюдается равенство распределяемых расходов воды из поддона для технологического назначения $G_{\text{техн}}$ и поступающего $G_{\text{п}}$ для последующего подогрева в конденсаторе и для предельно возможного нагрева в теплообменнике предварительного охлаждения газа, обеспечивающего высокоэффективный рекуперативный нагрев воды систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. Таким образом очевидно, что для анализа работы предложенной системы диапазон его реального соотношения Θ следует рассматривать в пределах $0,5 \div 2$, то есть при их соотношении в диапазон $(1/2 \div 2/1)$.

Графическая интерпретация теплонасосной составляющей теплового потока $\bar{Q}_{\text{тн}}$ согласно уравнению (5.23) в зависимости от соотношения

расходов энергоносителей на технологическое теплотребление и через конденсатор Θ при работе термотрансформаторной системы иллюстрируется на рис. 5.4 при следующих исходных данных: $t_r=100$ и 60 °С в условиях $\beta=0,5$, при котором $a=2,6$ и $3,35$ для анализируемых температур нагрева воды в конденсаторе до $t_{кд}=60$ и 80 °С (для $t_r=100$ °С) и $t_{кд}=45$ и 55 (для $t_r=60$ °С) при соответствующих значениях $t_m=37,5$ и $32,5$ °С.

Из графиков закономерно следует, что теплонасосная составляющая в общем потоке генерируемой теплоты для усовершенствованной схемы системы теплоснабжения, рис. 5.4, находится в пределах $0,22 \div 0,45$ при соответствующих начальных температурах низкотемпературных газов 100 и 60 °С в характерных условиях работы с равным соотношением расходов воды ($\Theta=1$) для технологического и коммунально-бытового назначения. Для базовой схемы системы (рис. 3.1) теплонасосная составляющая находится в пределах $0,36 \div 0,71$. Результаты отражают более привлекательный вариант усовершенствованной схемы системы, что логично, так как в базовом варианте схемы системы весь теплоноситель после конденсатора 21 делится на две части. Очевидно также, что теплонасосная компонента существенно снижается при увеличении отбора теплоты на технологическое потребление при повышении интенсивности строительно-технологического производства в весенний и летний периоды года, что удачно согласуется со снижением теплового потока для систем коммунально-бытового теплоснабжения в процессе их эксплуатационного регулирования.

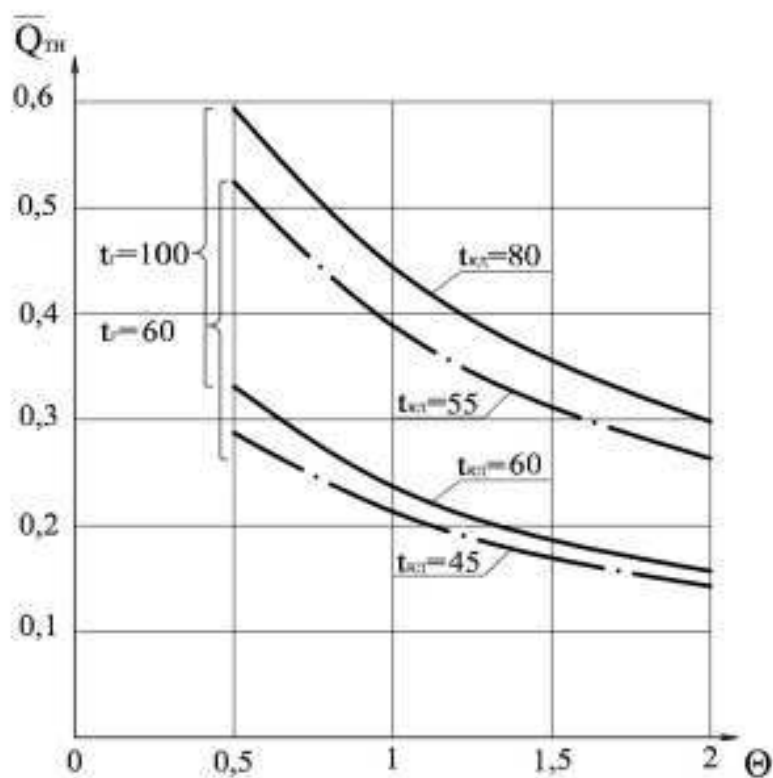


Рис. 5.4 Зависимость теплонасосной составляющей в общем потоке утилизируемой теплоты в системе от соотношения распределения расходов нагретой воды из поддона для технологического и коммунально-бытового назначения (для усовершенствованного варианта системы): — - $t_{кд}=60$ и 80°C при $t_r=100^{\circ}\text{C}$; - · - · - · - $t_{кд}=45$ и 55°C при $t_r=60^{\circ}\text{C}$.

Для варианта базовой схемы системы, графическая интерпретация теплонасосной составляющей теплового потока в зависимости от соотношения расходов энергоносителей на технологическое теплоснабжение и через конденсатор Θ иллюстрируется на рис. 5.5 при следующих исходных данных: $t_r=100$ и 60°C в условиях $\beta=0,5$, при котором $a=1,58$ и $1,98$ для анализируемых температур нагрева воды в конденсаторе до $t_{кд}=60$ и 80°C (для $t_r=100^{\circ}\text{C}$) и $t_{кд}=45$ и 55 (для $t_r=60^{\circ}\text{C}$) при соответствующих значениях $t_M=37,5$ и $32,5^{\circ}\text{C}$ (табл. 3.4)

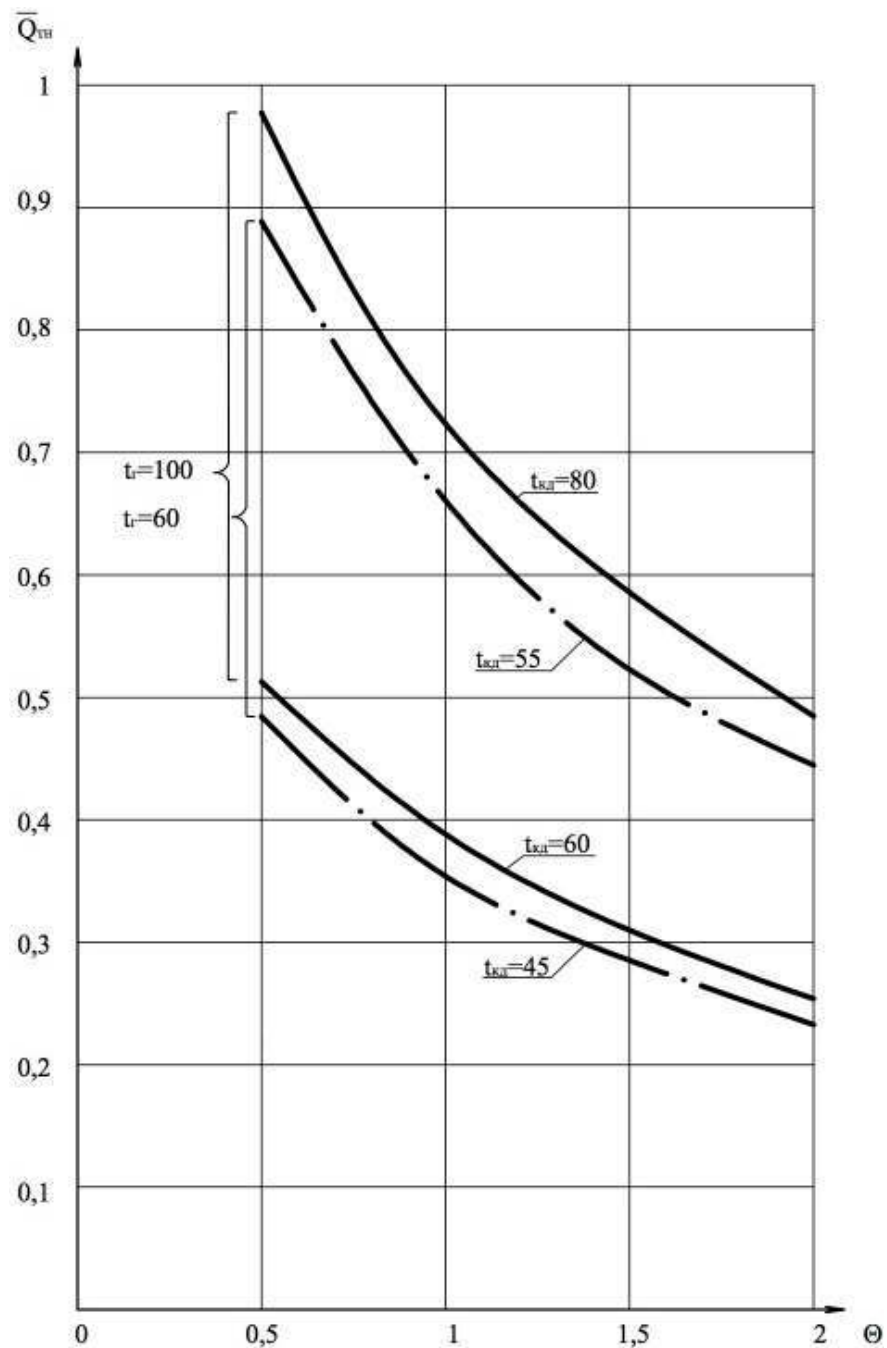


Рис. 5.5 Зависимость теплонасосной составляющей в общем потоке утилизируемой теплоты в системе от соотношения распределения расходов нагретой воды из поддона для технологического и коммунально-бытового назначения (для базового варианта системы): — - $t_{kd}=60$ и 80°C при $t_r=100^{\circ}\text{C}$; -·-·-· - $t_{kd}=45$ и 55°C при $t_r=60^{\circ}\text{C}$.

Сопоставительный анализ результатов подтверждает, что энергия теплонасосной компоненты в суммарном утилизируемом тепловом потоке является незначительной величиной, как для усовершенствованной системы,

так и для ее базовой структуры в условиях преобладания теплового потока теплотехнологического назначения.

Полученный результат дополнительно подтверждает технико-экономическую целесообразность применения разработанных термотрансформаторных систем для промышленного теплоснабжения, обладающих повышенными возможностями энергосбережения в технологии производства строительных материалов и изделий на основе теплонасосной утилизации теплоты отработанных низкотемпературных газов.

5.3 Определение экологической эффективности предложенной системы

Кроме главного показателя прямой технико-экономической эффективности применения ТНУ разработанных систем за счет снижения расхода первичного топлива в процессе утилизации теплоты для теплоснабжения представляет интерес оценка эколого-экономической составляющей эффективности, связанной с охраной окружающей среды.

Эколого-экономическая эффективность применения ТНУ базируется на снижении вредных выбросов в результате сокращения расхода первичного топлива $\Delta \bar{B}$ по сравнению с расходом его в традиционных теплогенерирующих установках B_k , которая может быть определена по зависимости (2.25).

В работе [57] показано, что замена твердотопливного котла мощностью 1,163 МВт (1,0 Гкал/ч) на теплонасосную установку, работающую с коэффициентом преобразования $\varphi_{\text{год}}=4,0$, позволяет достичь экономии топлива за отопительный период до 228 т.у.т. При этом снижаются выбросы вредных веществ в зоне дислокации теплогенератора: золы - на $\sim 1,4$ т.; $\text{SO}_2 \sim 2,2$ т.; $\text{NO}_2 \sim 1,7$ т.; $\text{CO} \sim 9,1$ т.; сажи $\sim 3,7$ т.; ПАУ ~ 23 кг и особенно опасного канцерогена бензпирена на $\sim 1,1$ кг. Одновременно сокращаются выбросы парниковых газов CO_2 до ~ 640 т.

В работе [55] также проанализирована экологическая эффективность применения ТНУ по сравнению с традиционными источниками теплоты, работающими на органическом топливе. Автором выполнены расчёты для котельных с абонентской тепловой мощностью 1,163 МВт (1,0 Гкал/ч), при годовой выработке тепловой энергии 2616 Гкал; расход топлива на ТЭЦ – 0,3 кг условного топлива на 1 кВт·ч; теплотворная способность: угля – 19,5 МДж/кг, мазута – 39,0 МДж/кг, природного газа – 33,24 МДж/м³.

Экологическая эффективность применения ТНУ по сравнению с местными котельными на твёрдом, жидком и газообразном топливе, а также с электрическими теплогенераторами, потребляющими электрическую энергию от ТЭС, приведена в таблице 5.3.

Из этой таблицы следует, что парокompрессионные теплонасосные установки при работе на низкотемпературном источнике теплоты, имеющим температуру +8°С с коэффициентом преобразования $\varphi = 3,6$, позволяют существенно повысить экологические показатели теплонасосных источников энергии (по выбросам окислов азота, серы, окиси и двуокиси углерода – до двух раз) по сравнению с угольными котельными и с 30% улучшением выше упомянутых показателей по сравнению с котельными, работающими на природном газе.

Таблица 5.3

Вредные выбросы за отопительный сезон (5448 ч) от различных теплоисточников тепловой мощностью 1,16 МВт

Наименование выброса, т/г	Тепловой насос ($\varphi = 3,6$)	Электрообогрев, газовая котельная	Угольная котельная
SO ₂	10,56	38,02	21,77
NO ₂	3,70	13,31	7,62

Твёрдые частицы	2,46	8,89	5,8
Фтористые соединения	0,087	0,313	0,182
Всего	16,81	60,53	34,65

Графиками [55], приведенными на рис. 5.6, иллюстрируется относительное снижение выбросов «парникового» углекислого газа по сравнению с газовыми котлами одинаковой тепловой мощности при их различных КПД в случае альтернативной работы парокомпрессионной ТНУ, получающей электроэнергию от конденсационной электростанции (КЭС), с различными значениями коэффициентов сезонного преобразования SEER. Последний представляет отношение общей тепловой энергии в кВт·час, выработанной за сезон, к общей израсходованной электроэнергии в ТНУ за этот период, т.е. это средний за сезон коэффициент преобразования $\varphi_{\text{ср}}$.

Из представленных результатов видно, что применение теплонасосных установок в системах местного теплоснабжения обеспечивает весьма существенное улучшение экологической обстановки в населённых пунктах. При этом сжигание топлива в городских котельных заменяется совместным производством электроэнергии и теплоты на ТЭС за пределами населённых пунктов, что происходит с меньшими затратами топлива, чем при традиционном теплоснабжении с котлами.

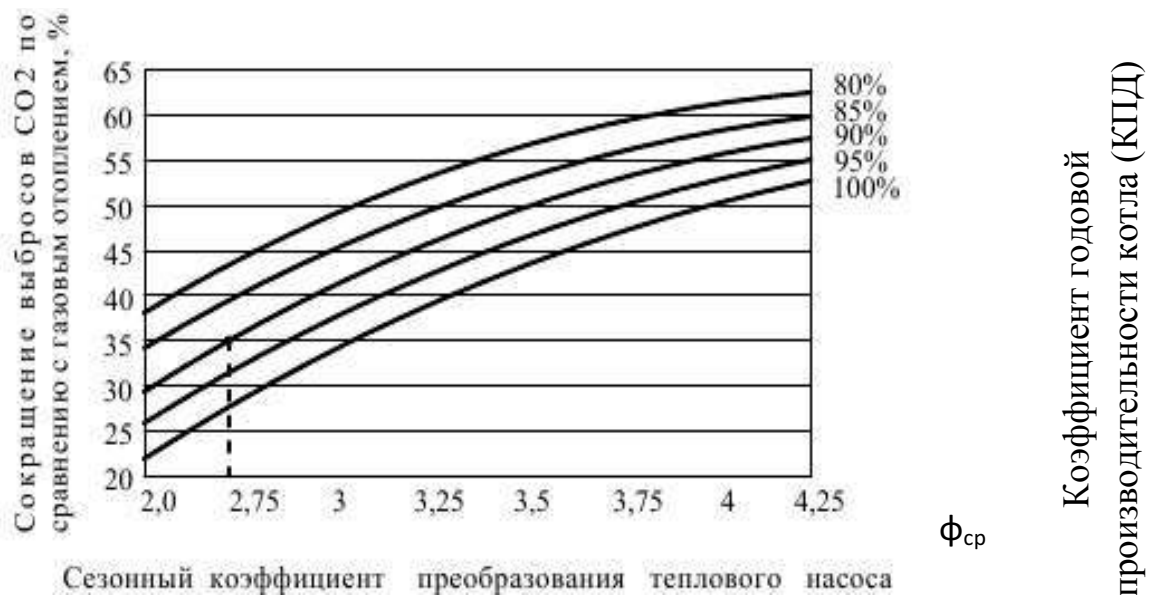


Рис. 5.6. Сравнение электроприводных ТН с газовыми котлами по выбросам CO₂ [58].

5.4 Выводы

1. Экспериментальные исследования, проведенные с целью определения эффективности преобразования энергетических потоков от соотношения греющей и нагреваемой среды, а также определения температуры нагреваемой воды после конденсатора теплонасосной установки проведены в диапазоне рециркуляционной части для догрева отработанных газов в теплообменнике 8 ($j=0,1; 0,2; \dots 0,5$), и в диапазоне соотношений расходов на отопительно-вентиляционные нужды и горячее водоснабжение ($\beta=3\dots 0,3$). При этом диапазон соотношения расходов охлаждаемой воды в испарителе и нагреваемой воды в конденсаторе $\frac{G_{и}}{G_{к}}$ находился в пределах $0,5\dots 0,3\div 3$. Из сопоставления результатов аналитического и экспериментального исследования следует, что зависимость температуры нагреваемой среды после конденсатора от температуры ее предварительного нагрева в поддоне (в диапазоне характерных значений действительного коэффициента преобразования $\varphi=2\div 8$) удовлетворительно согласуются с девятипроцентным расхождением.

2. Результатами аналитического исследования установлено, что для характерных условий равенства расходов воды из поддона для технологического и коммунально-бытового назначения теплонасосная составляющая утилизируемой теплоты в общем энергетическом потоке находится в пределах $0,22 \div 0,45$ при соответствующих начальных температурах низкотемпературных газов 100 и 60 °С. Теплонасосная компонента существенно снижается при увеличении отбора теплоты на технологическое потребление.

3. Определение технико-экономической эффективности теплонасосной утилизации теплоты отработанных газов позволило установить, что экономия сжигаемого топлива составляет соответственно для цементной печи 51964 т/год, а для керамзитной печи 2401 т/год.

4. Экономия топлива в процессе утилизации теплоты отработанных газов обеспечивает снижение поступления наиболее вредных выбросов в окружающую среду, а именно:

- по SO₂ для газового топлива до 27,77%, для угольного топлива до 48,51%;
- по NO₂ для газового топлива до 27,8%, для угольного топлива до 48,56%.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

1. Анализ энергетической эффективности систем рекуперативного, контактного и контактно-рекуперативного средств отбора теплоты из отработанных низкотемпературных газов свидетельствует о необходимости поиска более эффективных методов глубокого их охлаждения с одновременным повышением температуры нагреваемой среды для абонентских систем. Известные теплонасосные системы теплоснабжения на основе охлаждения отработанных газов энергетических установок обладают возможностями высокоэффективного отбора и утилизации теплоты. Однако им свойственны повышенные общие расходы на теплонасосные системы, при этом они не могут быть непосредственно адаптированы для решения поставленной задачи.
2. Впервые предложен концептуальный подход отбора и утилизации теплоты отработанных газов, который предусматривает следующие этапы: тонкую очистку газа, контактное взаимодействие греющей среды и воды, которая нагревается, с ее регенерацией, нагрев части воды после контактной камеры в конденсаторе теплонасосной установки с последующим догревом ее газами с начальной температурой, а также конечное охлаждение газа до температуры окружающей среды.
3. Разработана новая система контактно-рекуперативного отбора теплоты из отработанных низкотемпературных газов для повышения эффективности утилизации теплоты сжигаемого топлива в печных агрегатах на основе теплонасосной трансформации энергетических потоков для промышленного и коммунально-бытового теплоснабжения, которая рассматривается как базовая на основе предложенного по ПУ на изобретение № 100923. В результате аналитического исследования установлена модифицированная зависимость коэффициента преобразования, который позволяет проводить комплексную оценку энергетической эффективности предложенной системы. Она учитывает как исходные условия и режимные параметры абонентских систем, определяя эффективность совместной работы систем контактно-

рекуперативного отбора и потребления теплоты, так и характер теплообменных процессов при различном соотношении температур и расходов греющей среды и нагреваемой воды.

4. В результате исследования предложенной системы выявлено, что в диапазоне начальных температур отработанных газов ($150 \div 50^\circ\text{C}$) рациональное соотношение греющей среды и нагреваемой воды в процессе контактного взаимодействия, находится в пределах ($a=0,44 \div 3,2$). Для отработанных газов с температурой 150°C отмечаются повышенные значения коэффициентов преобразования до 5-10, которые растут при снижении соотношения расхода теплоносителя для технологического и коммунально-бытового назначения. При этом целесообразные значения соотношения расходов на отопительно-вентиляционные процессы и горячее водоснабжение находятся в пределах $\beta = 0,35 \div 0,75$. Диапазон предварительного охлаждения газа с температурой $t_r = 75^\circ\text{C}$ целесообразно поддерживать в пределах $\bar{\Delta}t_{\text{по}} = 0,33 \div 0,5$ со снижением соотношения указанных расходов при эксплуатационном регулировании энергоносителей. Для газов с температурой $t_r = 150^\circ\text{C}$ степень предварительного охлаждения заметно сужается $\bar{\Delta}t_{\text{по}} = 0,2 \div 0,25$.

5. Усовершенствованный вариант базовой системы обеспечивает не только повышенную эффективность отбора теплоты с увеличением температуры абонентского теплоносителя начальными горячими газами, но и степень их очистки. Для отработанных газов с температурой ($150 \div 50$) $^\circ\text{C}$ рациональное соотношение греющей среды и нагреваемой воды находится соответственно в пределах ($a=1,2 \div 3,5$). Увеличение коэффициентов преобразования отмечается при растущем соотношении расходов в отопительно-вентиляционных системах и системах горячего водоснабжения $\beta = 3,9 \div 8,1$.

6. Целесообразные значения предварительного охлаждения газов с соответствующими температурами $t_r = 100^\circ\text{C}$ и $t_r = 150^\circ\text{C}$ следует поддерживать в диапазоне $\bar{\Delta}t_{\text{по}} = 0,5 \div 0,79$ и $\bar{\Delta}t_{\text{по}} = 0,55 \div 1$. Их рост

сопровождается при эксплуатационном регулировании со снижением соотношения расходов в системах отопления и горячего водоснабжения. Таким образом, усовершенствованный вариант системы имеет большую энергетическую эффективность по сравнению с базовым вариантом, прежде всего в теплый период года, и превосходит его в надежности.

7. Экспериментальное исследование проведено с целью определения эффективности преобразования энергетических потоков в зависимости от соотношения греющей среды и нагреваемой воды при ($j=0,1; 0,2 \dots 0,5$) и ($\beta=3 \dots 0,3$), диапазон изменения G_i/G_k рассматривался в пределах $0,5 \dots 0,3 \div 3$. На этой основе определялись действительные коэффициенты преобразования φ и соответствующие температуры нагрева воды после конденсатора. Сопоставлением расчетов по установленной аналитической зависимости и результатов экспериментального исследования подтверждена высокая эффективность преобразования энергетических потоков и соответствующих температур нагреваемой воды после конденсатора, которые удовлетворительно согласуются с девятипроцентным расхождением.

8. Установлено, что теплонасосная составляющая утилизируемой теплоты в общем энергетическом потоке системы находится в пределах $0,22 \div 0,45$ при соответствующих начальных температурах отработанных газов 100 и 60 °С, она существенно снижается при росте отбора теплоты на технологическое теплопотребления.

9. Определение технико-экономической эффективности интеграции контактно-рекуперативной и теплонасосной утилизации теплоты отработанных газов позволило установить, что экономия топлива, сжигаемого для характерных типоразмеров цементных и керамзитных печей составляет 51964 т/год и 2401 т/год соответственно. Одновременно обеспечивается снижение поступления наиболее вредных выбросов в окружающую среду: - по SO_2 до $27,77\%$ и в $48,51\%$, а - по NO_2 до $27,8\%$ и до $48,56\%$ соответственно для газового и угольного топлива.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Холин И.И. Справочник по производству цемента [Текст] / Холин И.И. – М.: Государственное издательство литературы по строительству, архитектуре и строительным материалам, 1963. — 852 с.
2. Підвищення теплоенергетичної ефективності виробництва сипучих будівельних матеріалів в обертових печах [Текст] / Отчет по НИР – 2012, 96 с.
3. Бобровников Н.А. Охрана воздушной среды от пыли на предприятиях строительной индустрии [Текст], Бобровников Н.А. – М.: Стройиздат, 1981, 215с.
4. Руководство ЕМЕП/ЕАОС по инвентаризации выбросов 2009 [Текст] / Европейское агенство по окружающей среде, 2009. - 28 с.
5. Онацкий, С. П. Производство керамзита [Текст] / С. П. Онацкий. - М.: Стройиздат, 1987. – 333 с.
6. Древицкий, Е. Г. Повышение эффективности работы вращающихся печей [Текст] / Е. Г. Древицкий, А. Г. Добровольский, А. А. Коробок. - М.: Стройиздат, 1990. – 225 с.
7. Дворкин Л. И. Строительные минеральные вяжущие материалы [Текст] / Дворкин Л. И., Дворкин О. Л. – М.: Инфра-Инженерия, 2011. - 544 с.
8. Алексеев Б. В. Технология производства цемента [Текст] / Алексеев Б.В. - М.: Высш. школа, 1980. — 266 с.
9. Ходоров, Е. И. Печи цементной промышленности [Текст] / Е. И. Ходоров. - Л.: Изд. литературы по строительству, 1968. – 456 с.
10. Аронов И.З. Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа [Текст] / Аронов И.З. – Недра, 1978. – 280 с.
11. Фиалко Н.М. Эффективность систем утилизации теплоты отходящих газов энергетических установок различного типа [Текст] / Фиалко Н.М., Шеренковский Ю.В., Степанова А.И., Навродская Р.А.,

- Голубинский П.К., Новаковский М.А. // Пром. Теплотехника – 2008. – Т.30, №3. – С. 68-76.
12. Бродянский В. М. Эксергетический метод и его приложения [Текст] / Бродянский В. М., Фратшер В., Михалек К. – М.: Энергоиздат, 1988. – 288 с.
 13. Шаргут Я. Эксергия [Текст] / Шаргут Я., Петела Р. – М.: Энергия, 1968. – 280 с.
 14. Семенюк Л. Г. Методика определения тепловой мощности теплоутилизаторов [Текст] / Л.Г. Семенюк – Промышленная энергетика, №7, 1972, с 28, 30, 31.
 15. Толмшток Л. И. Снижение потребления энергии в процессах переработки нефти [Текст] / Толмшток Л. И., Халдей К. З. – М.: Химия, 1990. – С. 42-43.
 16. Семенюк Л. Г. Гидравлический режим комплексных теплоутилизационных установок контактного типа [Текст] – Семенюк Л. Г. - Теплоэнергетика, №3, 1992, с 44-47
 17. Семенюк Л. Г. Комплексное использование природного газа в котельных установках с контактными экономайзерами [Текст] / Л.Г. Семенюк, И.З. Аронов, Г.А. Пресич и др. – Промышленная энергетика, №10, 1981.
 18. Григоров В.Г. Утилизация низкопотенциальных тепловых вторичных энергоресурсов на химических предприятиях [Текст] / В.Г. Григоров, В.К. Нейман, Л.Г. Семенюк и др. – М.: Химия, 1987.
 19. Гаврилов А.Ф. Влияние влаги, вводимой в горячий воздух, на содержание окислов азота в продуктах сгорания газа и мазута [Текст] / Гаврилов А.Ф., Гаврилов А.Ф., Туркестанов Е.Л. - Теплоэнергетика, №9, 1983.
 20. Пеккер Я.Л. Теплотехнические расчеты по приведенным характеристикам топлива [Текст] / Пеккер Я.Л. -М.: Энергия, 1977, 256 с.

21. Кремнев О.А. Воздушно-водоиспарительное охлаждение оборудования [Текст] / Кремнев О.А., Сатановский А.Л. – М.: Машиностроение, 1967. – 240 с.
22. Семенюк Л.Г. Получение конденсата при глубоком охлаждении продуктов сгорания [Текст] / Семенюк Л.Г. - Промышленная энергетика, 1987, №8.
23. Лукьянов О.В. Многоступенчатая схема мокрой очистки вентиляционных выбросов в условиях цементного производства – Диссертация на получения ученой степени кандидата наук, Киев, 1993.
24. Семенюк Л.Г. Комплексная система утилизации тепла уходящих газов котлов [Текст] / Семенюк Л.Г. – Промышленная энергетика, №2, 1991, С. 37-40.
25. Хавин А.А. А. с. Установка для утилизации тепла и очистки дымовых газов [Текст] / А.А. Хавин, Н.П. Очеретянко и С.М. Комков – Опытное конструкторско-технологическое бюро по интенсификации теплообменных процессов Института технической теплофизики АН УССР, 1985, 3 с.
26. Петраш В. Д. А. с. № 1474376 Установка утилизации теплоты горячих газов [Текст] / В.Д. Петраш, М.М. Полунин, А.Д.Петраш - Москва, ВНИИГПЭ, регистр. 1988 г.
27. Равич М. Б. Эффективность использования топлива [Текст] / М.Б. Равич. – М.: Наука, 1977. – 344 с.
28. Друскин Л.И. Эффективное использование газа в промышленных установках [Текст] / Друскин Л.И., М.: Энергоиздат, 1992,. – 176 с.
29. Петраш В. Д. Теплые насосы [Текст] / Петраш В.Д. – Одесса,
30. Петраш В.Д. Эффективность теплонасосного теплоснабжения с двигателем внутреннего сгорания [Текст] / Петраш В.Д., Басист Д.В., Сорокина И.В. - Вісник ОДАБА, № 30, Одеса, 2008, С. 243-249.
31. В.П. Проценко и др. Тепловые насосы. Учебное пособие ВЗПИ [Текст] / В.П. Проценко – М., 1974, 98 с.

32. Карпис Е.Е. Энергосбережение в системах кондиционирования воздуха [Текст] / Карпис Е.Е. – М.: Стройиздат, 1986, 269 с.
33. Елистратов С.Л. Энергетическая эффективность комбинированных отопительных установок на базе тепловых насосов с электроприводом с электроприводом [Текст] / Елистратов С.Л., Накоряков В.Е. – Промышленная теплоэнергетика, №3, 2008, С. 28-33.
34. Янтовский, Е. И. Промышленные тепловые насосы [Текст] / Е. И. Янтовский, Л. А. Левин. - М.: Энергоиздат, 1989. - 128 с.
35. Чепурной М. Н. Использование теплоты отходящих продуктов сгорания топлива в теплонасосных установках [Текст] / М. Н. Чепурной, Н. В. Резидент, Научные труды Винницкого национального технического университета, Вып. 3 - 2013.
36. Клименко В. Н. Некоторые особенности применения парокомпрессионных тепловых насосов для утилизации сбросной теплоты отопительных котлов [Текст] / В. М. Клименко // Пром. теплотехника, 2011. – Т. 33 – № 5. – С. 43 – 48.
37. Чепурний М. М. Енергозбережні технології в теплоенергетиці [Текст] / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко – Вінниця: ВНТУ, 2009. – 114 с.
38. Бакластов А. М. Проектирование, монтаж и эксплуатация теплоиспользующих установок [Текст] / А. М. Бакластов. – М.: Энергия, 1970. – 568 с.
39. Жовмір М. М. Утилізація низькотемпературної теплоти продуктів згорання палива за допомогою теплових насосів [Текст] / М. М. Жовмір // Пром. теплотехника, 2008. – т. 30 – № 2. – С. 90 – 97.
40. Чепурний М. М. Особливості застосування парокомпресійних теплонасосних установок [Електронний ресурс] / Чепурний М. М., Ткаченко С. Й., Резидент Н. В. // Наукові праці Вінницького національного технічного університету. – № 1. – 2013.
41. Статистичний щорічний України за 2011 рік – Київ: Інформаційно-аналітичне агентство, 2012. – 586 с.

42. Хайнрих, Г. Теплонасосные установки для отопления и горячего водоснабжения [Текст] / Г. Хайнрих, Х. Найорк, Н. Нестлер; пер. с нем. Н. Л. Кораблевой, Е.Ш. Фельдмана; под ред. Б. К. Явнеля. - М.: Стройиздат, 1985. - 351 с.
43. Кузнецов Н.В. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод) [Текст] / Кузнецов Н.В., Митор В.В. и др. - М.: Энергия, 1973. — 296 с.
44. Трубаев П. А. Анализ путей энергосбережения при производстве цемента [Текст] / П.А. Трубаев, П.В. Беседин
45. Классен В.К. Техногенные материалы в производстве цемента [Текст] / В. К. Классен, И. Н. Борисов, В. Е. Мануйлов // Международный журнал экспериментального образования. - № 10. – 2010 □
46. Петраш В. Д. Термотрансформаторная система теплоснабжения на основе контактно-рекуперативного охлаждения отработанных газов вращающихся печей производства строительных материалов [Текст] / Петраш В.Д., Полунин Ю.Н. – Вестник ОГАСА, № 53, 2013.
47. Петраш В. Д. Тепломассообменный аппарат для отбора теплоты их низкотемпературных газов [Текст] / Петраш В. Д., Полунин Ю. Н. – ПУ на полезную модель № 73654, 2011. С. 80-81
48. Русанов А.А. Справочник по пыле- и золоулавливанию [Текст] / Энергоатомиздат, 1983, 312 с.
49. Нестеренко А. В. Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха [Текст] / А. В. Нестеренко // М.: Высшая школа, 1971, 460 С.
50. Голубков Б. Н. Теплотехническое оборудование и теплоснабжение промышленных предприятий [Текст] / М.: Энергия, 1979, 544 С.
51. Бельский В. Н. Промышленные печи и трубы [Текст] / В.Н. Бельский, Б.В. Сергеев –М, Стройиздат, 1974, 304 с.

52. Соснин Ю. П. Высокоэффективные газовые контактные водонагреватели [Текст] / Ю.П. Соснин, Е.Н. Бухаркин – М.: Стройиздат, 1988, 376 с.
53. Пеклов А.А. Кондиционирование воздуха [Текст] / Пеклов А.А., Степанова Т.А. - Киев: Вища школа, 1978. - 328 с.
54. Зимин, Л. Б. Опытная установка для утилизации низкопотенциальной теплоты вентиляционных выбросов метрополитенов [Текст] / Л. Б. Зимин // Пром. теплотехника. – 2001. - Т.23, 1-2. - С. 92-95.
55. Братенков, В. Н. Многофакторное сравнение вариантов теплоснабжения [Текст] / В. Н. Братенков, П. А. Хаванов // Водоснабжение и санитарная техника. - 1990. - №9. - С. 16-18.
56. Долинский А.А. Тепловые насосы в системе теплоснабжения зданий [Текст] / Долинский А.А., Драганов Б.Х. – Промышленная теплотехника, №6, 2008, С. 71-83.
57. Ильин А.К. Тепловые насосы: эффективность использования [Текст] / Ильин А.К., Дуванов С.А. – Ростов-на-Дону: ЮНЦРАН, 2006, 140 с.
58. Гохштейн Д.П., Современные методы термодинамического анализа энергетических установок [Текст] / Гохштейн Д.П. – М.: Энергия, 1969. – 368 с.
59. Кириллин В.А. Техническая термодинамика [Текст] / Кириллин В.А., Сычев В.В., Шейдлин А.К. – М.: Наука, 1979. – 512 с.
60. Мартыновский В.С. Анализ действительных термодинамических циклов [Текст] / Мартыновский В.С. – М.: Энергия, 1972. – 216 с.
61. Булавин И.А. Тепловые процессы в технологии силикатных материалов [Текст] / Булавин И.А., Макаров И.А., Рапопорт А.Я., Хохлов В.К. – М.: Стройиздат, 1982. – 249 с.
62. Метвеев Г.М. Энергоснабжение при варке стекла [Текст] / Метвеев Г.М., Миронов В.В., Раскина Э.М., Тарасевич К.Е. – Стекло и керамика. – 1981. - №11. – С. 10-11.

63. Мацевитый Ю.М. Системный подход к решению задач энергосбережения в промышленных высокотемпературных промышленных комплексах [Текст] / Мацевитый Ю.М., Кошельник В.М., Соловей В.В., Кошельник А.В. – Проблемы машиностроения – 2004. - №3-4. Т.4. – С. 43-52.
64. Зубков, В. А. Использование тепловых насосов в системах теплоснабжения [Текст] / В. А. Зубков // Теплоэнергетика. - 1996. - №2. - С. 17-20.
65. Смирнова, Е. Г. Теплотехнический анализ совместной работы существующих систем отопления и тепловых насосов [Текст] / Е. Г. Смирнова, Л. М. Тростенецкий // Пром. теплотехника. - 1998. - Т. 20, - №3. - С. 38-41.
66. Денисова, А. Е. Особенности работы теплового насоса в комплексной альтернативной системе теплоснабжения [Текст] / А. Е. Денисова // Экотехнологии и ресурсосбережение. - 2001. - №1. - С. 6-8.
67. Чепурний, М. М. До питання про вибір холодоагенту для теплонасосних установок [Текст] / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко, О. П. Остапенко, В. А. Городецький // Вісн. ВПІ. - 2002. - №2. - С. 42-44.
68. Кириллова, Л. Г. Разработка методических и программных средств для проектирования теплонасосных установок и оценки экономической эффективности от внедрения их на промышленных предприятиях [Текст] / Л. Г. Кириллова, М. П. Иваненко // Проблемы энергосбережения. - 1993. - №1. - С. 38-44.
69. Попырин, Л. С. Математическое моделирование и оптимизация теплоэнергетических установок [Текст] / Л. С. Попырин. - М.: Энергия, 1978. – 416 с.
70. Быков, А. В. Холодильные машины и тепловые насосы [Текст] / А. В. Быков, И. М. Кальнинь, А. С. Крузе. – М.: ВО Агропромиздат, 1988. - 283 с.

71. Ткаченко, С. Й. Комплексні методи оцінки енергоефективності теплонасосних станцій в системах тепlopостачання [Текст] / С. Й. Ткаченко, О. П. Остапенко // Вісн. ВПІ. – Вінниця: - 2007. - №4. - С. 83-85.
72. Онишков, В. Е. Оценка эффективности использования теплонасосных станций [Текст] / В. Е. Онишков // Холодильная техника. – 1988. - №5. - С. 4-6.
73. Онишков, В. Е. Выбор теплонасосной станции для промышленного предприятия [Текст]/В. Е. Онишков //Холодильная техника. - 1988. - №10. - С. 24-27.
74. Тимофеев, А. В. Теоретический цикл парокомпрессионного теплового насоса [Текст] / А. В. Тимофеев // Холодильная техника. - 1988. - №5. - С. 11-13.
75. Коздоба, Л. А. Критерии эффективности тепловых и комплексных тепловых систем [Текст] / Л. А. Коздоба // Пром. теплотехника. - 2000. - №5-6. - С. 22-28.
76. Die Wärmepumpe in Europa [Text] // Ki Klima - Kälte - Heizung. - 1993. - Bd. 21, №12. - S. IV.
77. Beispielsammlung ausgeführter Wärmepumpen [Text] // HLH: Zeitschrift für Heizung, Lüftung, Klimatechnik, Haustechnik. - 1993. - Bd. 44, №3. - S. 177.
78. Beispielsammlung ausgeführter Wärmepumpen [Text] // Brennstoff Wärme - Kraft. - 1993. - Bd. 45, №3. - S. 85.
79. Соколова, И. В. Варианты практического применения тепловых насосов [Текст] / И. В. Соколова, Л. А. Володина // Холодильная техника. – 1991. - №11. - С. 11-13.
80. Проценко, В. П. Анализ энергетической эффективности комбинированного источника теплоснабжения с теплонасосной установкой [Текст] / В. П. Проценко, С. И. Петров, Д. К. Ларкин // Изв. высш. учеб. завед. Энергетика. – М., 1991. - №7. - С. 81-87.

81. Аверьянов, В. К. Определение эффективности поливалентных систем теплоснабжения [Текст] / В. К. Аверьянов, В. Ю. Мосягин, В. Н. Пономарёв, И. А. Чанышев // Водоснабжение и санитарная техника. – 1993. - №6. - С. 8-9.
82. Куперман, Л. И. Вторичные энергоресурсы и энерготехнологическое комбинирование в промышленности [Текст]: Учебник для вузов / Л. И. Куперман, С. А. Сидельковский, 2-е изд. - К.: Вища школа, 1986. – 303 с.
83. Гольстрем, В. А. Справочник по экономии теплоэнергоресурсов [Текст] / В. А. Гольстрем, Ю. Л. Кузнецов. - К.: Техніка, 1985. – 383 с.
84. Ткаченко, С. И. Парокомпрессионные теплонасосные установки в системах теплоснабжения [Текст] / С. И. Ткаченко, О. П. Остапенко. – М.: 2009. – 176 с.
85. Снежкин, Ю. Ф. Применение теплонасосных технологий в энергетике [Текст] / Ю. Ф. Снежкин, В. С. Шаврин, Д. М. Чалаев, Р. А. Шапарь // Экотехнологии и ресурсосбережение. – К.: 2008. - №3. – С. 11 – 15.
86. Ключников, А. Д. Экономика теплотехнологий и вопросы энергосбережения [Текст] / А. Д. Ключников. - М.: Энергоатомиздат, 1986. – 125 с.
87. Перелетов, И. И. Высокотемпературные теплотехнологические процессы и установки [Текст] / И. И. Перелетов, Л. А. Бровкин, Ю. И. Розенгарт; под ред. А. Д. Ключникова. - М.: Энергоатомиздат, 1989. - 336 с.
88. Ключников, А. Д. Теплообмен и тепловые режимы в промышленных печах [Текст] / А. Д. Ключников, В. Н. Кузьмин, С. К. Попов. - М.: Энергоатомиздат, 1990. – 175 с.
89. Рэй, Д. Тепловые насосы [Текст] / Д. Рэй, Д. Макмайкл; пер. с англ. - М.: Энергоиздат, 1982. - 224 с.

90. Варварский, В. С. Работы ВНИПИэнергопром в области энергосбережения [Текст] / В. С. Варварский // Теплоэнергетика. - 1995. - №6. - С. 22-26.
91. Макаров, А. А. Методы исследования и оптимизации энергетического хозяйства [Текст] / А. А. Макаров, Л. А. Мелентьев. - Новосибирск: Наука, 1973. - 275 с.
92. Ibrahim Rizwan Technology of cement production: Issues and options for developing countries / Massachussets Institute of Technologies, 1986, 256P.
93. Горшков, В. Г. Тепловые насосы. Аналитический обзор [Текст] / В. Г. Горшков – Справочник промышленного оборудования.- 2004, №2, - С. 47-80.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение А

Таблица А.1

Графические зависимости, отображенные на рис. 3.5, 3.6, 3.7 построены по данным, рассчитанным в программе MS Excel на основе уравнения (3.63) с использованием следующего алгоритма:

Строка	Название параметра	Значение	Вычисления
1	j=	0,2	
2	brk=	5	
3	a=	0,3	
4	β=	0,3	
5	μ=	0,04	
6	tr=	50	Qн= 8,48955108 Qм= j*B19-(B3/B2) Qи/Qж= 0,14566894
7	tr2=	20	
8	m=	1	
9	tm=	44	
10	cn=	1100	
11	cw=	4200	
12	cr=	1026	φ= 1,17050644
13	bc=	35	
14	dn=	0,04	
15	dn-dk=	0,02	
16	byk=	25	
17	toz=	70	
18	tre=	55	
19	dt=	5	
20	тамп подачи в	95	
21	Se=	4200	
22	cr=	1026	
23	cp=	1100	
24	cux=	1009	
25	dtab=	0,2	
26	v=	0,5	
27	tm=	100	
28	cl,δ=	1026	
29	bkv=	5	

Здесь А-Н - названия столбцов, 1-29 - номера строк.

Буквенно-цифровые комбинации, состоящие из названия столбца и номера строки, используются для идентификации ячеек, задействованных в расчете.

Таблица А.2

Зависимость коэффициента преобразования от соотношения расходов отработанных газов и поступающей воды в контактную камеру при $\beta=0,1$; $t_r=50^\circ\text{C}$ (рис. 3.5)

j	$t_{ик}$	a	β	μ	t_r	$t_{r,2}$	m	t_m	$c_{п}$	$c_{ж}$	c_r	$t_{ж}$	$d_{п}$	Δd	t_{yx}	t_o	$t_{гв}$	Δt	$t_{гв}$	c_{yx}	$\Delta t_{аб}$	Θ	$t_{п}$	$c_{п,6}$	$t_{хв}$	φ
0,2	5	0,1	0,1	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,17
0,2	5	0,2	0,1	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,20
0,2	5	0,3	0,1	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,24
0,2	5	0,4	0,1	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,29
0,2	5	0,5	0,1	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,34
0,2	5	0,6	0,1	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,42
0,2	5	0,7	0,1	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,51
0,2	5	0,8	0,1	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,64
0,2	5	0,9	0,1	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,84
0,2	5	1	0,1	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	2,15
0,2	5	1,1	0,1	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	2,75
0,2	5	1,2	0,1	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	4,31

0,2	5	1,3	0,1	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	18,89
0,2	5	1,4	0,1	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	-4,89
0,2	5	1,5	0,1	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	-1,65
0,2	5	1,6	0,1	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	-0,75
0,2	5	1,7	0,1	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	-0,34
0,2	5	1,8	0,1	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	-0,09
0,2	5	1,9	0,1	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	0,06
0,2	5	2	0,1	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	0,17
0,2	5	2,1	0,1	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	0,26
0,2	5	2,2	0,1	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	0,32
0,2	5	2,3	0,1	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	0,37
0,2	5	2,4	0,1	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	0,41
0,2	5	2,5	0,1	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	0,45
0,2	5	2,6	0,1	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	0,48
0,2	5	2,7	0,1	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	0,5

0,2	5	2,8	0,1	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	0,52
0,2	5	2,9	0,1	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	0,54
0,2	5	3	0,1	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	0,56

Продолжение табл. А.2 при $\beta=0,5$; $t_r=50^\circ\text{C}$

j	$t_{ик}$	a	β	μ	t_r	$t_{r,2}$	m	t_m	$c_{п}$	$c_{ж}$	c_r	$t_{ж}$	$d_{п}$	Δd	t_{yx}	t_o	$t_{гв}$	Δt	$t_{гв}$	c_{yx}	$\Delta t_{аб}$	Θ	$t_{п}$	$c_{п,6}$	t_{xb}	φ
0,2	5	0,1	0,5	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,40
0,2	5	0,2	0,5	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,44
0,2	5	0,3	0,5	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,47
0,2	5	0,4	0,5	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,51
0,2	5	0,5	0,5	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,55
0,2	5	0,6	0,5	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,59
0,2	5	0,7	0,5	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,64
0,2	5	0,8	0,5	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,69
0,2	5	0,9	0,5	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,75
0,2	5	1	0,5	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,81

0,2	5	1,1	0,5	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,87
0,2	5	1,2	0,5	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,97
0,2	5	1,3	0,5	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	2,06
0,2	5	1,4	0,5	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	2,16
0,2	5	1,5	0,5	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	2,28
0,2	5	1,6	0,5	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	2,42
0,2	5	1,7	0,5	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	2,59
0,2	5	1,8	0,5	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	2,79
0,2	5	1,9	0,5	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	3,03
0,2	5	2	0,5	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	3,32
0,2	5	2,1	0,5	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	3,7
0,2	5	2,2	0,5	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	4,21
0,2	5	2,3	0,5	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	4,90
0,2	5	2,4	0,5	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	5,93
0,2	5	2,5	0,5	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	7,58

0,2	5	2,6	0,5	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	10,7
0,2	5	2,7	0,5	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	18,9
0,2	5	2,8	0,5	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	96,2
0,2	5	2,9	0,5	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	-29,1
0,2	5	3	0,5	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	-12,3

Продолжение табл. А.2 при $\beta=0,9$; $t_r=50^\circ\text{C}$

j	$t_{ик}$	a	β	μ	t_r	$t_{r,2}$	m	t_m	$c_{п}$	$c_{ж}$	c_r	$t_{ж}$	$d_{п}$	Δd	t_{yx}	t_0	$t_{гв}$	Δt	$t_{гв}$	c_{yx}	$\Delta t_{аб}$	Θ	$t_{п}$	$c_{п,6}$	$t_{хв}$	φ
0,2	5	0,1	0,9	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,52
0,2	5	0,2	0,9	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,55
0,2	5	0,3	0,9	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,59
0,2	5	0,4	0,9	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,62
0,2	5	0,5	0,9	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,67
0,2	5	0,6	0,9	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,71
0,2	5	0,7	0,9	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,76
0,2	5	0,8	0,9	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,81

0,2	5	0,9	0,9	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,86
0,2	5	1	0,9	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,92
0,2	5	1,1	0,9	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,99
0,2	5	1,2	0,9	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	2,06
0,2	5	1,3	0,9	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	2,14
0,2	5	1,4	0,9	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	2,23
0,2	5	1,5	0,9	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	2,32
0,2	5	1,6	0,9	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	2,43
0,2	5	1,7	0,9	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	2,57
0,2	5	1,8	0,9	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	2,7
0,2	5	1,9	0,9	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	2,86
0,2	5	2	0,9	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	3,04
0,2	5	2,1	0,9	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	3,26
0,2	5	2,2	0,9	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	3,52
0,2	5	2,3	0,9	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	3,83

0,2	5	2,4	0,9	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	4,22
0,2	5	2,5	0,9	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	4,7
0,2	5	2,6	0,9	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	5,33
0,2	5	2,7	0,9	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	6,18
0,2	5	2,8	0,9	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	7,4
0,2	5	2,9	0,9	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	9,28
0,2	5	3	0,9	0,04	50	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	12,58

Продолжение табл. А.2 при $\beta=0,1$; $t_r=100^\circ\text{C}$

j	t_{нк}	a	β	μ	t_r	t_{r,2}	m	t_м	c_п	c_ж	c_г	t_ж	d_п	Δd	t_{yx}	t_о	t_{гв}	Δt	t_{гв}	c_{yx}	$\Delta t_{аб}$	Θ	t_п	c_{п,6}	t_{хв}	φ
0,2	5	0,1	0,1	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,18
0,2	5	0,2	0,1	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,24
0,2	5	0,3	0,1	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,32
0,2	5	0,4	0,1	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,46
0,2	5	0,5	0,1	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,74

0,2	5	0,6	0,1	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	2,59
0,2	5	0,7	0,1	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	-44,9
0,2	5	0,8	0,1	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	-0,65
0,2	5	0,9	0,1	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	0,11
0,2	5	1	0,1	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	0,38
0,2	5	1,1	0,1	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	0,51
0,2	5	1,2	0,1	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	0,59
0,2	5	1,3	0,1	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	0,64
0,2	5	1,4	0,1	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	0,68
0,2	5	1,5	0,1	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	0,71
0,2	5	1,6	0,1	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	0,73
0,2	5	1,7	0,1	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	0,75
0,2	5	1,8	0,1	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	0,76
0,2	5	1,9	0,1	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	0,78
0,2	5	2	0,1	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	0,79

Продолжение табл. А.2 при $\beta=0,5$; $t_r=100^\circ\text{C}$

j	$t_{ик}$	a	β	μ	t_r	$t_{r,2}$	m	t_m	$c_{п}$	$c_{ж}$	c_r	$t_{ж}$	$d_{п}$	Δd	t_{yx}	t_o	$t_{гв}$	Δt	$t_{гв}$	c_{yx}	$\Delta t_{аб}$	Θ	$t_{п}$	$c_{п,б}$	t_{xb}	φ
0,2	5	0,1	0,5	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,41
0,2	5	0,2	0,5	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,45
0,2	5	0,3	0,5	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,50
0,2	5	0,4	0,5	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,56
0,2	5	0,5	0,5	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,62
0,2	5	0,6	0,5	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,7
0,2	5	0,7	0,5	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,78
0,2	5	0,8	0,5	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,89
0,2	5	0,9	0,5	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	2,02
0,2	5	1	0,5	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	2,19
0,2	5	1,1	0,5	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	2,41
0,2	5	1,2	0,5	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	2,71

0,2	5	1,3	0,5	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	3,13
0,2	5	1,4	0,5	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	3,8
0,2	5	1,5	0,5	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	4,97
0,2	5	1,6	0,5	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	7,63
0,2	5	1,7	0,5	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	19,3
0,2	5	1,8	0,5	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	-25,6
0,2	5	1,9	0,5	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	-6,96
0,2	5	2	0,5	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	-3,77

Продолжение табл. А.2 при $\beta=0,9$; $t_r=100^\circ\text{C}$

j	t_{нк}	a	β	μ	t_r	t_{r,2}	m	t_м	c_п	c_ж	c_г	t_ж	d_п	Δd	t_{yx}	t_о	t_{гв}	Δt	t_{гв}	c_{yx}	$\Delta t_{аб}$	Θ	t_п	c_{п,6}	t_{хв}	φ
0,2	5	0,1	0,9	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,53
0,2	5	0,2	0,9	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,57
0,2	5	0,3	0,9	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,62
0,2	5	0,4	0,9	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,67
0,2	5	0,5	0,9	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,73

0,2	5	0,6	0,9	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,79
0,2	5	0,7	0,9	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,87
0,2	5	0,8	0,9	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,96
0,2	5	0,9	0,9	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	2,06
0,2	5	1	0,9	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	2,18
0,2	5	1,1	0,9	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	2,32
0,2	5	1,2	0,9	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	2,49
0,2	5	1,3	0,9	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	2,7
0,2	5	1,4	0,9	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	2,97
0,2	5	1,5	0,9	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	3,33
0,2	5	1,6	0,9	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	3,81
0,2	5	1,7	0,9	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	4,51
0,2	5	1,8	0,9	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	5,63
0,2	5	1,9	0,9	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	7,65
0,2	5	2	0,9	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	12,5

Продолжение табл. А.2 при $\beta=0,9$; $t_r=150^\circ\text{C}$

j	t_{HK}	a	β	μ	t_r	$t_{r,2}$	m	t_M	c_n	$c_{ж}$	c_r	$t_{ж}$	d_n	Δd	t_{yx}	t_o	$t_{ГВ}$	Δt	$t_{ГВ}$	c_{yx}	$\Delta t_{аб}$	Θ	t_n	$c_{п,б}$	t_{XB}	φ
0,2	5	0,1	0,1	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,2
0,2	5	0,2	0,1	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,29
0,2	5	0,3	0,1	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,49
0,2	5	0,4	0,1	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	2,24
0,2	5	0,5	0,1	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	-2,48
0,2	5	0,6	0,1	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	0,21
0,2	5	0,7	0,1	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	0,77
0,2	5	0,8	0,1	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	0,82
0,2	5	0,9	0,1	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	0,72
0,2	5	1	0,1	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	0,77
0,2	5	1,1	0,1	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	0,79
0,2	5	1,2	0,1	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	0,82
0,2	5	1,3	0,1	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	0,83

0,2	5	1,4	0,1	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	0,84
0,2	5	1,5	0,1	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	0,85
0,2	5	1,6	0,1	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	0,86
0,2	5	1,7	0,1	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	0,868
0,2	5	1,8	0,1	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	0,873
0,2	5	1,9	0,1	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	0,879
0,2	5	2	0,1	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	0,883

Продолжение табл. А.2 при $\beta=0,5$; $t_r=150^\circ\text{C}$

j	$t_{нк}$	a	β	μ	t_r	$t_{r,2}$	m	t_m	$c_{п}$	$c_{ж}$	c_r	$t_{ж}$	$d_{п}$	Δd	t_{yx}	t_o	$t_{гв}$	Δt	$t_{гв}$	c_{yx}	$\Delta t_{аб}$	Θ	$t_{п}$	$c_{п,6}$	t_{xb}	φ
0,2	5	0,1	0,5	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,42
0,2	5	0,2	0,5	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,47
0,2	5	0,3	0,5	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,54
0,2	5	0,4	0,5	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,62
0,2	5	0,5	0,5	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,72

0,2	5	0,6	0,5	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,85
0,2	5	0,7	0,5	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	2,03
0,2	5	0,8	0,5	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	2,28
0,2	5	0,9	0,5	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	2,66
0,2	5	1	0,5	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	3,31
0,2	5	1,1	0,5	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	4,71
0,2	5	1,2	0,5	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	9,75
0,2	5	1,3	0,5	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	-28,9
0,2	5	1,4	0,5	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	-4,74
0,2	5	1,5	0,5	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	-2,24
0,2	5	1,6	0,5	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	-1,29
0,2	5	1,7	0,5	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	-0,79
0,2	5	1,8	0,5	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	-0,48
0,2	5	1,9	0,5	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	-0,26
0,2	5	2	0,5	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	-0,11

Продолжение табл. А.2 при $\beta=0,9$; $t_r=150^\circ\text{C}$

j	t_{HK}	a	β	μ	t_r	$t_{r,2}$	m	t_M	c_n	$c_{ж}$	c_r	$t_{ж}$	d_n	Δd	t_{yx}	t_o	$t_{ГВ}$	Δt	$t_{ГВ}$	c_{yx}	$\Delta t_{аб}$	Θ	t_n	$c_{п,б}$	t_{XB}	φ
0,2	5	0,1	0,9	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,53
0,2	5	0,2	0,9	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,59
0,2	5	0,3	0,9	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,65
0,2	5	0,4	0,9	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,72
0,2	5	0,5	0,9	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,8
0,2	5	0,6	0,9	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	1,91
0,2	5	0,7	0,9	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	2,03
0,2	5	0,8	0,9	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	2,18
0,2	5	0,9	0,9	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	2,38
0,2	5	1	0,9	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	2,65
0,2	5	1,1	0,9	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	3,03
0,2	5	1,2	0,9	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	3,59
0,2	5	1,3	0,9	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	4,54

0,2	5	1,4	0,9	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	6,47
0,2	5	1,5	0,9	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	12,49
0,2	5	1,6	0,9	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	-192,9
0,2	5	1,7	0,9	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	-9,64
0,2	5	1,8	0,9	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	-4,57
0,2	5	1,9	0,9	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	-2,81
0,2	5	2	0,9	0,04	100	20	1	44	1100	4200	1026	35	0,04	0,02	25	70	55	5	95	1009	0,2	0,5	100	1026	5	-1,92

