

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»

На правах рукописи



БАРОЧКИН Алексей Евгеньевич

**МОДЕЛИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ И ОПТИМИЗАЦИЯ
МНОГОКОМПОНЕНТНЫХ МНОГОПОТОЧНЫХ
МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ
СИСТЕМ И УСТАНОВОК**

Специальность: 2.4.5 – Энергетические системы и комплексы
(технические науки)

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени доктора технических наук

Научный консультант:

доктор технических наук, профессор
Жуков Владимир Павлович

ИВАНОВО – 2024

Реферат

Диссертация 313 стр., 94 рис., 51 табл., 352 библ.

Энергосбережение, ресурсосбережение, многокомпонентные, многопоточные, многоступенчатые, энергетические системы, тепломассообмен, математическая модель, теплопередача, теплоноситель, дымовые газы, фазовый переход, система уравнений, аналитическое решение, численное решение, тепловые электрические станции, паровая турбина, конденсационный котел, теплообменник, эксперимент, технико-экономические показатели.

Объектом исследования являются системы многокомпонентных многопоточных многоступенчатых тепломассообменных аппаратов и установок.

Предметом исследования является разработка методологии матричной формализации моделирования многокомпонентных многопоточных многоступенчатых систем тепломассообменных аппаратов и установок.

Целью работы является повышение эффективности функционирования многокомпонентных многопоточных многоступенчатых энергетических систем и установок путем их моделирования, расчета и оптимизации.

Проведен комплекс экспериментальных и расчетных исследований, по результатам которых предложены, научно обоснованы и апробированы в условиях промышленной эксплуатации режимные, схемные и конструктивные мероприятия, обеспечивающие повышение эффективности функционирования оборудования и технологических схем многокомпонентных многопоточных многоступенчатых энергетических систем и установок.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ

ММФ – методология матричной формализации;

МММС – многокомпонентные многопоточные многоступенчатые системы;

КТАН – контактные теплообменники с активной насадкой;

ПТУ – паротурбинная установка;

ТМО – тепломассообмен;

ТСИ – технологическая система измельчения;

ТЭС – тепловая электрическая станция;

ТЭО – технико-экономического обоснования;

ТЭЦ – теплоэлектроцентраль;

ИТК – истинная температура кипения;

МКС – многокомпонентные системы;

СОО – системы оборотного охлаждения;

КПД – коэффициент полезного действия;

ЖКХ – жилищно-коммунальное хозяйство;

ПГУ – парогазовая установка;

РОУ – редуционно-охладительная установка;

ГТУ – газотурбинная установка;

ЦТП – центральный тепловой пункт;

БМК – блочно-модульная котельная;

ПВК – пиковая водогрейная котельная;

УРУТ – удельный расход условного топлива;

НДС – налог на добавочную стоимость;

ЧРП – частотно-регулируемый привод;

ПЭН – питательный электрический насос;

РПК – регулятор питания котла;

ВТО – верхний теплофикационный отбор;

НТО – нижний теплофикационный отбор;

МИУ – многоступенчатая испарительная установка.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	9
ГЛАВА 1. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ИССЛЕДОВАНИЙ МНОГОКОМПОНЕНТНЫХ МНОГОПОТОЧНЫХ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ТЕПЛОМАССОБМЕННЫХ СИСТЕМ И УСТАНОВОК.....	19
1.1. Анализ подходов к моделированию теплоэнергетических установок ТЭС и расчету энергетических характеристик оборудования.....	19
1.2. Анализ подходов к моделированию многопоточных теплообменных систем	27
1.2.1. Контактные аппараты.....	28
1.2.2. Башенные градирни	34
1.2.3. Многоступенчатые испарительные установки	40
1.2.4. Пластинчатые и спиральные аппараты	44
1.2.5. Встроенные теплофикационные пучки в конденсаторах турбин	46
1.2.6. Конденсационные котлы.....	48
1.3. Анализ подходов к моделированию многокомпонентных технологических систем измельчения.....	49
1.4. Анализ подходов к моделированию многокомпонентных систем ректификации	54
1.5. Использование метода матричной формализации для расчета сложных многоступенчатых систем.....	59
1.6. Система классификации и кодификации задач теплообмена для многокомпонентных многопоточных многоступенчатых технологических систем	68
1.7. Постановка задач исследования	72
ГЛАВА 2. МАТРИЧНЫЙ ПОДХОД К МОДЕЛИРОВАНИЮ И АНАЛИЗУ МНОГОПОТОЧНЫХ И МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СИСТЕМ И УСТАНОВОК	73
2.1. Разработка унифицированной матричной модели паротурбинной установки	73
2.2. Построение расчетным путем энергетических характеристик ПТУ на основе ограниченного объема эмпирических данных.....	79

2.2.1. Построение энергетических характеристик ПТУ по упрощенной модели паротурбинной установки	79
2.2.2. Построение энергетических характеристик ПТУ по уточненной модели паротурбинной установки с учетом подмодели конденсатора	82
2.3. Математическая модель многопоточных многоступенчатых теплообменных систем с произвольным числом входных и выходных потоков в каждую ступень	86
2.4. Аналитическое решение задачи охлаждения уходящих дымовых газов без учета конденсации водяных паров.....	92
2.5. Матричный метод решения обратной задачи теплопередачи в двухпоточных одноступенчатых теплообменных аппаратах	94
2.6. Матричный метод решения обратной задачи теплопередачи в трехпоточных теплообменных аппаратах	100
2.7. Анализ эффективности структуры потоков в четырехпоточных теплообменных аппаратах без учета фазового перехода в теплоносителях	103
2.8. Выводы по второй главе	106
ГЛАВА 3. МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ МНОГОПОТОЧНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ ПРИ НАЛИЧИИ ФАЗОВОГО ПЕРЕХОДА В ТЕПЛОНОСИТЕЛЯХ.....	107
3.1. Построение модели водо-газо-воздушных теплообменных систем для охлаждения дымовых газов и конденсации из них водяных паров	107
3.2. Аналитическое решение задачи охлаждения уходящих дымовых газов с учетом конденсации водяных паров в уходящих дымовых газах.....	113
3.3. Постановка и решение задачи охлаждения уходящих дымовых газов с учетом конденсации водяных паров при противоточном движении теплоносителей в контактных аппаратах	116
3.4. Матричный метод решения обратной задачи теплопередачи в теплообменных аппаратах с фазовым переходом.....	123
3.5. Выводы по третьей главе	130
ГЛАВА 4. МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ПРОЦЕССОВ РАЗДЕЛЕНИЯ МНОГОКОМПОНЕНТНЫХ СМЕСЕЙ	131
4.1. Моделирование формирования многокомпонентных потоков в технологических системах измельчения.....	131

4.2. Структурная и параметрическая идентификация модели двухступенчатой классифицирующей установки разделения разнородных компонентов смеси сыпучих материалов	136
4.3. Моделирование разделения смеси компонентов с разной температурой кипения для определения степени разделения компонентов и качества готового продукта.....	141
4.4. Оптимизация структуры и режима работы сложных теплообменных систем с многокомпонентными теплоносителями	149
4.5. Выводы по четвертой главе.....	157
ГЛАВА 5. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ	
МНОГОКОМПОНЕНТНЫХ МНОГОПОТОЧНЫХ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ	
ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СИСТЕМ	159
5.1. Экспериментальные исследования конденсационных котлов	159
5.1.1. Краткая характеристика оборудования	159
5.1.2. Программа проведения испытаний водогрейных котлов	160
5.1.3. Результаты испытаний	164
5.2. Экспериментальные исследования турбоустановки с турбиной ПТ-12-35/10М	
КТЗ ПАО «Северсталь».....	171
5.2.1. Краткая характеристика оборудования турбоустановки.....	171
5.2.2. Программа проведения испытаний турбоустановки.....	171
5.2.3. Результаты экспериментальных исследований	173
5.3. Экспериментальные исследования турбоустановки с турбиной	
ТП-115/125-130-1ТП.....	176
5.3.1. Краткая характеристика оборудования турбоустановки.....	176
5.3.2. Программа проведения испытаний турбоустановки.....	177
5.3.3. Результаты экспериментальных исследований	188
5.4. Экспериментальные исследования разделения разнородных компонентов	
смеси сыпучих материалов	192
5.4.1. Краткая характеристика оборудования классификатора.....	192
5.4.2. Программа проведения испытаний классификатора	193
5.4.3. Результаты испытаний классификатора	194
5.5. Выводы по пятой главе	197

ГЛАВА 6. ПРАКТИЧЕСКАЯ РЕАЛИЗАЦИИ РЕЗУЛЬТАТОВ РАБОТЫ	199
6.1. Направления практического использования результатов работы	199
6.2. Методы расчета МММС и их реализация в виде программных продуктов	199
6.2.1. Модуль расчета энергетических характеристик теплофикационной паровой турбины с учетом характеристик экономичности отсеков ее проточной части	200
6.2.2. Модуль решения обратной задачи теплопередачи для многопоточных многоступенчатых систем.....	206
6.2.3. Модуль расчета процесса тепломассообмена в башенных градирнях с учетом фазового перехода в теплоносителях	208
6.3. Разработка мероприятий по повышению эффективности эксплуатации конденсационных котлов ООО «Нижегородтеплогаз».....	210
6.4. Разработка технико-экономического обоснования (ТЭО) оптимизации оборудования и режимов работы Сызранской ТЭЦ	216
6.4.1. Задачи и способы оптимизации.....	216
6.4.2. Варианты развития	223
6.4.3. Расчет технико-экономических показателей Сызранской ТЭЦ	227
6.4.4. Сравнительный анализ результатов расчетов экономической эффективности вариантов № 2 и № 3	231
6.4.5. Разработка технико-экономического обоснования мероприятия «Оптимизация питательной установки Сызранской ТЭЦ».....	235
6.5. Разработка технико-экономического обоснования (ТЭО) оптимизации режимов работы Сакмарской ТЭЦ.....	236
6.5.1. Варианты развития Сакмарской ТЭЦ.....	236
6.5.2. Результаты расчетов финансово-экономических показателей по вариантам схем теплоснабжения Сакмарской ТЭЦ.....	241
6.6. Описание процесса тепломассообмена в башенных градирнях систем обратного охлаждения Петрозаводской ТЭЦ.....	252
6.7. Описание процесса тепломассообмена в многоступенчатых испарительных установках ООО «Реиннольц».....	256
6.8. Разработка оптимальных энергетических характеристик ТЭЦ с учетом распределения охлаждающей воды между конденсаторами турбоагрегатов	259
6.9. Научно технические исследования ПГУ ТЭС «Международная».....	261

6.10. Выводы по шестой главе	262
ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ.....	265
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	268
ПРИЛОЖЕНИЯ	297
ПРИЛОЖЕНИЕ 1	298
ПРИЛОЖЕНИЕ 2	302

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. Развитие и совершенствование энергосберегающих технологий в современных теплообменных системах, включающих большое число подсистем и связей между ними, во многом сдерживается отсутствием методов расчета и современных компьютерных комплексов, позволяющих адекватно прогнозировать состояние таких систем во всем диапазоне нагрузок оборудования. Традиционно задачи теплопередачи решаются применительно к двухпоточным системам, в которых теплообмен осуществляется между горячим и холодным теплоносителями. Однако наряду с двухпоточными системами нередко встречаются многопоточные системы, в которых число потоков теплоносителей составляет три и более. Кроме этого, каждый поток энергоносителя может состоять из нескольких компонентов. Под компонентами в данном случае понимаются различные фазовые состояния одного вещества (например, вода и пар) или разные компоненты смеси, отличающиеся физическими или химическими свойствами (крупностью зерен для сыпучих материалов или разными температурами кипения смеси жидкостей). Ранее получены решения задачи теплообмена в многопоточных многоступенчатых теплообменных аппаратах с однокомпонентными теплоносителями. Однако в энергетике, в пищевой и нефтехимической отраслях промышленности часто в теплообменных процессах участвуют многокомпонентные теплоносители, теплофизические свойства компонентов, которых существенно различаются. Для проведения теплотехнических расчетов с такими смесями обычно выполняется усреднение значений теплофизических параметров компонентов. Однако в ряде технологий на основе различия теплофизических свойств, в частности, различия температуры кипения компонентов, реализуются процессы по разделению этих компонентов, например, при перегонке или ректификации продуктов в энергетических системах и комплексах пищевой и нефтехимической промышленности. В этом случае именно различия в теплофизических свойствах каждого компонента необходимо учитывать при расчете теплообменных процессов.

Из литературных источников известны модели многопоточных теплообменных аппаратов без учета возможного в них фазового перехода. Однако в ряде случаев, например, в многопоточных теплообменных аппаратах, предназначенных для утилизации влаги и тепловой энергии дымовых газов ТЭС, водяные пары при конденсации меняют фазовое

состояние при достижении температуры насыщения. При этом граница начала фазового перехода часто заранее неизвестна.

Вся тепловая схема ТЭС может рассматриваться как многопоточная система с обменом между ее подсистемами потоками разного вида энергии: химической, тепловой, механической, электрической. Представление на единой методологической основе трансформации энергии на ТЭС открывает возможности уточнения энергетических характеристик оборудования. Таким образом, развитие моделирования многопоточных теплообменных аппаратов на случай описания многокомпонентных потоков, разработка единого подхода и методов расчета систем многопоточных многоступенчатых теплообменных аппаратов с многокомпонентными теплоносителями для эффективного разделения компонентов является актуальной задачей, стоящей перед энергетикой и смежными отраслями промышленности.

Актуальность работы подтверждается также ее выполнением в рамках гранта РФФИ (проект 18-08-00028) и договоров о научно-техническом сотрудничестве с Ченстоховским политехническим университетом (Польша), с Progress, Inc. (West Bloomfield, Michigan, US), с ООО «Реиннольц» (г. Екатеринбург, Россия).

Степень разработанности темы диссертации. Наиболее значимые результаты в области технологических процессов тепломассообмена в многокомпонентных многопоточных многоступенчатых системах обобщены в работах В.П. Исаченко, А.В. Лавыгина, Ю.М. Бродова, Л.С. Стермана, А.С. Седлова, А.В. Мошкарина, И.З. Аронова, В.В. Беспалова, А.А. Кудинова, К.Э. Аронсона, С.Е. Андреева, С.Ф. Шишкина, М.И. Щепетильникова, В.Я. Рыжкина, Н.Д. Рогалева, А.И. Андриющенко, А.В. Дмитриева и др. Исследованиям матричного моделирования процессов тепломассообмена посвящен ряд научных работ и диссертаций, подготовленных в ИГЭУ, в том числе при участии автора (Г.В. Ледуховский, А.Н. Беляков). Тем не менее, к настоящему времени остаются неизученными важные аспекты моделирования и оптимизации рассматриваемых технологических процессов тепломассообмена. В частности, процессы тепломассообмена в технологических системах сложной структуры с несколькими элементами: многоступенчатые теплообменные системы со ступенями, которые имеют произвольное число входных и выходных потоков. Не сформулирована обратная задача теплопередачи для ступеней многопоточных теплообменных аппаратов, особенно с фазовым переходом и при противоточном движении теплоносителей, отсутствуют обладающие приемлемой точностью модели процессов

разделения при многоступенчатой классификации многокомпонентных смесей разнородных компонентов. Не представлены задачи матричного моделирования тепломассообменных процессов разделения смесей жидкостей с разными физическими свойствами компонентов.

Для преодоления указанных проблем необходимо выработать единые принципы моделирования процессов тепломассообмена в различных объектах. Ранее в ИГЭУ при участии автора разработаны научные основы метода матричной формализации моделирования и расчета процессов многопоточного тепломассообмена, в том числе и с фазовым переходом в теплоносителях. Для применения данного подхода при решении практических задач необходимо дальнейшее развитие данного метода, разработка эмпирического обеспечения формализованных матричных моделей и методов расчета параметров идентификации для различных практически значимых случаев. Для этого требуется получить и проанализировать соответствующие экспериментальные данные.

Цель диссертационной работы заключается в повышении эффективности функционирования многокомпонентных многопоточных многоступенчатых энергетических систем и установок путем их моделирования, расчета и оптимизации

Для достижения поставленной цели решаются следующие **задачи**:

1. Разработать научные основы и методологию математического описания процессов формирования энерго- и массопотоков в многокомпонентных многопоточных многоступенчатых энергетических установках и комплексах.

2. Разработать в рамках предложенной методологии модель паротурбинной установки и единый подход к описанию ТЭС как многокомпонентной многопоточной многоступенчатой энергетической системы.

3. Разработать модели процессов тепломассообмена в многокомпонентных многопоточных многоступенчатых энергетических системах и комплексах.

4. Разработать алгоритмы и программные комплексы для компьютерной реализации полученных моделей, обеспечивающие расчет показателей работы энергетических систем для выбранных значений конструктивных и режимных параметров.

5. Реализовать на практике результаты работы путем разработки математического описания, методов расчета и совершенствования процессов тепломассообмена в технологических системах ТЭС, энергетических системах и комплексах.

Научная новизна работы состоит в следующем:

1. Разработаны научные основы и методология математического описания процессов формирования энерго- и массопотоков в многокомпонентных многопоточных многоступенчатых энергетических системах и установках, базирующиеся на матричной формализации уравнений баланса энергии и массы теплоносителей.

2. В рамках предложенной методологии разработаны математическая модель паротурбинной установки и единый подход к математическому описанию ТЭС как многокомпонентной многопоточной многоступенчатой энергетической системы; получены и проанализированы результаты моделирования с целью построения энергетических характеристик теплофикационного турбоагрегата, выполнено сравнение результатов расчета с энергетическими характеристиками действующего турбоагрегата, показана достоверность и обоснованность предложенного подхода.

3. Разработана математическая модель многопоточных многоступенчатых теплообменных систем, каждая ступень которых может иметь произвольное число входных и выходных потоков. Порядок использования и возможности предложенного подхода продемонстрированы на примере четырехступенчатой трехпоточной системы теплообменных аппаратов, получены и проанализированы результаты моделирования.

4. Разработано математическое описание многопоточных теплообменных аппаратов с учетом возможного фазового перехода в теплоносителях. Найдены и проанализированы аналитические и численные решения для контактного теплообменного аппарата, используемого для утилизации влаги и тепловой энергии из дымовых газов котельных установок, показаны возможности предложенной модели при проведении проектных расчетов. Определены конструктивные характеристики теплообменного аппарата для получения заданных значений количества конденсата или снижения температуры уходящих газов.

5. Для проведения проектных расчетов предложен новый матричный метод решения обратных задач по выбору конструктивных и режимных параметров теплообменных аппаратов, которые обеспечивают эффективную работу системы при выбранных комбинациях известных параметров теплоносителей. Предложена новая формулировка обратной задачи теплопередачи и получено ее решение для случая скользящей границы начала фазового перехода при противоточном характере движения теплоносителей.

6. Разработана модель фракционирования многокомпонентной смеси сыпучих материалов в двухступенчатой классифицирующей установке. На основании полученных

экспериментальных данных по исследованию разделения смеси разнородных сыпучих компонентов в классифицирующей системе выполнена структурная и параметрическая идентификация модели и показана ее адекватность.

7. В рамках предложенного подхода для случая использования в качестве теплоносителей смеси компонентов с разной температурой кипения получена математическая модель процесса тепломассообмена, позволяющая определить степень разделения компонентов и качество готового продукта по содержанию в нем нецелевых примесей при различных способах организации процесса, предложены и проанализированы возможные направления совершенствования процесса.

8. В рамках проведенных исследований сформулирована задача оптимизации процессов тепломассообмена в системе многоступенчатых теплообменных аппаратов, один из теплоносителей в которой представлен многокомпонентной смесью; получено ее решение для двухступенчатой системы, проведен анализ полученных результатов.

Теоретическая значимость работы состоит в следующем:

1. В разработке и совершенствовании универсальной методологии моделирования, расчета и оптимизации многоступенчатых, многопоточных тепло- и массообменных систем с использованием матричной формализации уравнений баланса теплоты и массы теплоносителей.

2. Получении теоретического подтверждения целесообразности применения разработанной методологии к математическому описанию ТЭС с целью построения и актуализации энергетических характеристик (на примере теплофикационного турбоагрегата).

3. Разработке математической модели многопоточных многоступенчатых теплообменных систем произвольной структуры, каждая ступень которых может иметь произвольное число входных и выходных потоков.

4. Разработке математического описания многопоточных многоступенчатых теплообменных аппаратов с учетом возможного фазового перехода в теплоносителях.

5. Получении теоретического подтверждения целесообразности применения разработанной методологии к описанию механических процессов в дисперсных средах и к разделению смеси компонентов с разной температурой кипения.

6. Постановке и решению в рамках разработанной методологии обратных задач проектирования многопоточных многоступенчатых тепломассообменных систем.

Практическая значимость работы заключается в следующем:

1. В разработке программного комплекса «Решение обратной задачи для многопоточных многоступенчатых систем», защищенного свидетельством о государственной регистрации программы для ЭВМ (№ 2022615259), обеспечивающего выбор конструкции аппаратов и параметров теплоносителей для эффективной работы системы.

2. Разработке программного комплекса «Расчет энергетических характеристик теплофикационной паровой турбины с учетом характеристик экономичности отсеков ее проточной части», защищенного свидетельством о государственной регистрации программы для ЭВМ (№ 2022615258), позволяющего актуализировать энергетические характеристики на основе массива данных по измеряемым параметрам.

3. Разработке программного комплекса «Расчет процесса теплообмена в башенных градирнях с учетом фазового перехода в теплоносителях», защищенного свидетельством о государственной регистрации программы для ЭВМ (№ 2022682290), позволяющего актуализировать энергетические характеристики на основе массива данных по измеряемым параметрам.

4. Разработке метода использования программного комплекса по расчету энергетических характеристик, позволяющего при ограниченном объеме экспериментальных данных провести актуализацию энергетических характеристик на основе массива данных по измеряемым параметрам и определить ряд не измеряемых параметров работы оборудования.

5. Получении решений обратных задач теплопередачи, позволяющих при выбранных комбинациях известных параметров теплоносителей осуществлять выбор конструктивных и режимных параметров теплообменных аппаратов, обеспечивающих эффективную работу и диагностику состояния функционирования энергетической системы.

Методология и методы исследований. Для получения результатов работы использованы метод теплового и материального балансов системы, методы расчета тепло- и массообмена, методы экспериментальных исследований, метод математического моделирования, методы технико-экономических расчетов теплоэнергетического оборудования и технологических схем энергоустановок, методология математического описания многокомпонентных многопоточных многоступенчатых энергетических систем и установок.

Степень достоверности результатов проведенных исследований. Достоверность результатов диссертационного исследования обоснована использованием общепринятых

математических моделей, основанных на уравнениях баланса массы и энергии; согласованием в пределах погрешности расчетных и экспериментальных данных; согласованностью для предельных случаев результатов работы с опубликованными в литературных источниках данными других авторов; публикацией результатов исследований в ведущих рецензируемых научно-технических журналах; удовлетворительной сходимостью численных и аналитических решений.

Положения, выносимые на защиту:

1. Новая обобщенная методология моделирования, расчета и оптимизации многокомпонентных многопоточных многоступенчатых тепло- и массообменных систем с использованием матричной формализации уравнений баланса теплоты и массы теплоносителей, система классификации и кодификации задач теплообмена в многоступенчатых многопоточных многофазных энергетических установках.

2. Результаты применения разработанной методологии к моделированию и расчету тепло- и массообменных систем и энергетических характеристик турбоагрегатов ТЭС с учетом модели конденсационной установки.

3. Результаты применения разработанной методологии к моделированию многокомпонентных многопоточных многоступенчатых энергетических систем с учетом фазовых переходов в теплоносителях и результаты исследования влияния фазовых переходов на характеристики тепло- массообменных процессов.

4. Результаты применения разработанной методологии к моделированию и расчету процессов в дисперсных средах и разделения смесей компонентов с разной температурой кипения.

5. Результаты постановки в рамках разработанной методологии и решения обратных задач проектирования тепло- массообменных процессов в многопоточных многоступенчатых энергетических систем.

6. Результаты использования разработанной методологии моделирования и расчета к решению актуальных исследовательских и производственных задач.

Реализация результатов работы. Программный комплекс «Расчет энергетических характеристик теплофикационной паровой турбины с учетом характеристик экономичности отсеков ее проточной части» внедрен в практику планирования режимов работы оборудования Сакмарской ТЭЦ и использован при оптимизации обеспечения перспективных тепловых нагрузок в городе Оренбург. Программный комплекс «Решение обратной

задачи для многопоточных многоступенчатых систем» использован для повышения эффективности работы теплообменного оборудования ПГУ-ТЭС «Международная» ООО «Ситиэнерго» (г. Москва). Программные комплексы по расчету энергетических характеристик и решению обратных задач тепломассообмена для многоступенчатых систем внедрены в учебный процесс Ивановского государственного энергетического университета. Результаты исследований процессов тепломассообмена в многоступенчатых многопоточных системах используются в промышленных и научно-исследовательских проектах, реализуемых Ченстоховским технологическим университетом (Польша, Ченстохов). Программный комплекс «Решение обратной задачи для многопоточных многоступенчатых систем» использован для реализации комплекса мероприятий, направленных на повышение технико-экономической эффективности работы теплофикационного оборудования Сызранской ТЭЦ. Программный комплекс «Расчет энергетических характеристик теплофикационной паровой турбины с учетом характеристик экономичности отсеков ее проточной части» использован при составлении нормативных энергетических характеристик Сызранской ТЭЦ. Суммарный эффект от внедрения предложенных технических решений на энергообъектах России, подтвержденный актами внедрения, составляет 38 794 т у.т. в год, что в ценах 2024 года эквивалентно экономическому эффекту в размере 232,261 млн. руб. с НДС в год при сжигании природного газа.

Личное участие автора в получении результатов работы состоит в разработке и развитии обобщенной **методологии** математического описания процессов формирования энерго- и массопотоков в многокомпонентных многопоточных многоступенчатых энергетических системах и установках, основанной на матричной формализации; в разработке **модели** паротурбинной установки как многокомпонентной многопоточной многоступенчатой энергетической системы; в получении и анализе энергетических характеристик турбоагрегата; в разработке математической модели многопоточных, многоступенчатых теплообменных систем, каждая **ступень** которых может иметь **произвольное число входных и выходных потоков**; в разработке математического описания многопоточного контактного теплообменного аппарата с учетом возможного **фазового перехода** в теплоносителях; в постановке и решении матричным методом обратных задач теплопередачи; в предложении новой формулировки обратной задачи теплопередачи для случая скользящей границы начала фазового перехода при противоточном характере движения теплоносителей; в разработке модели фракционирования многокомпонентной смеси сыпучих

материалов в многоступенчатой классифицирующей установке; в получении и анализе **экспериментальных** данных по **разделению смеси** разнородных сыпучих **компонентов** в классифицирующей системе; в выполнении структурной и параметрической идентификации предложенных моделей; в формулировке и решении **оптимизационной** задачи по извлечению целевого компонента из смеси разнородных компонентов; в разработке модели процесса тепломассообмена для определения степени разделения компонентов и качества готового продукта; в **оптимизации** процессов тепломассообмена в системе многоступенчатых теплообменных аппаратов; в совершенствовании расчетных алгоритмов для прикладных программных комплексов; в непосредственном участии и руководстве работами по всем направлениям практической реализации результатов диссертации; в подготовке публикаций по тематике исследования.

Апробация работы. Основные результаты опубликованы и обсуждались на 27 конференциях, в том числе: XVII, XVIII, XIX, XX, XXI, XXII Международных научно-технических конференциях «Бенардосовские чтения» (Иваново, 2013, 2015, 2017, 2019, 2021, 2023 гг.); XXIX, XXXII, XXXV Международных научных конференциях «Математические методы в технике и технологиях» (2016, 2019, 2022 гг.); VII Международной научно-технической конференции «Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности» (Ульяновск, 2017г.); Международном научно-техническом симпозиуме «Вторые международные Косыгинские чтения, приуроченные к 100-летию РГУ имени А. Н. Косыгина» (Москва, 2019 г.); First Conference on Sustainable Development: Industrial Future of Territories (IFT 2020) (Екатеринбург, 2020); XIX, XXI Международных Плесских научных конференциях по нанодисперсным магнитным жидкостям (г. Плес, 2020, 2022 г.); Седьмой Международной научно-практической конференции «Современные энерго-сберегающие тепловые технологии (сушка и тепловые процессы) СЭТТ-2020» (г. Москва, 2020 г.); 6th International Conference «Renewable Energy Sources» (ICORES19) (Krynica, 2019).

Публикации. Материалы диссертации нашли отражение в 73 опубликованных работах, в том числе в 20 статьях в рецензируемых журналах по списку ВАК; 9 статьях в изданиях, индексируемых в международной базе Scopus; 5 статьях в других изданиях; 28 тезисах и полных текстах докладов конференций; 3 свидетельствах о государственной регистрации программ для ЭВМ; 1 монографии, 7 учебных пособиях.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, шести глав, списка использованных источников из 352 наименований. Текст диссертации изложен на 313 стр. машинописного текста, содержит 94 рисунка, 51 таблицу и 2 приложения.

ГЛАВА 1. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ИССЛЕДОВАНИЙ МНОГОКОМПОНЕНТНЫХ МНОГОПОТОЧНЫХ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ТЕПЛОМАССОБМЕННЫХ СИСТЕМ И УСТАНОВОК

В первой главе рассматриваются общие вопросы функционирования многокомпонентных многопоточных многоступенчатых теплообменных систем, их классификация и обсуждается их конструктивные и режимные особенности, роль и место в энергетической и смежных отраслях [1–29]. На основании анализа существующих моделей и методов расчета тепломассообменных энергетических систем демонстрируются и анализируются их преимущества и допустимые области применения [30–52]. Перечисляются известные критерии эффективности работы энергетических теплообменных систем, а также оптимизационные задачи, сформулированные на их основе, рассматриваются методы математического программирования и системного анализа, используемые для решения оптимизационных задач [53–107]. Приводится анализ подходов к моделированию многокомпонентных систем на примере фракционирования порошков [109–160] и разделения смеси потоков жидкостей с разными физическими свойствами [161–193]. Анализируются методики, нормативные документы, справочные, материалы по обработке результатов экспериментальных исследований, программные комплексы для расчета энергетических характеристик и оптимизации процессов тепломассообмена применительно к энергетическим и химическим технологиям [194–278]. На основе проведенного анализа литературных данных формулируются задачи исследования.

1.1. Анализ подходов к моделированию теплоэнергетических установок

ТЭС и расчету энергетических характеристик оборудования

Основной задачей моделирования и оптимизации многоступенчатых систем теплоэнергетических установок является достижение высоких технико-экономических показателей их работы, обеспечивающих наименьшую себестоимость генерации электрической и тепловой энергии. На практике различаются два подхода к моделированию и оптимизации таких систем [31]:

а) *термодинамический*, при котором достигается минимальный расход теплоты топлива на единицу вырабатываемой электрической энергии;

б) *техничко-экономический*, обеспечивающая минимум затрат, включая расходы на сжигаемое топливо, ремонты основного и вспомогательного оборудования, оплату труда персонала и другие эксплуатационные расходы, максимальную маржинальную прибыль.

Параметрами моделирования и оптимизации многоступенчатых систем обычно являются параметры рабочего тела (давление и температура) в основных точках расчетного цикла; расходы теплоносителя в основных элементах тепловой схемы; температурные напоры в основных поверхностях теплообмена и конструктивные характеристики этих поверхностей; скорости рабочих тел и соответствующие гидравлические сопротивления; число ступеней подогрева, охлаждения, расширения или сжатия и т. п. Так, например, при оптимизации паротурбинных блоков необходимо определять оптимальные значения начального давления и начальной температуры, давлений и температур промежуточного перегрева пара, температуры регенеративного подогрева питательной воды, давления в конденсаторе, тип и число регенеративных подогревателей питательной воды, схемы слива конденсата греющего пара из регенеративных подогревателей и пр. При этом следует иметь в виду, что оптимизация какого-нибудь одного параметра или одной характеристики какого-либо элемента энергетического блока может обеспечить незначительный прирост КПД паротурбинной установки, измеряемый долями процента. Однако если учесть мощность оборудования ТЭС и годовой расход топлива, то фактическая экономия средств оказывается весьма существенной [31].

Очень важной особенностью энергетических установок является взаимозависимость и взаимосвязь между параметрами и прочими показателями элементов ТЭС [31]. Изменение какого-либо параметра теплоносителя, конструктивных характеристик оборудования, соединения элементов тепловой схемы и т. п. влечет за собой корректировку условий работы всех элементов тепловой схемы и необходимость поиска новых оптимальных параметров работы оборудования.

Следовательно, одной из задач оптимизации параметров теплоэнергетических установок ТЭС является выбор таких значений расчетных параметров тепловой схемы, при которых критерий оптимизации имеет наилучшие показатели в условиях заданных режимов ее эксплуатации.

Вопрос повышения экономичности ТЭС играл ключевую роль при выборе направления развития энергетики [30], что выражалось в переходе на повышенные параметры

пара, внедрении промежуточного перегрева пара и других важных способов повышения тепловой экономичности энергоустановок еще при строительстве первых ТЭС [31].

Развитие методов анализа тепловой экономичности ТЭС в нашей стране связано с именами Рубинштейна Я.М., Калафати Д.Д., Щепетильникова М.И., Гохштейна Д.П., Фукса Г.И., Андриященко А.И., Рыжкина В.Я., Кузнецова А.М. и других исследователей [34-46].

Одним из первых методов расчета многоступенчатых теплоэнергетических установок был метод тепловых балансов, разработанный в 20-е годы проф. В. И. Гриневецким. Этот метод позволял определять основные потери тепла и находить пути их уменьшения. Далее в 30-х годах проф. Л. К. Рамзиным была установлена первая зависимость между расходом металла и тепловыми потерями в котельном агрегате и разработан способ расчета экономически наиболее выгодной температуры уходящих газов. В этот же период появились первые работы по определению оптимального вакуума в конденсаторе [31, 41].

Однако в течение дальнейших двух десятков лет вопросы технико-экономической оптимизации параметров ТЭС не получили какого-либо серьезного развития. Наибольшее внимание было уделено в тот период термодинамическому анализу процессов в паротурбинных установках и определению способов, обеспечивающих достижение наименьшего расхода топлива на вырабатываемую электроэнергию [31].

Вопросами термодинамического анализа систем регенерации, в которых рассматривалось определение оптимальной температуры регенеративного подогрева питательной воды на ТЭС и оптимального его распределения между подогревателями занимались Д.П. Гохштейн и Д.Д. Калафати [35–38]. В основу их работ был положен учет приращения энтропии рабочего тела, определяющей величину потери его возможной работы в установке. На основании данного подхода Д.П. Гохштейном был разработан «энтропийный метод расчета энергетических потерь» [36], используемый для оптимизации отдельных процессов и циклов теплоэнергетических установок.

Потери максимально возможной работы в системе $T_0 \cdot \Delta S_c$ определяют уменьшение эксергии системы «горячий источник тепла – рабочее тело – окружающая среда» [36]:

$$E_x = E_0 - T_0 \cdot \Delta S_c, \quad (1.1)$$

где E_0 – полная энергия системы; S_c – абсолютная энтропия всех тел системы.

Максимально возможная работа такой системы в полностью обратимых процессах составляет [36]:

$$L_{max} = E_x - E_{x0}, \quad (1.2)$$

где E_{x0} – эксергия системы при её термодинамическом равновесии с окружающей средой.

Для системы, в которой энергия и энтропия рабочего тела в результате совершения работы не меняются, максимально возможная работа составляет [36]:

$$L_{max} = Q - T_0 \Delta S_T, \quad (1.3)$$

где Q – тепло, отдаваемое горячим источником рабочему телу для совершения работы; ΔS_T – уменьшение абсолютной энтропии теплоотдатчика.

Основным показателем оценки степени термодинамического совершенства цикла по эксергетическому методу является эксергетический КПД, равный отношению использованной эксергии к израсходованной [36]:

$$\eta_{ex} = \frac{\Delta E_x^{исп}}{\Delta E_Q} = 1 - \sum \omega_{пот}, \quad (1.4)$$

где $\omega_{пот} = \Delta E_{пот} / \Delta E_Q$ – относительные эксергетические потери в данном процессе; $\Delta E_{пот}$ – эксергетические потери, вызванные необратимостью процесса; ΔE_Q – суммарная эксергия всех потоков тепла, подводимых и отводимых в цикле.

Метод оптимизации параметров и процессов в теплоэнергетических установках, основанный на составлении эксергетических балансов (в дополнение к материальному и тепловому балансам), представлен в работах Ф. Бошняковича, Д. Кинана, А.И. Андрищенко, П. Грассмана и др. [38, 39]. Данный метод позволяет решать задачи по анализу совершенства теплоэнергетических установок. Особое преимущество эксергетический метод имеет при термодинамическом анализе теплообменных аппаратов и теплофикационных установок, когда тепловой баланс не позволяет оценить термодинамическое совершенство протекающих в них процессов [31].

Термодинамический анализ многоступенчатых тепловых схем паротурбинных установок ТЭС получил дальнейшее развитие в работах В.Я. Рыжкина [30, 40]. В [40] предложен метод эквивалентных теплопадений, предназначенный для анализа и оптимизации реальных тепловых схем паровых турбин. Эквивалентное теплопадение отбора пара есть работа 1 кг вытесненного пара (в случае уменьшения отбора) и недовыработка (в случае увеличения отбора). Для турбоустановки без промежуточного перегрева пара с z регенеративными отборами эквивалентное теплопадение равно [40]:

$$H = i - i_k - \alpha_y (i_y - i_k) - \alpha_z (i_z - i_k) - \dots - \alpha_1 (i_1 - i_k), \quad (1.5)$$

где $\alpha_j(i_j - i_k)$ – недовыработка внутренней работы из-за наличия отборов и протечек пара, кДж /кг; i – энтальпия свежего пара, кДж/кг; α – соответствующие доли расходов пара; индексы: j – текущий номер, одинаковый для подогревателей и отборов, начиная от первого подогревателя (низкого давления); y – утечка из уплотнений, z – номер верхнего подогревателя, k – конденсатор.

Данный метод также использует понятие КПД отбора, которое определяется по формуле [40]:

$$\eta_j = \frac{H_j}{q_j}, \quad (1.6)$$

где H_j – работа 1 килограмма вытесненного пара; q_j – количество подведенного тепла извне.

КПД отбора учитывает параметры тепловой схемы, качество оборудования и степень его загрузки. При расчете эффективности различных преобразований в тепловой схеме выделяются только те элементы, на которых сказывается анализируемое изменение. Данное обстоятельство делает возможным не пересчитывать всю тепловую схему, а рассчитать только изменения с помощью КПД отборов.

Ввиду важности для энергетики задачи научно-исследовательские работы в части технико-экономической оптимизации параметров теплоносителя, структуры связей основного и вспомогательного оборудования, характеристик оборудования ТЭС велись Центральным котлотурбинным институтом им. И.И. Ползунова (ЦКТИ), Сибирским отделением АН СССР, Московским энергетическим институтом (МЭИ), Саратовским политехническим институтом (СПИ) и другими организациями [31].

Математическое моделирование и оптимизация теплоэнергетических установок с помощью электронно-вычислительных машин (ЭВМ) были рассмотрены в работах Г.Б. Левенталя и Л.С. Попырина в Сибирском отделении АН СССР [42, 43]. Наиболее значительные исследования методом математического моделирования выполнены в Сибирском энергетическом институте Сибирского отделения АН. В них дается анализ тепловой и технико-экономической эффективности конденсационных электростанций (КЭС) с мощными блоками для условий европейской части России и Центральной Сибири. Необходимым условием для использования разработанного метода математического моделирования является наличие зависимостей для рассматриваемых турбоустановок,

связывающих электрические и тепловые нагрузки с расходом острого пара и другими параметрами (температура питательной воды, параметры острого пара, давления в регенеративных отборах пара и т. п.). Эти зависимости даются либо в виде энергетических характеристик, либо как диаграммы режимов, представляемые в графической форме. На основании такого рода информации можно получить аналитические зависимости, являющиеся основой математических описаний турбоустановок. В этом случае с помощью компьютеров решается система нелинейных уравнений. Уменьшение числа рассматриваемых уравнений или их упрощение снижает точность расчетов. Метод математического моделирования становится более универсальным, если в нем можно использовать ряд аналитических зависимостей, выражающих оптимальные соотношения в сопоставляемых вариантах. Для этого необходимо разработать соответствующие методы расчета оптимальных параметров, элементов тепловых схем и найти уравнения их взаимосвязи [31].

Значимым вкладом в развитие методов оптимизации ТЭС явился метод коэффициентов ценности тепла, предложенный проф. Я.М. Рубинштейном и М.И. Щепетильниковым [34]. В соответствии с этим методом, если в каком-то элементе тепловой схемы конденсационной паротурбинной установки подвести количество тепла $\Delta Q_{ут}$, то при сохранении электрической мощности установки постоянный расход тепла на выработку острого пара нужно будет уменьшить на величину $\Delta Q_{т} < \Delta Q_{ут}$ [31]. Чем меньше температура подводимого потока тепла $\Delta Q_{ут}$, тем меньше экономия тепла острого пара. Отношение $\Delta Q_{т} / \Delta Q_{ут} = \xi$ будет тем больше, чем выше температура утилизируемого тепла. Величина ξ называется коэффициентом ценности тепла. Аналогично при отборе количества тепла $\Delta Q_{от}$ произойдет увеличение расхода отборного пара $\Delta G_{от}$, что потребует увеличения расхода пара на турбину $\Delta G_{т}$ и количества тепла $\Delta Q_{т}$ для постоянной электрической мощности турбины. Следовательно можно записать [34]:

$$\Delta Q_{т} = \xi \cdot \Delta Q_{ут}. \quad (1.7)$$

Величина ξ рассчитывается для каждого отбора пара из проточной части турбины. Чем ниже давление отборного пара, тем меньше значение ξ . Коэффициент ценности тепла используется также при определении изменения мощности турбины, если в каком-то элементе её тепловой схемы используется тепло $\Delta Q_{т}$ [34]:

$$\Delta N = e \cdot \Delta Q_{ут}, \quad (1.8)$$

где e – коэффициент изменения мощности.

Коэффициенты ξ и e взаимосвязаны [34]:

$$e = \xi \cdot \eta_i, \quad (1.9)$$

где η_i – внутренний КПД паровой турбины.

Использование коэффициентов изменения мощности e и ценности тепла ξ позволяет достаточно просто и быстро определять изменения экономичности паротурбинной установки при небольших изменениях в тепловой схеме [48].

Методы коэффициентов изменения мощности и коэффициентов ценности тепла применяются для анализа тепловых схем турбоустановок, работающих в режимах больших пропусков пара в конденсатор. Турбоустановки ТЭЦ продолжительное время работают в теплофикационных режимах с минимальным (вентиляционным) пропуском пара в конденсатор [48].

Недостатком метода расчета значений коэффициентов изменения мощности для ступеней подогрева схем теплофикационных турбин, предложенного Гельтманом А.Э. и Шапиро Н.И. [44] является его сложность. Понимая это, сами же авторы предложили для практического использования графические зависимости для нахождения значений коэффициентов изменения мощности. Метод коэффициентов эффективности отборов, разработанный Буланиным В.А. [45], по своей сути близок к методу коэффициентов ценности тепла, но для точной количественной оценки структурных изменений в реальной тепловой схеме требует введения большого числа поправок. Метод расчета значений коэффициентов изменения мощности через коэффициенты приращений расхода в отборы, предложенный Алиевым А.А., Абрамовым А.И., Седловым А.С. [46], исключает возможность применения ранее полученных Щепетильниковым М.И. [34] рекуррентных зависимостей для расчета коэффициентов изменения мощности каскадных и узловых ступеней и может применяться лишь для турбоустановок без промперегрева.

Дальнейшее развитие метода коэффициентов изменения мощности было выполнено Мошкариным А.В. [48], который предложил метод коэффициентов приращения мощности на тепловом потреблении для анализа изменений в тепловых схемах теплофикационных турбоагрегатов. Коэффициент приращения мощности показывает, какое изменение мощности происходит при подводе тепла в какую-либо ступень подогрева в условиях постоянства отвода теплоты в конденсатор ($Q_k = \text{const}$) [48]:

$$\varepsilon_j = \left(\frac{dN}{dQ} \right)_{Q_k} = \frac{\eta - e_j}{1 - \eta} = \frac{1 - \xi_j}{1 - \eta} \cdot \eta. \quad (1.10)$$

Оценку эффекта от изменений в схемах турбоустановок ТЭЦ предложено производить по сумме эффектов, получаемых в основных режимах работы теплофикационных турбин: летнем режиме работы с поддержанием постоянного давления в нижнем теплофикационном отборе; в режиме работы по электрическому графику с частично или полностью открытой диафрагмой и в теплофикационном режиме (с закрытой регулирующей диафрагмой) [48]. В первых двух режимах эффект можно рассчитывать при условии $Q_o = \text{const}$ или $N = \text{const}$, т.е. по методам коэффициентов изменения мощности или коэффициентов ценности тепла, а для теплофикационного режима ($Q_k = \text{const}$) по методу коэффициентов приращения мощности.

В диссертации С.А. Иванова [49] предложен метод декомпозиции расчета, предполагающий последовательный расчет тепловой схемы паротурбинной установки: сначала теплофикационная установка, затем группа подогревателей низкого давления, затем группа подогревателей высокого давления и в завершении паровой котел и паровая турбина. Принцип расчета на основе декомпозиции тепловых схем и разработанная математическая модель расчета переменных режимов малоступенчатых отсеков теплофикационных турбин позволяют оперативно решать задачи оптимизации распределения нагрузок турбоагрегатов при переменных режимах работы.

Несмотря на большее количество работ, посвященных моделированию тепловой схемы ТЭС, все они обладают следующими недостатками:

- задание на уровне исходных данных величины недогрева конденсата и переохлаждения дренажа в подогревателях системы регенерации питательной воды, что снижает точность расчетов параметров теплоносителей на выходе из теплообменных аппаратов;
- отсутствие возможности определения границ фазового перехода в подогревателях системы регенерации питательной воды, что снижает точность расчетов параметров теплоносителей на выходе из теплообменных аппаратов;
- задание на уровне исходных данных величины вакуума в конденсаторе паровой турбины, либо его упрощенный расчет при заданной величине недогрева без учета фактической системы циркуляционного охлаждения конкретной паровой турбины, что снижает точность расчетов показателей работы паровой турбины и параметров основного конденсата на выходе из конденсатора.

Другим направлением расчета и оптимизации тепловой схемы ТЭС является построение энергетических характеристик теплоэнергетического оборудования. Энергетическая

характеристика оборудования - комплекс зависимостей технико-экономических показателей его работы в абсолютном или относительном исчислении от нагрузки при оптимальных режимах работы, принятой тепловой схеме, фиксированных значениях внешних факторов, а также состоянии оборудования и уровне его эксплуатации, обеспечивающих выполнение требований действующих Правил технической эксплуатации электрических станций и сетей с учетом неустраняемых дефектов проектирования, изготовления, монтажа и старения его [50].

Значительный вклад в разработку методик построения и использования энергетических характеристик внес А.Д. Качан [51, 52]. Энергетическая характеристика определяется им как соотношение между получаемой и отпускаемой энергиями. Для ТЭС исходной считается энергия топлива, превращаемая в тепловую энергию, а затем в электроэнергию. Основным видом энергетической характеристики считается расходная характеристика – зависимость расхода теплоносителя от нагрузки.

Основным недостатком утвержденной методики расчета энергетических характеристик теплоэнергетического оборудования является необходимость проведения тепловых испытаний котельного и турбинного оборудования по первой категории сложности для получения фактических показателей их работы во всем регулировочном диапазоне. Данное обстоятельство существенно удорожает и усложняет процесс разработки энергетических характеристик. Альтернативой проведением испытаний является использование типовых энергетических характеристик заводов-изготовителей с введением к ним поправок на наработанный ресурс оборудования. Однако, данное упрощение снижает точность получаемых энергетических характеристик.

1.2. Анализ подходов к моделированию многопоточных тепломассообменных систем

Традиционно задачи теплопередачи решаются применительно к двухпоточным системам, в которых теплообмен осуществляется между горячим и холодным теплоносителями. Однако наряду с двухпоточными системами нередко встречаются многопоточные системы, в которых число потоков теплоносителей составляет три и более. К таким установкам можно отнести пластинчатые и спиральные теплообменные аппараты, встроенные пучки в конденсаторах теплофикационных турбин, контактные аппараты, градирни, многоступенчатые испарительные установки и конденсационные котлы. Остановимся

более подробно на анализе ряда таких систем и установок и существующих подходах их моделирования.

1.2.1. Контактные аппараты

При текущем развитии энергетики в России на большинстве ТЭС и крупных водогрейных котельных, расположенных в центральной части страны, в качестве основного топлива сжигается природный газ. Благодаря сжиганию природного газа исключается часть тепловых потерь в котле: потеря тепла с механическим недожогом топлива, потеря тепла с физическим теплом шлака, практически пропадает потеря тепла с химическим недожогом топлива. Таким образом, основной составляющей потери теплоты в газомазутных котлах является потеря тепла с уходящими газами, которая обычно изменяется в пределах от 5 до 6 %. Следовательно, единственным путем значимого повышения коэффициента полезного действия газомазутных котлов является глубокое охлаждение дымовых газов на выходе из котла до температуры конденсации водяных паров, которые входят в состав уходящих газов, и полезное использование выделяющейся скрытой теплоты конденсации.

При использовании природного газа уходящие газы на выходе из котла можно охладить до относительно низкой температуры 40-50 °С, которая определяется точкой росы. Поскольку в природном газе практически отсутствуют механические и вредные примеси, то возможно использование простых конструкций теплоутилизаторов, в которых организуется теплообмен между дымовыми газами и холодной водой. Такие теплообменные аппараты могут обеспечить охлаждение дымовых газов до 40 °С и конденсацию 60-90 % содержащихся в них водяных паров [54].

Тепловую энергию, содержащуюся в дымовых газах можно условно разделить на две части. Первая часть обусловлена высокой температурой уходящих газов. Это тепло утилизируется за счет полезного нагрева холодного теплоносителя (воды, воздуха и т.д.). Температура уходящих газов в данном случае может быть снижена до температуры конденсации водяных паров, содержащихся в дымовых газах. Вторая часть включает скрытую теплоту конденсации водяных паров, входящих в состав дымовых газов. Для утилизации данного тепла требуется конденсация водяных паров с использованием выделяемого тепла для нагрева холодного теплоносителя (воды, воздуха и т.д.) [54].

Тепловая мощность теплоутилизатора вычисляется по уравнению теплового баланса [53]:

$$Q = V \cdot c \cdot (t_r - t_{1н}), \quad (1.11)$$

где V – количество дымовых газов, c – объемная теплоемкость дымовых газов, t_r – температура уходящих газов, $t_{1н}$ – температура точки росы водяных паров.

Количество водяных паров, содержащееся в дымовых газах, определяется составом сжигаемого топлива, его влажностью, а также коэффициентом избытка воздуха. Влагосодержание дымовых газов может варьироваться от 108 до 150 грамм на килограмм сухих газов, в зависимости от величины коэффициента избытка воздуха [54]. Влагосодержание d определяет точку росы водяных паров в дымовых газах. Начальное влагосодержание дымовых газов d_1 определяется составом топлива, коэффициентом избытка воздуха и исходным влагосодержанием воздуха. Как правило, эта величина известна. Влагосодержание и температура насыщенных водяных паров связаны между собой при атмосферном давлении зависимостью [54]:

$$d_n(t) = A \frac{10^b}{760 - 10^b}, \quad (1.12)$$

$$\text{где } b = \frac{156 + 8,12t}{236 + t}, \quad A = \frac{1000R_{\text{cr}}}{R_w} = \frac{99,24 + 622 \cdot \alpha}{0,199 + \alpha}.$$

Утилизируемая тепловая мощность при конденсации водяных паров вычисляется из теплового баланса[54]:

$$Q_k = G_s \cdot c_{ps} \cdot (t_{1н} - t_0) + G_w \cdot h_1'' - G_s \cdot d_0 \cdot h_0'' \cdot 10^{-3}, \quad (1.13)$$

где G_s и G_w – объемные и массовые расходы дымовых газов и водяных паров, c_{ps} – теплоемкость сухих дымовых газов, h_1'' – энтальпия насыщенных водяных паров при температуре $t_{1н}$, t_0 – нижний предел температуры конденсации водяных паров, d_0 – влагосодержание дымовых газов при температуре t_0 , h_0'' – энтальпия насыщенных водяных паров при температуре t_0 .

При охлаждении дымовых газов до температуры точки росы теоретически можно получить от 3 до 6 % тепловой мощности котла, за счет конденсации водяных паров дополнительная полезная мощность составит от 13 до 17 % мощности котла. Общая дополнительная тепловая мощность котла за счет применения теплоутилизатора дымовых газов может составить от 13 до 21% [54].

Начало этим разработкам в нашей стране положил в 1929 г. профессор А.К. Сильницкий. Позднее разработкой контактных экономайзеров занимались сотрудники Ленинградской конторы Оргэнерго Л.С. Горович, Б.Н. Николаевский и др. [55].

С 1957 г. работы по исследованию и конструированию контактных экономайзеров осуществлялись в научно-исследовательском институте санитарной техники и оборудования зданий и сооружений (НИИСТ) г. Киева. НИИСТ внедрил контактные экономайзеры на ряде предприятий УССР. Данные работы проводились под руководством профессора Б.Н. Лобаева и к.т.н. И.З. Аронова [55].

В контактных теплообменных аппаратах конденсация водяных паров, происходит на орошаемой поверхности или на капельках распыляемой воды. Получаемое тепло нагревает воду, которая далее используется в технологическом процессе. Различают три типа контактных теплообменников [55]:

1. Контактные теплоутилизаторы с насадкой – это теплообменники смешивающего типа. Поверхность контакта между водой и уходящими газами формируется за счет применения насадки, в качестве которой чаще всего применяется засыпка из керамических колец Рашига [55]. Основным преимуществом данного типа контактного теплообменника является простота конструкции и низкая стоимость. В качестве минусов можно выделить высокое аэродинамическое сопротивление, высокую вероятность влагоуноса в расположенные за аппаратом газоходы и дымовую трубу, а также насыщение воды вредными веществами, содержащимися в дымовых газах, при сжигании твердого и жидкого топлив.

2. Полые контактные теплоутилизаторы – это также теплообменники смешивающего типа. В данных аппаратах поверхность контакта между водой и уходящими газами формируется за счет оросителей, которые разбивают поток воды на мелкие струи. Основным преимуществом данного типа контактного теплообменника является простота конструкции и низкое аэродинамическое сопротивление. Основным минусом данных аппаратов является низкая тепловая эффективность из-за небольшого времени контакта теплоносителей.

3. Контактные теплообменники с активной насадкой (КТАН) – отличаются наличием активной насадки (пучок труб, орошаемый циркулирующей водой), в которой происходит нагрев холодного теплоносителя. Тепловая эффективность таких аппаратов зависит от интенсивности процессов тепло- и массообмена между газом и орошающей жидкостью, а также от интенсивности процесса теплообмена между орошающей жидкостью

и жидкостью, проходящей в трубном пучке. КТАНЫ сочетают как преимущества, так и недостатки насадочных и полых контактных теплообменников [55].

Подробное описание особенностей конструкции, методик расчета, опыта эксплуатации контактных теплоутилизаторов с пассивной насадкой приведены в работах И.З. Аронова [53].

В период с 60-х по 80-е годы контактные экономайзеры были внедрены на промышленных производствах г. Москвы (Тишино-Сокольнической красильно-отделочной фабрике, Электроламповом заводе и др.), а также в энергетике (Московская ГЭС-1, Первоуральская ТЭЦ, Челябинская ГРЭС и др.). Опыт эксплуатации данных аппаратов показал рост КПД котельных установок и быстрые сроки окупаемости проектов за счет экономии топлива.

В настоящее время наиболее широкое распространение получили контактные теплоутилизаторы с активной насадкой. В нашей стране исследованием данных аппаратов занимается научная группа под руководством профессора А.А. Кудинова [55].

Контактные теплоутилизаторы могут быть использованы на ТЭС для следующих целей [56]:

- повышение КПД паровых и водогрейных котлов;
- получение конденсата водяных паров из уходящих газов для подпитки цикла котлов;
- снижение выбросов вредных веществ в окружающую среду;
- подогрев основного конденсата в системе регенерации низкого давления;
- подогрев воды для собственных нужд ТЭС (отопление и вентиляция главного корпуса).

Возможность использования скрытой теплоты конденсации для нагрева основного конденсата в схеме регенерации турбины исследовалась А.У. Липецом [57] на примере энергоблока мощностью 300 МВт. Сделан вывод, что за счет теплоты конденсации уходящих газов можно заместить подогрев конденсата с расходом 639,5 т/ч от 27 до 58 С в ПНД-1. За счет этого освободившийся пар вырабатывает дополнительную мощность $\Delta N = 1,2$ МВт. В результате снижается удельный расход топлива энергоблоком на 0,4 %.

Другое направление использования скрытой теплоты конденсации предложено в кандидатской диссертации В.В. Беспалова [54] – это воздушное отопление главного корпуса ТЭС и подогрев дутьевого воздуха в холодное время. При воздушном отоплении

водяные пары конденсируются в трубчатом воздухоподогревателе, работающем на шунтовом газоходе дымовых газов. Скрытая теплота конденсации водяных паров нагревает воздух, направляемый в систему вентиляции здания. Предложенная система воздушного отопления может замещать систему отопления от калориферов, которые используют пар из отборов турбины.

Улучшение экологии за счет применения контактных экономайзеров достигается за счет снижения концентрации оксидов азота в уходящих газах. Опыт использования контактного экономайзера на котле ГМ-50-14/250 Жодинской ТЭЦ [56] показал, что при нагрузке котла 50 т/ч концентрация оксидов азот в продуктах сгорания снизилась на 72 мг/м³: со 181 мг/м³ до контактного экономайзера, до 109 мг/м³ после него.

Экспериментальное исследование тепломассообмена в установке получения конденсата из уходящих дымовых газов, работающей на ГРЭС-24, подробно показано в кандидатской диссертации Д.Ю. Бухонова [58].

Внедрение в энергетике теплообменных аппаратов для утилизации влаги и тепла дымовых газов во многом сдерживается отсутствием методов расчета многопоточных теплообменных аппаратов, учитывающих возможный фазовый переход в теплоносителях в рабочем диапазоне нагрузок энергетического оборудования.

Тепловой расчет контактных аппаратов имеет целью определение теплопроизводительности экономайзера по принятым параметрам уходящих газов, или поиск параметров уходящих газов по заданной теплопроизводительности экономайзера, или определение количества подогреваемой в экономайзере воды и её конечной температуры. Любая из данных задач решается использованием балансовых уравнений, выражающих законы сохранения теплоты и массы.

Гораздо более сложной задачей является определение конструктивных характеристики аппарата: объема контактной камеры, типа и размера насадки, размеров подводящих и отводящих газоходов.

Процесс тепломассообмена в контактных экономайзерах весьма сложен для математического моделирования. В зависимости от величин температур воды, газа и точки росы доминирующее влияние могут иметь процессы тепло- или массопереноса. Кроме того, в различных зонах аппарата движущие силы этих процессов могут иметь разные знаки. Например, в случаях, когда в нижней части аппарата происходит процесс испарения воды

при ее контакте с горячими дымовыми газами, а в верхней - конденсация паров влаги из уже охладившихся газов [59].

Очевидно, что методика расчета контактного аппарата «по зонам» является наиболее точной. Несмотря на это в большинстве существующих методик расчета контактных аппаратов предлагается использовать средние для всего объема контактных аппаратов коэффициенты тепло- и массообмена [53, 55, 57, 54]. Анализ данных работ позволяет сделать вывод, что универсальных зависимостей для определения средних коэффициентов тепло- и массопередачи не существует прежде всего ввиду различных конструктивных характеристик аппаратов.

Общая интенсивность передачи теплоты в контактном аппарате зависит от соотношения между собой значений трех тепловых потоков: передачи физической теплоты дымовых газов воде; испарения воды и конденсации паров. Подробный анализ влияния данных факторов приведен в [59].

Процессы конденсации паров в контактных аппаратах аналогичны тепло- и массообмену при конденсации пара из движущейся паровоздушной смеси. Л.Д. Верман [60] показал, что в этом случае конвективный теплообмен между паровоздушной смесью и пленкой конденсата не играет существенной роли. Определяющим фактором является скорость переноса пара к поверхности конденсации, зависящая от разности влагосодержаний или парциальных давлений пара в газовом потоке и у поверхности пленки.

Процессы испарения изучены меньше, чем процессы конденсации пара из парогазовой смеси, однако известно, что коэффициенты теплообмена при испарении несколько выше, чем при конвективном теплообмене, но значительно ниже, чем при конденсации пара из парогазовой смеси. Например, Г. С. Сергеевым получено при испарении с открытой поверхности уравнение [61]:

$$\text{Nu} = 0,086 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,33} \text{Gu}^{0,2}, \quad (1.14)$$

где $\text{Gu} = (T_c - T_m) / T_c$ — критерий Гухмана (здесь T_c — абсолютная температура парогазовой смеси; T_m — абсолютная температура мокрого термометра). Сопоставив это уравнение с известным уравнением для продольного омывания при конвективном теплообмене, легко увидеть, что коэффициент теплоотдачи при испарении всего лишь в 2-3 раза выше. Это явление объяснено Л. Д. Верманом [60], А. А. Гухманом [62] и другими.

Благодаря наличию большого количества экспериментальных исследований насадочных камер для определения коэффициента тепло- и массопереноса на практике используется коэффициент эффективности насадки φ . Определение данного коэффициента также сопряжено с трудностями, поскольку результаты разных экспериментальных исследований плохо согласуются между собой [63].

Известны попытки разработать упрощенную методику теплового расчета этих контактных аппаратов, не связанную с необходимостью определять коэффициенты тепло- или массообмена, движущую силу процесса, коэффициенты использования объема и поверхности насадки (коэффициенты эффективности насадки). Например, метод, предложенный Г. А. Пресичем [64], согласно которому определение объема или поверхности насадки заменяется раздельным определением высоты насадочного слоя и площади поперечного сечения контактной камеры. Высоту слоя насадки предлагается принимать путем расчета так называемого эффективного геометрического фактора (относительной высоты) насадки, представляющего собой отношение высоты слоя к эквивалентному диаметру насадки: h/d_{Γ} .

Для приближенных расчетов контактных камер экономайзеров, использующих теплоту уходящих газов котлов, промышленных печей и сушильных установок, известен достаточно простой метод определения объема насадки через объемные теплонпряжения насадочного слоя, полученные экспериментально на опытной установке НИИСТа [65].

Таким образом, создание универсальной методики расчета тепломассообмена в контактных аппаратах является для энергетики актуальной задачей.

1.2.2. Башенные градирни

В башенных градирнях передача тепла от воды осуществляется за счет теплообмена с влажным воздухом и испарения самого охлаждаемого теплоносителя. При моделировании процесса тепломассообмена в башенных градирнях в качестве отдельных потоков теплоносителей далее предлагается рассматривать воду, воздух и водяной пар, что позволяет моделировать башенную градирню как многопоточный теплообменник.

Снижение потребления природной воды в теплоэнергетике и различными промышленными предприятиями, а также предотвращение теплового загрязнения поверхностных источников – приоритетные направления в энергосбережении и улучшении экологической обстановки в регионах страны. Важная роль в решении этих задач принадлежит охлаждающим системам оборотного водоснабжения с испарительными градирнями.

Использованная вода поступает в градирни, где происходит отвод от нее теплоты в атмосферу. Рост мощности современных ТЭС и различных предприятий требует не только увеличения площади охладителей, но и интенсификации процессов, протекающих в них.

Основная часть воды, потребляемой на ТЭС, используется для охлаждения и конденсации отработавшего в турбинах пара. Относительная доля охлаждающей воды в конденсаторах турбин в общем балансе водопотребления ТЭС составляет 85-95% [30]. Снижение давления в конденсаторе имеет определенный оптимум, исходя из технико-экономических факторов. С точки зрения водоснабжения ТЭС к таким факторам, в первую очередь, относятся температура и расход охлаждающей воды, затраты энергии на ее транспортирование и др.

Башенные испарительные градирни предназначены для охлаждения циркуляционной воды на тепловых и атомных электростанциях [67]. В такой противоточной градирне охлаждение происходит как в пленке, стекающей по оросителю, так и при падающих капельных течениях в над- и подоросительном пространствах.

Корпуса градирен могут быть различной формы: цилиндрической, конической и т.д., квадратного, шестиугольного, кругового сечения в плане. Они изготавливаются из металла, бетона, в последнее время все чаще из пластмассы. К пассивным рабочим органам градирен относятся: ороситель, каплеуловитель, водораспределитель, к активным – крыльчатка вентилятора (для вентиляторных градирен). Рабочими средами в градирнях являются атмосферный воздух и оборотная вода. Поступая по отдельности в градирню, они контактируют, в результате чего вода охлаждается, а воздух, нагреваясь и увлажняясь, возвращается в атмосферу. Расположенная внутри градирни насадка (блоки оросителей) служит для увеличения поверхности контакта между водой и воздухом.

Наиболее важный узел градирни – это насадка (блоки оросителя). Тепло и массообменные свойства оросителя, наряду с аэродинамическими, определяют, в основном, эффективность градирни, т.е. влияют на выбор необходимого размера новой градирни или оценку возможностей теплосъема существующей градирни. Для оросителей используются различные материалы: цемент, пластмасса.

Значительный вклад в разработку методов расчета градирен внесен Ф. Меркелем, Б.В. Проскуряковым, Л.Д. Берманом, И. Лихтенштейном, А.А. Кудиновым, А.В. Дмитриевым, А.Г. Лаптевым и другими авторами [66-72]. Наиболее широкое распространение и общее признание в мире получил метод Меркеля.

Баланс тепла, отдаваемого в градирне водой и воспринимаемого воздухом, представлен в следующем виде [68]:

$$Q = c_v \cdot [G_B \cdot (t_B^{BX} - t_B^{BbX}) + G_{и} \cdot t_B^{BbX}] = G_{г} \cdot (h_{г}^{BbX} - h_{г}^{BX}), \quad (1.15)$$

где c_v – удельная теплоемкость воды, Дж/кг К; G_B – расход воды кг/с; $G_{и}$ – количество испарившейся воды, кг/с; t_B^{BX}, t_B^{BbX} – температуры на входе и на выходе из градирни, °С; $G_{г}$ – расход воздуха, кг/с; $h_{г}^{BX}, h_{г}^{BbX}$ – удельная энтальпия воздуха на входе и выходе из градирни, Дж/кг.

Материальный баланс (баланс влаги) определен равенством между количеством испарившейся жидкости и приращением влагосодержания воздуха [68]:

$$G_{и} = G_{г} \cdot (x_{г}^{BbX} - x_{г}^{BX}), \quad (1.16)$$

где $x_{г}^{BX}, x_{г}^{BbX}$ – влагосодержания насыщенного воздуха на входе в градирню и выходе из нее, кг/кг.

При тепловом расчете градирен обычно заданы расходы и начальные параметры воды и воздуха, а конечные параметры $t_B^{BbX}, x_{г}^{BbX}, h_{г}^{BbX}$ остаются неизвестными. Очевидно, что двух уравнений (1.15) и (1.16) для их определения недостаточно. Поэтому приходится обращаться к уравнениям, описывающим процесс тепломассообмена между водой и воздухом в насадке градирни. Они могут быть составлены лишь в дифференциальной форме для элементарного объема насадки dV высотой dh как сумма тепла, передаваемого от воды к воздуху соприкосновением и тепла, передаваемого испарением [68]:

$$dQ = \alpha_v \cdot (t_B - t_{г}) \cdot dV + h_{и} \cdot \beta_{vx} \cdot (x'' - x) \cdot dV, \quad (1.17)$$

где $h_{и} = c_v \cdot t_B^{BX} + r$ – энтальпия пара при температуре воды t_B^{BX} ; r – удельная теплота парообразования, Дж/кг; $t_B, t_{г}$ – температура воздуха, °С; α_v – коэффициент теплоотдачи, Вт/м² К; β_{vx} – объемный коэффициент массоотдачи, кг/м³ ч; x'' – влагосодержание насыщенного воздуха, кг/кг.

Значение коэффициента β_{vx} определить затруднительно из-за неизвестной площади поверхности контакта воды с воздухом в насадке. Поэтому β_{vx} находят экспериментально для конкретного типа насадки, установленной на данной градирне и работающей в определенном режиме. Следовательно, весьма затруднено и сопоставление различных насадок. Чтобы результаты испытаний насадки можно было переносить на другие условия и

сопоставлять с результатами испытаний других их типов и конструкций, необходимо иметь соответствующие критерии.

Первые экспериментальные попытки установления таких критериев были выполнены Лихтенштейном в 1943 г. В результате многолетних исследований различных авторов и организаций, отечественных и зарубежных стало к настоящему времени общепринятым в мировой практике представлять экспериментальные данные в виде графика зависимости [68]:

$$\frac{\beta_{vx}}{G_g} = f(\lambda), \quad (1.18)$$

где $\lambda = G_v / G_g$.

В нашей стране для расчета и проектирования башенных градирен ТЭС и промышленных объектов в 1971 году были изданы технические указания ВСН 17-67 [69], в которых аэродинамические расчеты башенных градирен рекомендуются производить по прилагаемым к ним графикам, составленным на основании лабораторных экспериментальных исследований на моделях башенных градирен площадью орошения 500-3000 м². По графикам определяется общий коэффициент аэродинамического сопротивления градирни $\xi_{общ}$ и его зависимость от площади (высоты) воздухоходных окон и коэффициентов сопротивления оросительного устройства (конструкция оросителя и плотности орошения). Опыт применения графиков показал, что получаемые с их помощью величины $\xi_{общ}$, используемые в аэродинамических и тепловых расчетах реконструируемых и строящихся градирен, в основном соответствуют действительному сопротивлению. Вместе с тем пользование графиками выявило и некоторые недостатки:

- невозможность применения ЭВМ для определения $\xi_{общ}$ при проведении технологических расчетов градирен;
- трудность определения промежуточных величин между линиями, особенно в нижней части графиков, которая и является в основном рабочей;
- в графиках учитывается влияние плотности орошения на $\xi_{общ}$ только в зависимости от конструкции оросителя и не принимается во внимание сопротивление, оказываемое потоку воздуха в пространстве и в зоне расположения водораспределительной системы;
- не учитывается сопротивление водоуловителей;
- в градирнях, для которых составлены графики, система водораспределения лотковая.

Более поздние лабораторные и теоретические исследования аэродинамики башенных градирен, выполненные во ВНИИГ им. Б.Е. Веденеева, во многом подтверждают отмеченные недостатки расчета по ВСН 14-67, но не содержат нормативных рекомендаций [70].

На базе накопленных данных разработана методика определения общего коэффициента сопротивления реконструируемых башенных градирен, которая лежит в основе их аэродинамического расчета [70]. Полное аэродинамическое сопротивление градирни представлено как сумма сопротивлений ее отдельных элементов [70]:

$$Z' = (\xi_1 + \xi_2 + \dots + \xi_n) \cdot \frac{\rho \cdot W_G^2}{2 \cdot g}, \quad (1.19)$$

где Z' – общее аэродинамическое сопротивление градирни, мм вод. ст. ($\text{кг}/\text{м}^2$); $\xi_1 + \xi_2 + \dots + \xi_n$ – коэффициенты сопротивлений элементов градирни по пути движения воздуха в ней; W_G – средняя скорость движения воздуха в свободном сечении оросителя, м/с; ρ – плотность входящего в градирню воздуха, $\text{кг}/\text{м}^3$; g – ускорение силы тяжести, м/с.

В уравнении (1.19) пренебрегается взаимовлиянием элементов градирни на сопротивление друг друга, что оказалось на практике вполне приемлемым при инженерных расчетах. В этом случае очень важно так разделить градирню на составные части (элементы), чтобы значение каждого сопротивления в формуле (1.19) можно было удобно и достоверно измерить.

Основой при проектировании и реконструкции градирен, а также при привязке типовых проектов к конкретным условиям и требованиям является тепловой расчет. В виду сложности процессов тепломассообмена в градирнях, тепловой расчет долгое время основывался на эмпирических графиках охлаждения. Эти графики охлаждения, как правило, могут быть использованы лишь для тех типов и конструкций градирен, по которым получены данные натурных испытаний, положенных в основу построения графиков. При этом необходимо учитывать, чтобы скорость движения воздуха в насадке, высота блока насадки, форма и размеры его элементов соответствовали параметрам градирен, по испытаниям которых составлены графики. Таким образом, эмпирические графики охлаждения могут быть использованы только для привязки существующих проектов градирен к местным условиям.

Родоначальниками теоретических подходов к тепловому расчету градирен являются Л.Д. Берман [71] и Б.В. Проскураков [72]. Метод теплового расчета, разработанный Л.Д.

Берманом, дает возможность непосредственно определять конечные значения искомых величин, состояние воздуха и температуры воды на основе приближенного решения основных уравнений теплового баланса [72].

Метод Б.В. Проскурякова основан на приближенном интегрировании уравнения теплового баланса, где искомые величины определяются последовательно по сечениям блока насадки. Для замыкания дифференциальных уравнений используются эмпирические формулы для определения коэффициентов массо- и теплоотдачи, имеющие узкий диапазон применения, а также приближенные способы нахождения средней разности теплосодержаний.

Тепловой расчет в градирнях с вынужденной тягой начинается с определения отношения массовых расходов воды и воздуха по заданным условиям по охлаждению и для выбранного типа насадки. После определения отношения между расходами воды, можно уточнить расход воздуха. Затем выбирается площадь сечения насадки, перпендикулярной направлению потока воздуха, и числа вентиляторов, которые будут нагнетать воздух в градирню [73].

Эмпирический метод, основанный на закономерностях испарительного охлаждения, позволяет провести качественный анализ процессов в градирнях, и выбрать из известных типов насадочных контактных устройств наиболее подходящие для заданных условий. Ограничения этого подхода заключаются в узком интервале применения эмпирических формул и невозможности выбора оптимальной конструкции и технологического режима.

Номограмма для расчета противоточных градирен с насадочным блоком, по которой в соответствии с типом насадки и выбирается коэффициент массоотдачи приведена в работе [74].

Несмотря на большое количество методик [68, 276] расчета можно сделать вывод, что все они ориентированы на определенные типы градирен и учитывают эмпирические коэффициенты или графические зависимости, что делает актуальным задачу разработки единого подхода к моделированию градирен как многопоточной тепломассообменной системы.

Типы суховоздушных и комбинированных градирен, которые используются в настоящее время на территории Российской Федерации, а также особенности их эксплуатации приведены в работах А.В. Охлопкова, С.Н. Ленёва [75, 76].

1.2.3. Многоступенчатые испарительные установки

Еще одним примером многопоточной многоступенчатой теплообменной системы на ТЭС является многоступенчатая испарительная установка [77]. На ряде электростанций восполнение потерь конденсата производится дистиллятом, который получают из химически обработанной воды в испарительных установках. Этот метод называется термическим обессоливанием воды.

Поступающая в испарительные установки вода за счет передачи тепла от подводимого в нагревательную систему греющего пара превращается в пар, который затем конденсируется. В процессе парообразования вещества, загрязняющие воду, остаются в испарителе и удаляются из него с непрерывной продувкой. Полученный в результате конденсации пара дистиллят содержит лишь незначительное количество нелетучих примесей, которые поступили с капельным уносом концентрата испарителя.

Греющий пар, подводимый в нагревательную систему испарителя, называется первичным, а образующийся в испарителе – вторичным. Первичный пар передаёт свое тепло для испарения находящейся в испарителе воде, затем конденсируется и поступает в сборник дистиллята. Вторичный пар из испарителя поступает в поверхностный охладитель, конденсируется и направляется в сборник дистиллята.

В зависимости от количества последовательно включенных корпусов различают одно-, двух- и многоступенчатые испарительные установки. Применение одноступенчатых установок экономически менее целесообразно, т.к. в них на 1 т греющего пара можно получить лишь 0,85-0,95 т дистиллята. В многоступенчатой установке вторичный пар каждой ступени используется в качестве греющего пара последующей ступени. С увеличением количества ступеней испарительной установки количество дистиллята, получаемого с одной тонны первичного пара: 1,4-1,65 т; 3,0-3,2 т; 3,5-3,7 т с двух-, четырех- и пятикорпусных установок [78].

На электростанциях, где потери конденсата невелики, дистиллят получают в двух ступенях испарительной установки. В многоступенчатых число ступеней не превышает шести, и питание аппаратов водой может осуществляться как последовательно, так и параллельно. В качестве первичного пара одноступенчатых установок и первой ступени многоступенчатых установок на станциях используется пар из регенеративных или регулируемых отборов турбины. Когда испарители включены в систему регенеративного подогрева питательной воды котлов, конденсация вторичного пара может производиться в

отдельных конденсаторах, либо в тех же подогревателях, в которых осуществляется регенеративный подогрев питательной воды при отсутствии испарителей [78].

Выбор числа ступеней испарительной установки выполняется на стадии проектирования ТЭС. Ошибки, допускаемые при этом, могут приводить к невозможности нормальной эксплуатации установки.

Методы расчета МИУ на заданную производительность при известных серийных типоразмерах испарителей и подогревателей идентичны методам расчета выпарных установок, которым посвящены работы И.А. Тищенко [79], Н.И. Гельперина [80, 82], И.А. Кичигина [81], Е.И. Таубмана [83, 84], строятся на поиске выражения полезной разности температур в первом корпусе. При оптимальном распределении суммарной полезной разности температур в выпарных установках с отбором экстра-пара температурный напор ступени в первой может быть найден по зависимости [82]:

$$\Delta t_1 = \frac{\sum_1^n \Delta t_i}{\sum_1^n \sqrt{\frac{k_1}{k_i}}} = \frac{\Delta t_c}{\sum_1^n \sqrt{\frac{k_1}{k_i}}}, \quad (1.20)$$

где Δt_1 , Δt_i , Δt_c – температурный напор в первой, i -ой ступенях испарения и общий температурный перепад на МИУ, °С; k_1 , k_i – коэффициенты теплопередачи в первом и i -ом испарителе, Вт/(м²°С).

По известному значению Δt_i , определяются температурные перепады в остальных корпусах, параметры по ступеням испарения, производительности ступеней и показатели работы МИУ [82]:

$$\Delta t_i = \Delta t_1 \cdot \sqrt{\frac{k_1}{k_i}}, \quad (1.21)$$

Технико-экономический анализ схем МИУ выполнялся в основном для опреснительных выпарных установок, для чего исследователи использовали приближенные аналитические зависимости по расчету удельных расходов теплоты и поверхности теплообмена. Эти работы выполнялись представителями МЭИ [85,86, 87] (Б.Н. Голубков, А.И. Корнеичев, Ж.Р. Кузнецова, А.С. Седлов) СвездНИИХИМАШа [88] (С.И. Голуб, М.Б. Вайсблат и др.), а также Г.К. Костенко, О.А. Кардасевичем [89], А.В. Мошкариным [78], Г.К. Фейзиевым [90]. Основным недостатком отмеченных работ является отсутствие учета специфики схем МИУ ТЭС, а также их возможное переплетение с системами

регенерации паровых турбин. Однако в большинстве исследований принималась регенеративная схема МИУ с пароводяными подогревателями и каскадным сливом дренажей, что характерно в основном для опреснительных выпарных установок.

Такая постановка исходных условий для решения задачи позволяла получать рекуррентные зависимости по определению производительности ступеней при равенстве температурных перепадов и коэффициентов теплопередачи по ступеням, а также удельных показателей с погрешностью от 4 до 6% [78].

Изучению особенностей работы реальных МИУ, установленных на ТЭС посвящены работы сотрудников УралВТИ [91, 93], Уралтехэнерго [92], МЭИ [94]. В них анализируется водный режим различных МИУ, качество дистиллята, а также тепловая эффективность схем включения МИУ на основе коэффициентов ценности теплоты.

В работе Р.Ш. Бускунова [93] выполнено сопоставление тепловой экономичности схем последовательного и параллельного питания МИУ и сделан вывод, что отключение регенеративных подогревателей (при выводе в ремонт или из строя) в последовательной схеме питания приводит к существенному ухудшению ее показателей, в то время как при параллельной схеме этого не происходит. Данное утверждение подтверждается в работах других авторов [78]. Показано, что последовательная схема питания с пароводяными подогревателями и каскадным сливом дренажей более экономична, чем схема параллельного питания.

Выводы работы в определенной степени противоречат результатам исследований Г.К. Фейзиева [90], которые доказывают наибольшую эффективность параллельной схемы питания при каскадном сливе дренажей и пароводяными подогревателями.

В работе Р.В. Агапова [94] исследовано большое количество реальных шестиступенчатых схем МИУ, однако параллельные схемы рассматриваются только с водоводяными подогревателями. Исследований влияния каждого дополнительного подогревателя на показатели МИУ не выполнялось. Это важно с точки зрения секционирования МИУ.

Одной из важных задач, которая должна решаться на стадии проектирования МИУ, является задача оценки условий ее замыкания «на себя» [78, 93, 94]. Количество избыточного пара МИУ зависит не только от схемы МИУ, но и от способа ее включения в тепловую схему ТЭС. При отводе дистиллята в БЗК его необходимо охлаждать, вследствие чего возрастает количество избыточного пара по сравнению со схемой отвода в деаэратор питательной воды.

Впервые техническое решение по реализации условий замыкания общестанционной МИУ было предложено А.В. Мошкариным и А.С. Седловым еще в 70-е годы [95]. В нем предлагалось применить в МИУ помимо подогревателей питательной воды тракт подогревателей дистиллята перед подачей его в деаэрактор повышенного давления.

Вторым способом утилизации избыточного пара может быть применение парового компрессора для его сжатия и подачи в качестве греющего в первую ступень МИУ. Такой способ утилизации вторичного пара использовали уже в 30-е годы XX века, применяя паровые компрессоры на трехступенчатых испарительных установках [96]. При этом вторичный пар последней ступени играл роль греющего пара. В 60-80 гг. такая схема использовалась на опреснительных установках [97].

В работе МЭИ [85] впервые для общестанционной МИУ отмеченные вопросы подвергаются технико-экономическому анализу. Показано, что наиболее экономичной оказывается шестиступенчатая МИУ с регенеративным нагревом дистиллята в двух подогревателях, установленных в первой и четвертой ступенях испарения, замкнутая на «себя».

В работах МЭИ [94], УралВТИ [93], ИГЭУ [78] рассматриваются возможности утилизации избытков вторичного пара МИУ в ДООУ (вакуумной дистилляционной опреснительной установке) и в ИУМВ (испарительной установке мгновенного вскипания).

Однако глубокого исследования вопроса утилизации вторичного пара МИУ в приведенных работах не проводилось, как и не проводилось исследования влияния схемы МИУ, развитости регенерации на величину избыточного пара.

Данные численные исследования были реализованы в работе Мошкарина А.А. [98] на основе методики расчета многоконтурных испарительных установок и разработанного программного пакета, обеспечивающего моделирование и расчет схем МИУ. В методике Жукова В.П., Мошкарина А.А. [98, 99] каждая ступень испарения МИУ представлена как теплообменная поверхность с фазовым переходом, для моделирования которой на основе уравнений теплового баланса получена матрица [98, 99]:

$$\begin{bmatrix} -C_1 & C_2 & C_1 & -C_2 \\ 0 & 1 & 1 - \exp(-B) & -\exp(-B) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} t_{01} \\ t_2 \\ t_1 \\ t_{02} \end{bmatrix} = 0, \quad (1.22)$$

где $B = K \cdot F / C_2$; $C = c_p \cdot G$ – теплоемкость массового расхода теплоносителя; K – коэффициент теплопередачи, Вт/(м² К); c_p – теплоемкость воды кДж/(кг °С); G – расход

теплоносителя, кг/ч; t – температура теплоносителя, °С; F – поверхность теплообмена, м²; индекс 1 относится к горячему теплоносителю, 2 – к холодному, 0 – к входной температуре.

Система уравнений, аналогичных (1.22) для каждой ступени испарения, описывает многоступенчатую установку и в матричном виде может быть записана как [98]:

$$\mathbf{P} \cdot \mathbf{T} = \mathbf{0}, \quad (1.23)$$

где $\mathbf{P} = \{P_{ij}\}$ – блочная ленточная матрица размера $2 \cdot n \times (2 \cdot n + 2)$ элемента; матрица-столбец \mathbf{T} размера $(2 \cdot n + 2) \times 1$ элемента составлена из температур холодного и горячего теплоносителей.

Недостатком предложенного подхода является предположение, что на всей поверхности теплообмена испарителя происходит фазовый переход теплоносителя без учета зон догрева холодного теплоносителя до параметров насыщения.

1.2.4. Пластинчатые и спиральные аппараты

Наиболее характерным примером многопоточных теплообменных систем являются пластинчатые теплообменные аппараты [100, 101], которые получили широкое распространение в энергетике и промышленности. У данных аппаратов число параллельно включенных каналов достигает нескольких десятков, а в каждом внутреннем канале теплоноситель обменивается теплом с двумя соседними потоками. Схема движения потоков в многопоточном пластинчатом теплообменном аппарате приводятся на рисунке 1.1.

Методика расчета пластинчатых водоподогревателей [102] основана на использовании в них всего располагаемого напора теплоносителей с целью получения максимальной скорости каждого теплоносителя и соответственно максимального значения коэффициента теплопередачи или при неизвестных располагаемых напорах по оптимальной скорости нагреваемой воды. Соотношение числа ходов для греющей X_1 и нагреваемой X_2 воды находится по полуэмпирической формуле [102]:

$$\frac{X_1}{X_2} = \left(\frac{G_h}{G_d} \right)^{0.636} \cdot \left(\frac{\Delta P_{гр}}{\Delta P_n} \right)^{0.364} \cdot \frac{1000 - t_{ср}^h}{1000 - t_{ср}^{гп}}, \quad (1.24)$$

где ΔP – перепад давления, Па; G – расход теплоносителя, кг/с; $t_{ср}$ – средняя температура теплоносителя. °С; индексы «гр», «h» – относятся к горячему теплоносителю; «н», «d» – к холодному теплоносителю.

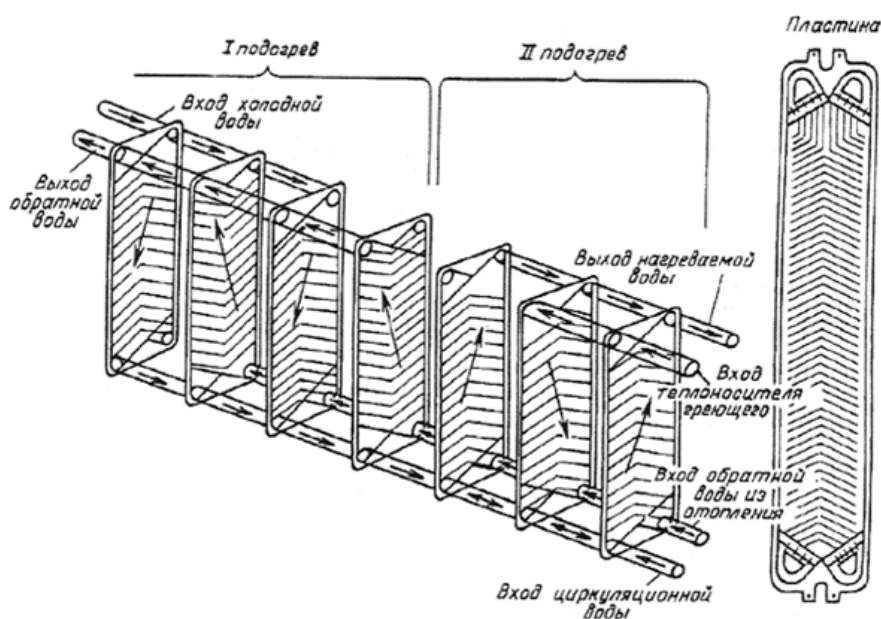


Рисунок 1.1. Схема движения потоков в пластинчатом теплообменном аппарате

Коэффициент теплоотдачи α_1 , Вт/(м²·°С) от греющей воды к стенке пластины определяется по формуле [102]:

$$\alpha_1 = 1,16 \cdot A \cdot \left[23000 + 283 \cdot t_{\text{гр}}^{\text{гр}} - 0,63 \cdot (t_{\text{гр}}^{\text{гр}})^2 \right] \cdot W_{\text{гр}}^{0,73}, \quad (1.25)$$

где A – коэффициент, зависящий от типа пластин.

Коэффициент теплоотдачи α_2 , Вт/(м²·°С), от стенки пластины к нагреваемой воде принимается по формуле [102]:

$$\alpha_2 = 1,16 \cdot A \cdot \left[23000 + 283 \cdot t_{\text{гр}}^{\text{н}} - 0,63 \cdot (t_{\text{гр}}^{\text{н}})^2 \right] \cdot W_{\text{н}}^{0,73}. \quad (1.26)$$

Коэффициент теплопередачи K , Вт/(м²·°С), определяется по формуле [102]:

$$K = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda}}, \quad (1.27)$$

где β – коэффициент, учитывающий уменьшение коэффициента теплопередачи из-за термического сопротивления накипи и загрязнений на пластине, в зависимости от качества воды принимается равным 0,7 – 0,85.

Анализ существующей расчетной методики [102] показывает, что она позволяет находить только интегральные показатели аппарата и не позволяет определять распределение значений этих параметров на локальном уровне внутри аппарата. В силу этого данная расчетная методика не позволяет решать задачи оптимального управления, например,

распределенной подачей теплоносителей различной тепловой ценности в разные точки системы для обеспечения в ней наибольшей эффективности теплообмена.

Очевидно, что расчет локальных параметров теплоносителей в таком теплообменнике не может быть сведен к расчету совокупности двухпоточных аппаратов, поэтому для проведения их расчетного анализа требуется разработка математического описания, учитывающего эту специфику.

Другим примером многопоточных теплообменных систем является спиральный теплообменный аппарат, схема движения потоков в котором представлены на рисунке 1.2. Двигаясь по спирали, каждый теплоноситель обменивается тепловой энергией с соседними потоками, то есть теплообмен в данном случае также не может быть на локальном уровне описан в рамках двухпоточного подхода.

Модели теплообмена в пластинчатых и двухпоточных спиральных аппаратах в рамках методологии матричной формализации представлены в кандидатской диссертации Барочкина А.Е. [195].

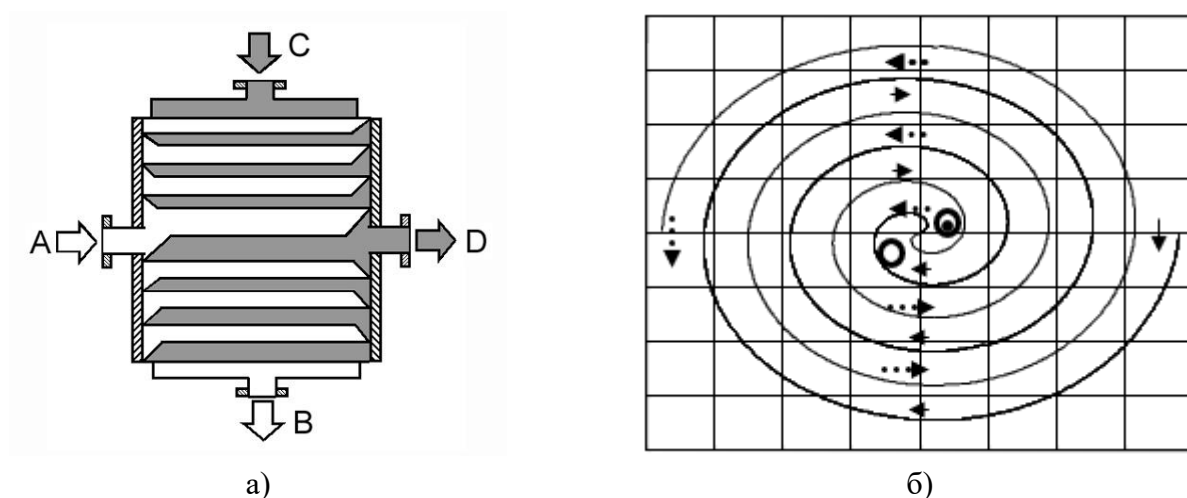


Рисунок 1.2. Схема ввода/вывода теплоносителей (а) и схема движения потоков в спиральном теплообменном аппарате (б)

1.2.5. Встроенные теплофикационные пучки в конденсаторах турбин

Подача в конденсатор турбины наряду с охлаждающей циркуляционной водой дополнительного потока воды (сетевой, исходной, подпиточной и др.) позволяет рассматривать его как трехпоточный теплообменный аппарат. Основным направлением повышения эффективности работы теплофикационных турбин является снижение потерь теплоты в конденсаторах и увеличение доли электроэнергии, вырабатываемой на тепловом

потреблении. Указанная цель может быть достигнута за счет полезного использования теплоты отработавшего пара и других сбросов теплоты в конденсатор.

Для реализации первого способа конденсаторы теплофикационных турбин российского производства оснащены встроенными пучками, предназначенными для подогрева подпиточной, сетевой или какой-либо другой полезно используемой в дальнейшем воды. При работе в режиме с конденсационной выработкой электроэнергии заводами изготовителями турбоустановок предусматривается включение основных и встроенных пучков на охлаждение циркуляционной водой. При переходе в режим теплового графика нагрузок с ограниченным пропуском пара в конденсатор подача циркуляционной воды может быть полностью прекращена, а встроенный пучок при этом включен на подогрев подпиточной, сетевой или другой полезно используемой воды. Эффективность работы ТЭЦ с подогревом сетевой или подпиточной воды во встроенных пучках анализировалась Бененсоном Е.И. и Иоффе Л.С. [103], Г.А. Шапиро [104], а в 21 веке эта тема исследовалась в работах Б.В. Яковлева [105], а также в совместных исследованиях Вятского государственного университета (ВятГУ) и ВТИ [106].

В работах Шемпелева А.Г. [107] выполнен анализ существующих физико-математических моделей конденсаторов, используемых для получения характеристик конденсаторов паровых турбин и показано, что представленные в них результаты в значительной мере имеют приближенный характер, поскольку в расчетах не предусматривается учет некоторых значимых факторов, влияющих на процесс конденсации пара, таких, например, как взаимодействие эжектора и конденсатора, пространственная неравномерность парового потока, набегающего на трубный пучок, условия эксплуатации конденсатора и ряд других. Проведенный сравнительный анализ существующих расчетных инженерных методик показал, что при паровых нагрузках конденсатора более 50% от номинальной в качестве основы для разработки его математической модели может быть принята любая из рассмотренных методик [107]. При меньших паровых нагрузках конденсатора наблюдается существенное расхождение результатов расчетов как по указанным методикам, так и с нормативными значениями. В [107] разработана методика определения давления в конденсаторе и температуры воды на выходе из основных и встроенных пучков по следующему алгоритму. При заданных размерах конденсатора, его суммарной тепловой нагрузке, расходах воды через основные и встроенные пучки, их начальных температурах, в первом приближении производится распределение тепловой нагрузки между

основными и встроенными пучками пропорционально соответствующим расходам воды. Такое распределение позволяет разбить конденсатор как бы на два отдельных изолированных друг от друга отсека. Далее с использованием итерационных методов производятся вычисления величин давления в каждом из отсеков до достижения их равенства с заданной степенью точности.

Необходимо отметить, что во всех исследованиях встроенный пучок чаще всего рассматривается без учета взаимного влияния процессов теплообмена во встроенном пучке и в основном трубном пучке конденсатора. Данное обстоятельство изначально сужает возможности по моделированию теплообменных процессов, протекающих в нем в отрыве от конденсатора. В связи с этим разработка методик моделирования теплообменных процессов во встроенных пучках конденсаторов теплофикационных турбин в рамках методологии матричной формализации является перспективной задачей.

1.2.6. Конденсационные котлы

Конденсационные котлы используют тот же эффект от глубокого охлаждения дымовых газов и конденсации водяных паров, что и контактные аппараты (см. раздел 1.2.1). При этом областью применения конденсационных котлов является преимущественно сфера ЖКХ, т.е. отопление и горячее водоснабжение потребителей со сравнительно небольшой нагрузкой.

Конструктивные особенности и перспективы применения специальных конденсационных котлов в коммунальных отопительных котельных России, определенные в ходе опытной эксплуатации на котельных теплоснабжающей компаний ООО «Нижегородтеплогаз» [108], представлены в таблице 1.1.

Таблица 1.1

Конструктивные особенности и перспективы применения специальных конденсационных котлов

№ п/п	Особенности	Комментарий о возможности и целесообразности применения в условиях РФ
1	Конденсационный котел - это котел с развитой хвостовой поверхностью нагрева, минимальная температура воды на входе в который не ограничена	1. Для Центральной России наблюдается конденсационный режим в течение 3800 часов со средним КПД ~ 103%, 1200 часов - работа без конденсации с КПД ~ 98%. 2. Выигрыш в КПД наблюдается не только в конденсационном режиме (+10%), но и в режиме без конденсации (+5%). Примечание: указан КПД по нижней теплоте сгорания
2	Наибольший КПД наблюдается при наименьших нагрузках котла. Есть конструкции котлов, у которых при температуре воды на входе < 40 °С и нагрузке 100% - нет конденсации.	1. Изменена стратегия загрузки. Наиболее выгодный режим - это когда работают все котлы 2. Следствие – повышенный расход электроэнергии и износ всего оборудования котлового контура

Окончание таблицы 1.1

№ п/п	Особенности	Комментарий о возможности и целесообразности применения в условиях РФ
3	Максимальная рабочая температура на выходе из котла, как правило, не выше 90-95°C (ссылка на европейский стандарт, где для высокотемпературных систем отопления (СО) принят график 80/60 °С)	1. При $T_{\text{котл.макс}} = 90^\circ\text{C}$ применение с закрытым котловым контуром не возможно. 2. При $T_{\text{котл.макс}} = 95^\circ\text{C}$ применение с закрытым котловым контуром возможно с температурной срезкой графика 95/70°C при 90°C с незначительным недоотпуском тепла. 3. Из-за минимального температурного напора в схеме с закрытым котловым контуром - значительно увеличивается стоимость теплообменников.
4	Высокие требования к качеству котловой воды (жесткость не более 40-300 мкг-экв/л), а также к незаменимости воды в котловом контуре в соответствии с европейским стандартом.	1) При одноконтурной зависимой схеме подключения (без теплообменников) в условиях России для не автономных котельных (т.е. для центральных отопительных котельных с наружными подземными т/сетями) данные требования невозможно обеспечить, что практически ставит «крест» на зависимой схеме подключения конденсационных котлов. 2) При схеме с закрытым котловым контуром требования выполнимы, однако снижается эффективность сжигания топлива из-за повышения температуры воды на входе в котел. Примечание: при норме подпитки 0,25%/час от объема системы теплоснабжения кратность обмена составляет 12,5 раз в год (по евростандарту 1 раз за весь срок службы)
5	У ряда конструкций (TRIGON XXL EVO 1900) – большое гидравлическое сопротивление (до 2,2 кгс/см ²) при большой единичной мощности котла.	1) Перерасход электроэнергии на привод КЦН.
6	При одноконтурной зависимой схеме подключения конденсационных котлов резко упрощается тепловая схема котельной.	1) Значительное сокращение капиталовложений во вспомогательное оборудование (теплообменники, регулир. клапаны, арматура, КИПиА и т.д.). 2) Резкое упрощение эксплуатации. 3) Схема возможна только для автономных котельных (крышные, торговые центры) с новой ВСО без наружных тепловых сетей. 4) Максимально-возможный КПД.
7	Конденсационные котлы — в 1,5-2 раза дороже обычных	Требуется квалифицированный, технико-экономический расчет с учетом всех факторов экономии (топливо, электроэнергия, упрощение тепловой схемы и эксплуатации, система дымоудаления) и перерасхода (стоимость котлов, водоподготовка).
8	Сниженные выбросы и шум (экология), низкая температура дымовых газов	В идеале — индивидуальные не высокие дымовые трубы от каждого котла с креплением к зданию котельной (нет дымовой трубы на отдельном фундаменте). Требуется расчет рассеяния с учетом сниженных выбросов СО, NOx и прилегающей застройки (могут быть проблемы с дымоудалением).
9	Необходимость нейтрализации и последующей утилизации кислого конденсата	Решаемо, недорого.

1.3. Анализ подходов к моделированию многокомпонентных технологических систем измельчения

Порошок с частицами разного размера рассматривается в данном случае как многокомпонентный полидисперсный материал, каждая выделенная фракция которого считается компонентом смеси. Технологическая система измельчения при этом

рассматривается как многокомпонентная массообменная система. Частицы одного размера могут обладать разными физическими свойствами или включать другие материалы, что получило в литературе название смеси разнородных компонентов [109]. Анализ литературных источников в части исследований моделирования многокомпонентных технологических систем измельчения производился по следующим направлениям.

1. Моделирование и расчет процессов измельчения и дробления. В энергетике технологические системы измельчения сыпучих материалов эксплуатируются прежде всего в системах пылеприготовления на станциях, сжигающих твердое топливо. В состав данных установок входят углеразмольные мельницы и сепараторы пыли. Кроме энергетики механическая переработка смеси разнородных компонентов применяется в химическом производстве, при обогащении полезных ископаемых, в литейном производстве и в других отраслях промышленности [109-113]. Отечественными и иностранными учеными выполнено большое количество исследований по теме моделирования процессов измельчения [109, 112-132].

2. Моделирование и расчет процессов классификации и грохочения. Моделирование, расчет и аппаратурное оформление процессов классификации и грохочения частиц смеси по крупности зерен или по их плотности подробно освещается авторами исследований [130-133]. Выделяются следующие способы классификации дисперсных материалов: механические, пневматические и гидравлические и др.[131].

3. Моделирование технологических систем измельчения сложной структуры. В силу научной и прикладной важности этой задачи, ее решению посвящен целый ряд работ [113, 114, 133, 137-139]. Все они, однако, основываются на интегро-дифференциальных уравнениях с использованием уравнений баланса и в большинстве оперируют фиксированными характеристиками оборудования.

4. Энтропийные методы моделирования механических процессов. Актуальным направлением математического описания сложных систем является их моделирование с помощью энтропийных методов. В основе этих методов лежит использование энтропии в качестве критерия оценки функционирования систем. Моделирование, базирующееся на энтропии, решает проблему неоднородности в системе. Неоднородность элементов сложной системы обусловлена тем, что они, как правило, содержат большое число разнородных параметров, которые с разных точек зрения могут быть определены по-разному, и это создает трудности, когда необходимо выделить наиболее важный параметр для

определения функционирования системы [141]. Энтропийный метод моделирования позволяет вместо классических детерминированных моделей процесса использовать вероятностную, информационную модель.

5. Теория цепей Маркова как средство моделирования и расчета ТСИ. В последние десятилетия все большее внимание уделяется стохастическим моделям, основанным на теории цепей Маркова [126, 143, 144]. Марковские цепи используются для описания дискретных по времени и по пространству случайных марковских процессов, которые обычно записываются в виде матричных уравнений [143-146]. Процесс считается Марковским [126, 143], если будущее состояние процесса зависит только от настоящего, но не от прошлого состояния.

6. Моделирование технологических процессов на основе кинетического уравнения Больцмана. Уравнение Больцмана занимает промежуточное положение между молекулярным и сплошнородным описанием и может служить базисом для рассмотрения математических и физических проблем на макро масштабах. При решении сложного интегро-дифференциального уравнения в общем случае с семью независимыми переменными возникают серьезные трудности. Несмотря на развитие методов статистического моделирования [148] и прямого интегрирования [149], проблема создания эффективных численных схем весьма актуальна.

Результаты анализа литературных источников и выполненных исследований в рамках приведенных направлений [150], отражены в таблице 1.2.

Таблица 1.2

**Обобщенные сведения по исследованиям в области моделирования
многокомпонентных технологических систем измельчения**

Направление исследований	Исследования	Характеристика исследований	Недостатки
Моделирование и расчет процессов измельчения и дробления	[126, 134-136]	Уменьшение энергопотребления, т.е. увеличение эффективности процесса измельчения. Для практического расчета энергетических характеристик технологического оборудования получены эмпирические и полуэмпирические зависимости.	Практически все приведенные подходы к описанию измельчения предназначены для описания однородных материалов и мало пригодны для описания смеси частиц разнородных компонентов. Таким образом, несмотря на большое количество публикаций, отсутствует единый подход к описанию процессов измельчения и движения частиц смеси разнородных компонентов, позволяющий эффективно управлять процессами, используя как интегральные, так и локальные показатели.
	[111-117], [120-123]	Определяется изменение не отдельного показателя измельчения, а исследуется вид некоторой функции измельчения, например, полного остатка измельчаемого материала на сите с размером ячеек $\delta_k - R(\delta_k, t)$ при известном начальном значении остатка $R_0(\delta_k)$, где t – продолжительность измельчения.	

Направление исследований	Исследования	Характеристика исследований	Недостатки
	[125, 126]	Рекомендуется для описания кинетики измельчения использовать уравнение кинетики химической реакции первого порядка: $R(\delta_k, t) = R_0(\delta_k) \cdot e^{-\alpha t}$, где α – коэффициент, значение которого определяется из опыта. Экспериментальные исследования показали, что данное уравнение хорошо описывает реальные процессы лишь при условии, что размер куска исходного материала близок к размеру ячейки контрольного сита, в противном же случае наблюдается несоответствие экспериментальных и теоретических данных.	
	[124, 126]	Используется матричное описание процесса измельчения, которое оперирует с дифференциальной дискретной плотностью распределения частиц по крупности и основывается на уравнении баланса массы материала. С помощью данного подхода может быть получено описание кинетики процесса измельчения непрерывного во времени. Для описания изменения фракционного состава во времени используется популяционно-балансовая модель, записанная с использованием распределительной и селективной функций.	
	[121, 122, 127]	Для описания движения материала в аппаратах применяются ячеечные модели, среди которых в качестве базовых выделяют модель идеального вытеснения и модель идеального смешения. Модель с комбинацией подобных ячеек адекватно описывает процесс движения материала в мельнице, обеспечивает такую же, как и в экспериментах, кривую отклика.	
	[147]	О. Молерус для описания движения материала в установке предлагает использовать уравнение конвективной макродиффузии, которое, по существу, тождественно ячеечной модели движения материала	
	[109, 110]	В рамках системного подхода В.В. Кафаров с коллегами исследовал процесс измельчения на основе селективной модели. В систему уравнений процесса, помимо уравнения сохранения массы фракций, были включены также уравнения импульса и энергии фракции с учетом взаимодействия частиц. Однако численные решения уравнений получены только для случаев значительного упрощения исходной системы, а также с использованием экспериментальных данных по функциям измельчения и другим составляющим процесса.	
Моделирование и расчет процессов классификации и грохочения	[115-119]	Для описания процесса классификации наиболее часто используют вероятностную оценку попадания частиц определенного размера в крупный или мелкий продукты классификации. Основной характеристикой классификатора является кривая разделения $\varphi(\delta)$ или $\varepsilon(\delta)$, значения которых соответствуют вероятностям выделения частиц размером δ в мелкий $\varphi(\delta)$ или крупный $\varepsilon(\delta)$ продукты классификатора. Для представления гранулометрического состава часто используют дифференциальную кривую распределения или кривую частичных остатков $f(\delta)$, связанную с интегральными кривыми. Расположение экспериментальных точек кривой разделения напоминает вид кривой полных остатков $R(\delta)$ или проходов $Q(\delta)$, описывающей гранулометрический состав порошкообразных материалов. Такая кривая разделения описывается зависимостью Розина-Раммлера [120].	Во многих исследованиях представлены противоречивые результаты влияния фракционного состава исходной смеси на основные характеристики процесса классификации. Это связано с наличием многих случайных факторов, которые создают существенные сложности при описании механизма движения полидисперсных частиц в турбулентном потоке газа. На данный момент нет конкретного ответа на вопрос о влиянии рассматриваемого параметра на механизм протекания и результаты процесса разделения [135], поэтому развитие теории и практики фракционирования сыпучих материалов идет медленным темпом.

Направление исследований	Исследования	Характеристика исследований	Недостатки
Моделирование технологических систем измельчения сложной структуры	[113, 114, 133, 137-139]	Исследования основываются на интегро-дифференциальных уравнениях с использованием уравнений баланса и в большинстве оперируют фиксированными характеристиками оборудования.	Процесс измельчения частиц в ТСИ носит случайный характер: прочность, размеры и форма частиц имеют широкий разброс; стохастическим является движение частиц в мельнице и мельничном классификаторе. Уравнения баланса в большинстве случаев оперируют фиксированными характеристиками оборудования и составляются индивидуально для каждой схемы, что является крайне трудоемкой задачей уже при незначительном усложнении схемы.
Энтропийные методы моделирования механических процессов	[140-142]	Для нахождения решения незамкнутых систем уравнений при моделировании сложных систем успешно применяется системно-информационный подход, основанный на принципе максимума информационной энтропии. Данный подход позволяет найти наиболее вероятное состояние системы, оперируя понятием информационной энтропии. В отличие от термодинамической энтропии, которая характеризует системы молекул, информационная энтропия позволяет моделировать поведение сложных технических и социальных систем, оценивать распределение по определенному признаку элементов в системе.	Энтропийное моделирование плохо формализовано для описания измельчения смеси компонентов и не позволяет сделать переход к общей формальной модели при разрушении смеси разнородных компонентов. Существующие методы не предоставляют общесистемные переменные и не описывают связность элементов системы.
Теория цепей Маркова как средство моделирования и расчета ТСИ	[145, 146]	В работах В.Е. Мизонова, Н. Berthiaux и других авторов предложена методология применения цепей Маркова к моделированию технологий переработки дисперсных материалов, которая базируется на следующем положении: непрерывное описание эволюции во времени некоторой исследуемой функции представляется через некоторые интервалы времени конечным числом n дискретных значений функции, которые называются состояниями системы. В качестве функции могут быть характеристики объекта любой природы, в том числе ими могут быть свойство, качество чего-либо. Применительно к сыпучим материалам, состоящих из частиц, плотность их распределения заменяется вероятностями состояния	Единственным ограничением использования данного подхода является его чувствительность к размерности задачи. Так представление вектора состояний вектором размером n ячеек приводит к необходимости использования матрицы переходных вероятностей размером $n \times n$ элементов, что является критичным при решении реальных задач.
Моделирование технологических процессов на основе кинетического уравнения Больцмана	[151]	Выполнены исследования по разработке параллельных алгоритмов для решения уравнения Больцмана	Анализ существующих подходов к решению уравнения Больцмана показал, что применительно к дискретным моделям уравнения Больцмана, которое наиболее применимо для анализа технологических совмещенных процессов, требуется адаптация известных методов решения и разработка своих подходов для численного анализа указанных процессов
	[138, 139]	Выполнены исследования приближенных аналитических методов решения уравнения Больцмана, среди которых можно выделить методы разложения в ряд по числу Кнудсена по малому параметру, в которых функция распределения определяется после решения некоторой замкнутой системы уравнений для моментов.	
	[154]	В подходе релаксационных модельных уравнений оператор столкновений в правой части уравнения Больцмана заменяется релаксационным приближением, удовлетворяющим некоторым существенным свойствам исходного уравнения.	
	[155, 156, 157].	В исследованиях показаны подходы статистического моделирования.	
	[158]	Методы прямого численного решения уравнения Больцмана берут начало со схемы Нордсика, где интегралы столкновений вычислялись на основе процедуры Монте-Карло	
[159]	В методе прямого решения, развитого Лимаром, пространство скоростей разбивалось на подобласти, в каждой из которых интегралы столкновений приближались полиномами (в качестве весовой функции использовалась локально-максвелловская). Неизвестные коэффициенты полиномов определялись из соответствующих равенств после вычисления восьмикратных интегралов методом Монте-Карло. Был построен алгоритм, консервативный в пределе сходимости функции распределения к решению. Этим методом был решен ряд задач, в том числе двумерная задача обтекания пластины.		

Направление исследований	Исследования	Характеристика исследований	Недостатки
	[160]	Исследование схемы с регулярным вычислением интегралов столкновений. Показано, что решать уравнение Больцмана с приемлемой точностью с помощью обычных квадратурных формул на не очень подробных сетках можно только с помощью консервативных методов.	

1.4. Анализ подходов к моделированию многокомпонентных систем ректификации

Считается, что к многокомпонентным системам относятся смеси жидкостей с разными температурами кипения, которые разделяются в ректификационных установках. Технологические системы ректификации при этом рассматриваются как многокомпонентные массообменные системы.

В современной химической технологии процесс ректификации многокомпонентных систем (МКС) занимает первое место по степени энергозатрат на его проведение при заданном качестве целевых продуктов. Поэтому целью всех исследований процесса ректификации и является снижение энергозатрат самого процесса.

При расчете процесса ректификации многокомпонентной системы следует определить [161]:

- число ступеней контакта фаз, необходимых для осуществления ректификации в заданных пределах концентраций;
- минимальное флегмовое число;
- распределение концентраций отдельных компонентов по тарелкам колонны;
- место ввода питания в колонну;
- расход тепла в колонне.

Решение этих задач позволит произвести оценку различных вариантов схем ректификационного процесса и выбрать оптимальный. На практике различают *проверочную* (прямую) и *проектную* (обратную) постановки задачи расчета. Отличие заключается в заданных и искомым величинах. В проверочном варианте задача сводится к отысканию значений зависимых выходных переменных, как функций входных управляющих и возмущающих переменных при известных конструктивных параметрах. В проектном варианте определяются конструктивные параметры и управляющие величины при заданной степени разделения и нагрузке.

При проверочной постановке задачи в качестве независимых переменных обычно выбирают следующие величины: состав питания, количество питания, температура питания, количество флегмы и дистиллята, давление в ректификационной колонне, число тарелок, место ввода питания в колонну [162].

Для решения этих задач составляются уравнения материального, теплового балансов и фазового равновесия, в виде системы алгебраических нелинейных уравнений, которая решается только итерационными методами с помощью ЭВМ [163]. Теория и расчет процесса ректификации бинарных систем хорошо разработаны, но для ректификации многокомпонентных систем она еще далека от завершения [161].

Существующие методы расчета ректификации многокомпонентных систем позволяют производить расчеты с различной степенью точности и могут быть классифицированы следующим образом [161]:

- метод расчета от тарелки к тарелке (потарелочный);
- метод, основанный на сведении многокомпонентной системы к бинарной; этот метод является приближенным и может дать только ориентировочные результаты;
- метод, основанный на выборе наиболее трудноразделяемой пары компонентов; этот метод является как бы прототипом предыдущего;
- точные методы расчета на ЭВМ (Тиле-Геддеса, Матисона, Ньютона-Рафсона, релаксации, комбинированные, гомотопии и т.д.).

В работах [161, 164] большинство предложенных методик расчета процесса ректификации можно разделить на две различные группы, отличающиеся выбором независимых переменных: составов продуктов разделения и температур кипения на каждой тарелке. К первой группе относится метод расчета “от тарелки к тарелке”, ко второй — метод Ньютона, а также метод релаксации. Кроме того, разработаны комбинированные методы, включающие как метод первой группы, так и второй [165].

В одной из первых опубликованных программ, в которой использовалась классическая потарелочная итерационная процедура Тиле-Геддеса [161, 164, 166], был применен θ -метод сходимости, который дает удовлетворительные результаты при расчете простых ректификационных колонн. Использование θ -метода сходимости в сочетании с методом Тиле-Геддеса возможно и для метода Льюиса-Матисона [161, 164], реализованного в матричной форме на ЭВМ. В настоящее время вышеперечисленные методы почти не

используются, из-за их неточности и узкого диапазона применения (только для простой колонны).

В зарубежной литературе [167] все методы расчета ректификации разделяются на две группы: разрывную и одновременную коррекцию. Разрывной коррекцией является метод, который разрывает систему уравнений описания процесса ректификации на несколько групп и последовательно решает их. А метод одновременной коррекции решает одновременно все уравнения. К первой группе относятся методы независимого определения концентрации с использованием трехдиагональной матрицы (Bubble-Point method), 2N-Ньютона (2N-Newton method) и двух циклов (Inside-Out method). Ко второй группе относятся методы Ньютона-Рафсона (Simultaneous correction method) и гомотопии (Homotopy-continuation method). Кроме этого существует другой метод – метод релаксации (relaxation method).

Амундсон (Amundson) и Понтинен (Pontinen) явились первыми исследователями, которые решили задачу расчета ректификации многокомпонентных смесей с помощью матриц для разрывных уравнений [168]. В своей программе они использовали эмпирические уравнения для расчета энтальпии и коэффициентов равновесия компонентов. Эта программа использовалась для расчета свойств сырой нефти в атмосферно-вакуумной установке.

Метод “Bubble-Point” впервые предложен Вангом и Хенком в работе [169]. Его сущность заключается в том, что система уравнений, описывающая процесс ректификации, разрывается, и профиль состава жидкой фазы определяется решением системы линейных уравнений в виде трехдиагональной матрицы. Потом находится температура на каждой тарелке решением уравнения температуры кипения для смеси на этой тарелке. Этот метод может использоваться для близкокипящих и слабо неидеальных систем. В противном случае алгоритм не обеспечивает сходимость решения. Автор работы [170] развил этот метод для расчета процесса ректификации с ширококипящими смесями.

Для преодоления недостатка метода “Bubble-Point”, Томич [171] использовал метод Бройдена (модификация метода Ньютона-Рафсона) для решения системы $2N$ уравнений (где N - число тарелок), поэтому его назвали методом $2N$ Ньютона. Однако, как и в случае с методом “Bubble-Point”, его использование ограничивается числом исходных данных.

В 1971 г. Нафтали и Сандолм [172] линеаризовали систему уравнений описания процесса ректификации, сгруппированных по ступеням контакта, и одновременно решили ее

методом Ньютона-Рафсона. Его преимуществом являются большая точность и скорость сходимости. С обзором этого метода и его модификацией можно ознакомиться в работах [161, 166, 167, 173].

Во всех перечисленных выше методах, коэффициенты равновесия и энтальпия фаз рассчитываются по точным термодинамическим моделям, что обуславливает значительные затраты машинного времени и медленную сходимость итерационных расчетов. В работе [174] авторы предложили новый подход, по которому расчет производится через 2 различных цикла. Во внутреннем цикле применяется простая приближенная термодинамическая модель при решении системы уравнений описания процесса ректификации. А во внешнем цикле коэффициенты этой модели корректируются точными моделями. В настоящее время этот метод используется в УМПах, благодаря большой скорости сходимости, стабильности и успешности в большинстве случаев.

Основная трудность расчета массообменных аппаратов заключается в обеспечении сходимости решения систем уравнений материального, теплового балансов и фазового равновесия.

Решения систем уравнений производится итерационно, исходя из некоторого начального приближения для зависимых переменных. Такой подход свойственен всем методам решения систем нелинейных уравнений. Метод Ньютона-Рафсона и его модификации дают быструю сходимость решения (6-15 итераций) и высокую точность, но требуют достаточно хорошего начального приближения. При неудачном начальном приближении процесс сходимости происходит медленно или вообще не происходит [161, 175].

Другие авторы [176] применили аппарат нейронных сетей для прогноза паро-жидкого равновесия и решения задач оптимизации ректификации азеотропных и химически взаимодействующих смесей и получили очень хорошие результаты.

Обзор и анализ некоторых методов расчета взаимосвязанных систем разделения и область их применения приведены в таблице 1.3 [177-193]. В представленных исследованиях исходной информацией являются температура, давление, количество и составы питания всех систем, число равновесных стадий каждой колонны, типы и расположение всех теплообменных устройств, т.е. парциальный конденсатор, конфигурация потоков питания, боковых отборов и всех связанных потоков.

Методы расчета взаимосвязанных систем разделения

Исследования	Алгоритм решения уравнений	Процедура расчета	Метод сходимости	Корреляция термодинамических свойств	Область применения
[177]	одновременно	разрывные уравнения типа Тиле-Геддеса для сложных колонн	θ -метод сходимости	эмпирические уравнения идеальных растворов	ректификационная колонна с одной стриппинг секцией
[178]	одновременно	разрывные уравнения типа Тиле-Геддеса для колонн разделения	θ -метод сходимости	эмпирические уравнения идеальных растворов	отпарной абсорбер с ректификацией для регенерации абсорбента
[179]	одновременно	разрывные уравнения с использованием матричных уравнений для колонн разделения	θ -метод сходимости	эмпирические уравнения идеальных растворов	система для двух отпарных и двух ректификационных колонн, каждая колонна связана с тремя другими, и каждая продуцирует дистиллят и боковые потоки
[180]	а) индивидуально с альтернативной последовательностью итераций; б) одновременно	метод разрывных уравнений Холланда	а) θ -метод для каждой колонны; б) общий θ -метод	эмпирические уравнения пригодные для К-диаграмм Брауна, Ян-Александрова и корреляции для энтальпии	ректификационная колонна с отпарной секцией, взаимосвязь по кубовому продукту
[181]	индивидуально и одновременно	метод разрывных уравнений Холланда и метод блочной релаксации, комбинация их	общий θ -метод сходимости	эмпирические уравнения пригодные для К-диаграмм Брауна, Ян-Александрова и корреляции для энтальпии	отпарной абсорбер с ректификационной колонной для регенации абсорбента
[182]	одновременно	одновременная коррекция посредством метода Ньютона	демпфирующий фактор с ограничениями на максимальное	эмпирические уравнения идеальных растворов	последовательно упорядоченные системы разделения
[183]	индивидуально с альтернативной последовательностью итераций	разрывные уравнения с использованием FLOWTRAN блок FRAKB	собственный для каждой колонны и метод Вестейна для коррекции связей	уравнения Редлиха-Квонга и Ренона-Прауэница для К-величин, и собственные эмпирические уравнения для энтальпии	азеотропная ректификация с отпарной секцией для регенерации азеотропо преобразователя
[184]	а) индивидуально с альтернативной последовательностью итераций б) одновременно	модифицированная технология блочной релаксации	используются весовые релаксационные факторы	не известно	а) две ректификационные колонны взаимосвязанные рециклом кубового продукта колонны 2 на верх колонны 1; б) ректификационная колонна со стриппинг секцией
[185]	одновременно	метод разрывных уравнений Холланда или одновременная коррекция методом Ньютона для индивидуальных колонн	общий θ -метод для системы, собственные методы для колонн	эмпирические уравнения идеальных растворов	отпарной абсорбер с ректификационной колонной для регенерации абсорбента

Исследования	Алгоритм решения уравнений	Процедура расчета	Метод сходимости	Корреляция термодинамических свойств	Область применения
[186]	одновременно	одновременная коррекция с использованием линеаризованной версии уравнений	последовательной постановки или релаксации для трудных случаев	используются различные модели, включая уравнения для идеальных растворов, уравнения регулярных растворов, Ван-Лаара, табличные данные	а) система Петлюка для разделения смеси на три продуктовых потока; б) ректификационная колонна с отпарной стриппинг секцией; в) АВТ с тремя стриппинг секциями; г) отпарной абсорбер с двумя ректификационными колоннами; д) две отпарные колонны взаимootвязанные верхними продуктовыми потоками
[187]	одновременно	одновременная коррекция методом Ньютона	использование демпфирующего фактора	эмпирические уравнения идеальных растворов	АВТ с 3-мя боковыми стриппинг и одной отпарной секцией
[188]	одновременно	одновременная коррекция методом Ньютона с определенным игнорированием частных производных	использование демпфирующего фактора	Чоа-Сидера	ректификационная колонна, связанная с абсорбером
[189]	одновременно	используются релаксационный и демпфирующий факторы	релаксационный и демпфирующий факторы	уравнения НРТЛ, Антуана, и эмпирические уравнения для энтальпии	а) абсорбер с отпарной секцией; б) две ректификационные колонны, связанные с двумя абсорберами
[190]	одновременно	одновременная коррекция методом Ньютона для колонны разделения	а) общий θ -метод; б) демпфирующий фактор	уравнения состояния, Вильсона, Антуана и эмпирические уравнения для энтальпии	колонна экстрактивной ректификации с восстановлением азеотропореобозователя ректификацией
[191]	одновременно	метод Ньютона, или Броуден-Беннета	θ -метод сходимости	эмпирические уравнения идеальных растворов	а) две ректификационные колонны, связанные рециклами по кубовым потокам; б) отпарной абсорбер с ректификационной колонной для регенерации абсорбента, обе колонны имеют боковые потоки, система включает рецикловый теплообмен
[192]	одновременно	метод Ньютона-Шибберта	неизвестен	неизвестна	не применялся для взаимосвязанных систем
[193]	одновременно	метод релаксаций	релаксационный фактор	уравнения Вильсона, Антуана и эмпирические уравнения для энтальпии пара	а) экстрактивная ректификационная колонна с восстановлением растворителя ректификацией; б) система колонн Петлюка для экстрактивной ректификации

1.5. Использование метода матричной формализации для расчета сложных многоступенчатых систем

Матричный подход к моделированию процесса тепломассообмена в аппаратах с двумя потоками теплоносителей был описан В.П. Жуковым и Е.В. Барочкиным [194] для установок, работающих в стационарных режимах.

Матричная формализация расчета теплообменных аппаратов предполагает представление каждой ступени или аппарата четырехполюсником с двумя входными и двумя выходными потоками для холодного и горячего теплоносителей соответственно.

Для моделирования процесса теплопередачи между двумя теплоносителями составлены расчетные схемы энергетических потоков в прямоточном теплообменнике, которые представлены на рисунке 1.3 [194].

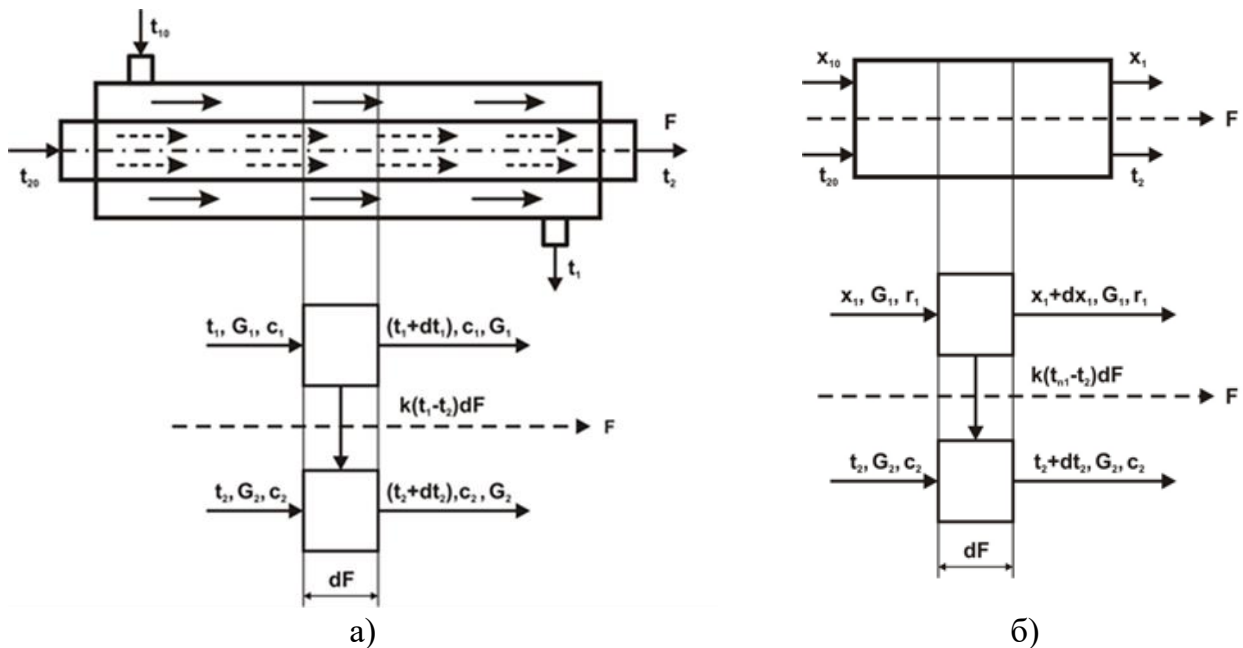


Рисунок 1.3. Расчетная схема энергетических потоков в прямоточном теплообменнике: а) без фазового перехода в теплоносителях, б) с фазовым переходом в первом теплоносителе; t – температура теплоносителя; c – удельная теплоемкость; G – расход теплоносителя; k – коэффициент теплопередачи; индекс «1» относится к горячему, индекс «2» – к холодному теплоносителю.

На основании уравнений тепловых балансов, записанных для ячейки dF для горячего и холодного теплоносителей, получена система дифференциальных уравнений, описывающая изменение температуры горячего (t_1) и холодного (t_2) теплоносителей вдоль поверхности нагрева F без учета фазового перехода [194]:

$$\begin{cases} \frac{dt_1}{dF} = -a_1(t_1 - t_2) \\ \frac{dt_2}{dF} = a_2(t_1 - t_2) \end{cases}, \quad (1.28)$$

где $a_1 = \frac{k}{c_1 G_1}$, $a_2 = \frac{k}{c_2 G_2}$.

Для теплообменного аппарата с учетом фазового перехода в первом теплоносителе система дифференциальных уравнений, описывающая изменение степени сухости

горячего (x_1) и температуры холодного (t_2) теплоносителей вдоль поверхности теплообмена, принимает следующий вид [194]:

$$\begin{cases} \frac{dx_1}{dF} = -a_1 \cdot (t_{n1} - t_2) \\ \frac{dt_2}{dF} = a_2 \cdot (t_{n1} - t_2) \end{cases}, \quad (1.29)$$

где $a_1 = \frac{k}{r_1 \cdot G_1}$, $a_2 = \frac{k}{c_2 \cdot G_2}$, r – удельная теплота парообразования, t_{n1} – температура насыщения первого теплоносителя.

Аналитическое решение (1.28) представлено авторами для ступени в матричном виде [194]:

$$\mathbf{B} \cdot \mathbf{T} = \mathbf{T}_0. \quad (1.30)$$

Здесь

$$\mathbf{B} = \begin{pmatrix} b_{11} & b_{12} & b_{13} & 0 \\ b_{21} & b_{22} & 0 & b_{24} \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{pmatrix}, \quad \mathbf{T} = \begin{pmatrix} t_{10} \\ t_{20} \\ t_1 \\ t_2 \end{pmatrix}, \quad \mathbf{T}_0 = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ t_{10}^* \\ t_{20}^* \end{pmatrix}, \quad (1.31)$$

где $b_{11} = \frac{a_2}{a_1} + e^{-(a_1+a_2) \cdot F}$, $b_{12} = 1 - e^{-(a_1+a_2) \cdot F}$, $b_{13} = -(1 + \frac{a_2}{a_1})$, $b_{21} = \frac{a_2}{a_1} \cdot (1 - e^{-(a_1+a_2) \cdot F})$,

$b_{22} = 1 + \frac{a_2}{a_1} \cdot e^{-(a_1+a_2) \cdot F}$, $b_{24} = -(1 + \frac{a_2}{a_1})$; t_{10}^* , t_{20}^* – численные значения известных из начальных условий параметров (температур).

Для моделирования тепломассопереноса в аппаратах смешивающего типа получена система дифференциальных уравнений, описывающая изменение температурного напора τ и массового расхода теплоносителей G вдоль определяющей координаты F [194]:

$$\begin{cases} \frac{d\tau}{dF} = -\frac{k \cdot \tau}{c_2 \cdot G_2} - \frac{k \cdot \tau^2}{r_1 \cdot G_2} \\ \frac{dG_1}{dF} = -\frac{k \cdot \tau}{r_1} \\ \frac{dG_2}{dF} = -\frac{dG_1}{dF} \\ \tau = (t_{1n} - t_2) \end{cases}. \quad (1.32)$$

Для расчета смешивающих подогревателей в теплообменных установках сложной структуры предложена упрощенная модель процесса, которая не учитывает теплоты, обусловленной разностью температур конденсата пара и воды перед смешением [194]:

$$\begin{cases} \frac{dt}{dF} = -\frac{k \cdot t}{c_2 \cdot G_2} \\ \frac{dx_i}{dF} = -\frac{k \cdot t}{r_1 \cdot G_1} \end{cases} \quad (1.33)$$

Для разработки математического описания многоступенчатых систем предлагается расчетная схема объекта исследования, состоящего из двухпоточных ячеек и представленного на рисунке 1.4. На схеме показана наиболее общая структура соединения n ступеней системы. Ступень (ячейка) теплообмена представляется четырехполюсником с двумя входными и выходными потоками для холодного и горячего теплоносителей. На рисунке 1.4 схематично показано формирование потока на входе в i -й элемент (ступень) установки. Более подробно на рисунке представлена связь между первой и i -ой ступенью. Так на вход в первый элемент подаются потоки теплоносителей, которые характеризуются набором аддитивных признаков $[X_0]_1$, в качестве которых рассматриваются потоки массы или энергии. Индекс «0» внутри квадратных скобок указывает на входные параметры, индекс «1» за квадратными скобками относится к номеру ступени. Процесс теплообмена, массообмена или их совместное протекание описывается матрицей процесса \mathbf{B} , которая при линейной постановке задачи позволяет определить выходные параметры ступени в виде: $[X]_i = \mathbf{B}_i \cdot [X_0]_1$. Вид матрицы \mathbf{B} для описания процессов в ступени при различном числе входных и выходных потоков подробно комментируется ниже. Для указания направления движения потоков после ступени формируется матрица коммутации \mathbf{K}_{i1} , элементы которой показывают доли потоков теплоносителей, подаваемых из первой ступени в i -ю. При этом матричное произведение $\mathbf{K}_{i1} \cdot \mathbf{B}_1 \cdot [X_0]_1$ определяет параметры потоков, подаваемых из первого элемента в i -й. Очевидно, что на вход в i -ю ступень могут подаваться потоки не только из первой ступени, но также из остальных ступеней системы и внешние для системы потоки. Перечисленные потоки условно показаны в верхней части расчетной схемы на рисунке 1.4.

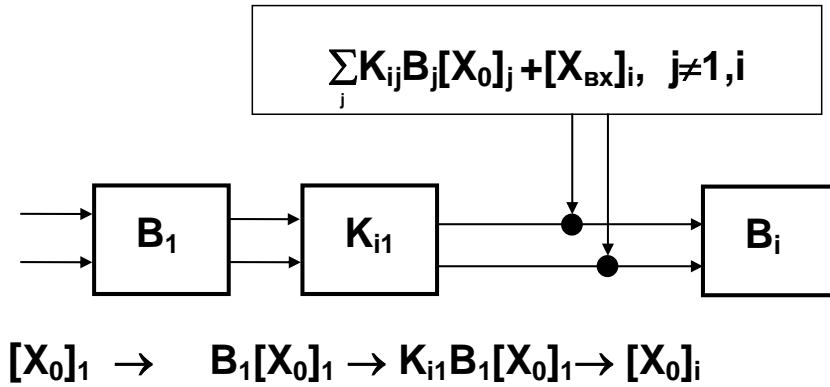


Рисунок 1.4. Расчетная схема формирования параметров потока на входе в i -й элемент двухпоточной многоступенчатой теплообменной установки

Входной вектор признаков для i -го элемента определится суммой значений аддитивных параметров, смешиваемых на его входе потоков в узлах смешения, отмеченных на рисунке точками [194]:

$$[X_0]_i = K_{i1} \cdot B_1 \cdot [X_0]_1 + K_{i2} \cdot B_2 \cdot [X_0]_2 + \dots + K_{in} \cdot B_n \cdot [X_0]_n + [X_{вх}]_i, \quad (1.34)$$

где индекс «вх» указывает на внешний поток, подаваемый на вход ступени.

Уравнения, аналогичные (1.34), записываются для каждой из n ступеней установки. Полученная при этом система уравнений после преобразований представляется в матричном виде [194]:

$$\begin{pmatrix} -I & K_{12} \cdot B_2 & \dots & K_{1n} \cdot B_n \\ K_{21} \cdot B_1 & -I & \dots & K_{2n} \cdot B_n \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ K_{n1} \cdot B_1 & K_{n2} \cdot B_2 & \dots & -I \end{pmatrix} \begin{pmatrix} [X_0]_1 \\ [X_0]_2 \\ \dots \\ [X_0]_n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -[X_{вх}]_1 \\ -[X_{вх}]_2 \\ \dots \\ -[X_{вх}]_n \end{pmatrix}, \quad (1.35)$$

где I – единичная матрица.

При известных матрицах B и K решение системы (1.35) позволяет определить значения параметров теплоносителей в любой точке системы.

Структура потоков в многоступенчатой установке задается матрицей коммутации $K_{ij} = \{\alpha_{ij}\}$, размер которой определяется числом входных и выходных потоков ступеней. Матрица коммутации для четырехполюсника с двумя входными и двумя выходными

потоками состоит из четырех элементов: $K_{ij} = \begin{pmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{21} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} \end{pmatrix}$, каждый из которых показывает

долю потока из j -го в i -й элемент: α_{11} – горячего теплоносителя в горячий,

α_{12} – холодного в горячий, α_{21} – горячего в холодный, α_{22} – холодного в холодный. Наиболее простой и практически значимый вид матрицы коммутации представлен в таблице 1.4.

Таблица 1.4

Примеры вида матрицы коммутации для ступеней двухпоточного теплообменника

Вид матрицы коммутации K_{ij} при подаче из j -го в i -й элемент			
только горячего теплоносителя	только холодного теплоносителя	горячего и холодного теплоносителей	Теплоносители не подаются
$\begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 0 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 1 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{pmatrix}$

Дробные значения элементов матрицы K_{ij} в диапазоне от 0 до 1 соответствуют делению потока и подаче его части на вход в i -ю ступень.

Основными недостатками предложенного подхода является его использование только для теплообменных аппаратов с двумя входными и двумя выходными потоками теплоносителя, а также моделирование фазового перехода в теплообменном аппарате без учета теплоты, выделяемой при остывании перегретого пара до параметров насыщения, перед конденсацией пара.

Дальнейшее развитие методология матричной формализации получила в диссертации Барочкина А.Е. [195]. В данной работе приведено решение задачи теплопередачи для трехпоточной ступени теплообмена и сформулирован обобщенный метод численного решения задачи многопоточной и многоступенчатой теплопередачи на примере пластинчатого теплообменного аппарата.

Матрица коммутации для шестиполюсника с тремя входными и тремя выходными потоками состоит из девяти элементов, каждый из которых показывает долю потока из j -го в i -й элемент для трех потоков теплоносителей: горячего, промежуточного и холодного, которые будем также называть первым, вторым и третьим теплоносителем. Примеры матриц коммутации для трехпоточных аппаратов с тремя входными и тремя выходными потоками приведены в таблице 1.5.

Примеры вида матрицы коммутации для ступеней трехпоточного теплообменника

Вид матрицы коммутации K_{ij} при подаче из j -го в i -й элемент			
только первого теплоносителя	первого и третьего теплоносителей	трех теплоносителей	теплоносители не подаются
$\begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}$

Для описания процесса теплопередачи для трех теплоносителей для возможных направлений движения теплоносителей записаны системы трех дифференциальных уравнений относительно температур теплоносителей t [195]:

- схема прямоток–прямоток

$$\begin{cases} \frac{dt_1}{dF} = -a_1 \cdot t_1 + a_1 \cdot t_2 \\ \frac{dt_2}{dF} = a_2 \cdot t_1 - (a_2 + a_3) \cdot t_2 + a_3 \cdot t_3, \\ \frac{dt_3}{dF} = a_4 \cdot t_2 - a_4 \cdot t_3 \end{cases} \quad (1.36)$$

- схема прямоток–противоток

$$\begin{cases} \frac{dt_1}{dF} = -a_1 \cdot t_1 + a_1 \cdot t_2 \\ \frac{dt_2}{dF} = a_2 \cdot t_1 - (a_2 + a_3) \cdot t_2 + a_3 \cdot t_3, \\ \frac{dt_3}{dF} = a_4 \cdot t_2 - a_4 \cdot t_3 \end{cases} \quad (1.37)$$

- схема противоток–прямоток

$$\begin{cases} \frac{dt_1}{dF} = -a_1 \cdot t_1 + a_1 \cdot t_2 \\ \frac{dt_2}{dF} = -a_2 \cdot t_1 + (a_2 + a_3) \cdot t_2 - a_3 \cdot t_3, \\ \frac{dt_3}{dF} = a_4 \cdot t_2 - a_4 \cdot t_3 \end{cases} \quad (1.38)$$

- схема противоток–противоток

$$\begin{cases} \frac{dt_1}{dF} = -a_1 \cdot t_1 + a_1 \cdot t_2 \\ \frac{dt_2}{dF} = -a_2 \cdot t_1 + (a_2 + a_3) \cdot t_2 - a_3 \cdot t_3, \\ \frac{dt_3}{dF} = -a_4 \cdot t_2 + a_4 \cdot t_3 \end{cases} \quad (1.39)$$

где $a_1 = K_{12}/(c_1 \cdot G_1)$, $a_2 = K_{12}/(c_2 \cdot G_2)$, $a_3 = K_{23}/(c_2 \cdot G_2)$, $a_4 = K_{23}/(c_3 \cdot G_3)$; c – удельная теплоемкость; K – коэффициент теплопередачи; G – расход теплоносителя; одинарный индекс показывает номер теплоносителя, двойной индекс коэффициента теплопередачи соответствует номерам двух теплоносителей, между которыми происходит теплопередача.

Для получения аналитического решения система (1.36) записывается в матричной форме [195]:

$$\frac{d}{dF} \mathbf{T} = \mathbf{A} \cdot \mathbf{T}, \quad (1.40)$$

где численная матрица \mathbf{A} с учетом (1.36) для рассматриваемого варианта структуры потоков имеет вид [195]:

$$\mathbf{A} = \begin{pmatrix} -a_1 & a_1 & 0 \\ a_2 & -(a_2 + a_3) & a_3 \\ 0 & a_4 & -a_4 \end{pmatrix}$$

Полученные аналитические решения для четырех рассмотренных схем движения теплоносителей приводятся в таблице 1.6 [195]. Постоянные интегрирования (c_1, c_2, c_3) при решении конкретной задачи находятся из начальных условий.

При проточном движении n теплоносителей структура потоков в ступени аппарата представлена на рисунке 1.5:

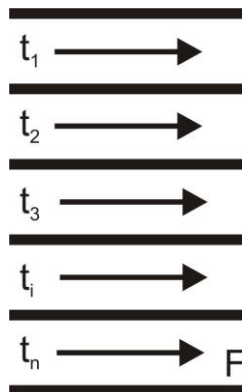


Рисунок 1.5. Структура потоков в многопоточной ступени теплообмена

**Схемы движения потоков трех теплоносителей, коды схем
и аналитические решения систем дифференциальных уравнений**

Вариант движения теплоносителей	Схема движения теплоносителей	Аналитические решения систем дифференциальных уравнений (1.36), (1.37), (1.38), (1.39)
прямоток-прямоток		$\begin{cases} t_1 = c_1 \cdot e^{-F} + c_2 + c_3 \cdot e^{-3F} \\ t_2 = c_2 \cdot 1 - 2 \cdot c_3 \cdot e^{-3F} \\ t_3 = -c_1 \cdot e^{-F} + c_2 + c_3 \cdot e^{-3F} \end{cases}$
прямоток-противоток		$\begin{cases} t_1 = c_1 + c_2 \cdot e^{(1+\sqrt{2}) \cdot F} + c_3 \cdot e^{(-1-\sqrt{2}) \cdot F} \\ t_2 = c_1 + c_2 \cdot \sqrt{2} \cdot e^{(1+\sqrt{2}) \cdot F} - c_3 \cdot \sqrt{2} \cdot e^{(-1-\sqrt{2}) \cdot F} \\ t_3 = c_1 + c_2 \cdot (\sqrt{2} + 1) \cdot e^{(1+\sqrt{2}) \cdot F} + c_3 \cdot (-\sqrt{2} + 1) \cdot e^{(-1-\sqrt{2}) \cdot F} \end{cases}$
противоток-прямоток		$\begin{cases} t_1 = c_1 + c_2 \cdot (-1) \cdot e^{(1+\sqrt{2}) \cdot F} + c_3 \cdot (1+\sqrt{2}) \cdot e^{(1-\sqrt{2}) \cdot F} \\ t_2 = c_1 + c_2 \cdot (-\sqrt{2}-2) \cdot e^{(1+\sqrt{2}) \cdot F} + c_3 \cdot \sqrt{2} \cdot e^{(1-\sqrt{2}) \cdot F} \\ t_3 = c_1 + c_2 \cdot (1+\sqrt{2}) \cdot e^{(1+\sqrt{2}) \cdot F} + c_3 \cdot e^{(1-\sqrt{2}) \cdot F} \end{cases}$
противоток-противоток		$\begin{cases} t_1 = c_1 \cdot e^{-F} + c_2 + c_3 \cdot e^F \\ t_2 = c_2 + 2 \cdot c_3 \cdot e^F \\ t_3 = -c_1 \cdot e^{-F} + c_2 + c_3 \cdot e^F \end{cases}$

При этом элементы матрицы A в (1.40) определяются согласно следующего выражения [195]:

$$a_{ij} = \begin{cases} -\frac{k_{12}}{c_1 \cdot G_1}, \text{ если } i = j = 1 \\ -\frac{k_{n-1n}}{c_n \cdot G_n}, \text{ если } i = j = n \\ -\frac{k_{i-1i}}{c_i \cdot G_i} - \frac{k_{ii+1}}{c_i \cdot G_i}, \text{ если } (i = j) \text{ и } (i \neq 1) \text{ и } (i \neq n) \\ \frac{k_{ii+1}}{c_i \cdot G_i}, \text{ если } (j = i+1) \text{ и } (i \neq n) \\ -\frac{k_{i-1i}}{c_i \cdot G_i}, \text{ если } (j = i-1) \text{ и } (i \neq 1) \\ 0, \text{ если } (j \neq i-1) \text{ и } (j \neq i) \text{ и } (j \neq i+1) \end{cases}. \quad (1.41)$$

Выражение для коэффициентов матрицы (1.41) записано для случая совпадения направления движения каждого теплоносителя с направлением оси F . При описании теплопередачи для схем движения теплоносителей отличных от схемы рисунка 1.5, на которой движение всех теплоносителей совпадает с направлением оси F , коэффициенты матрицы определяются следующим образом. Если теплоноситель с номером i двигается в противоположном направлении по отношению направления оси F , то элементы i -ой строки матрицы (1.41) умножаются на минус единицу. Система дифференциальных уравнений, используя указанное правило, позволяет описывать процесс теплопередачи при произвольном характере движения n потоков теплоносителей в ступени.

Выполненный анализ показал, что метод матричной формализации для сложных структур тепломассообменных систем разработан только для случая представления ступени в виде четырехполюсника и необходимо выполнить его обобщение на случай с произвольным числом входных и выходных потоков ступени с учетом наличия фазового перехода в теплоносителях.

1.6. Система классификации и кодификации задач тепломассообмена для многокомпонентных многопоточных многоступенчатых технологических систем

Для систематизации существующих моделей и подходов к моделированию тепломассообменных процессов разработана система классификации задач тепло- и массообмена в многофазных многопоточных средах (рисунок 1.6). Классификация задач выполнена по четырем признакам: число компонентов, число потоков, число ступеней в анализируемой системе, наличие возможного перехода между компонентами. По числу компонентов выделяются однокомпонентные и многокомпонентные системы. По числу потоков теплоносителей системы подразделяются на однопоточные, двухпоточные и многопоточные. По признаку числа ступеней системы классифицируются на одноступенчатые и многоступенчатые. К многоступенчатым относятся системы, которые включают две и более ступеней. Кроме этого, при классификации задач рассматривается признак возможного перехода одного компонента в другой, что на практике может быть реализовано при фазовых переходах или при переходе крупных фракций в мелкие при измельчении сыпучего материала. Дополнительно для тепломассообменных систем предложена система их кодификации. На рисунке 1.6 наряду с классификацией задач приведены их коды,

позволяющие каждой задаче привести в соответствие код, а по коду идентифицировать анализируемую задачу.

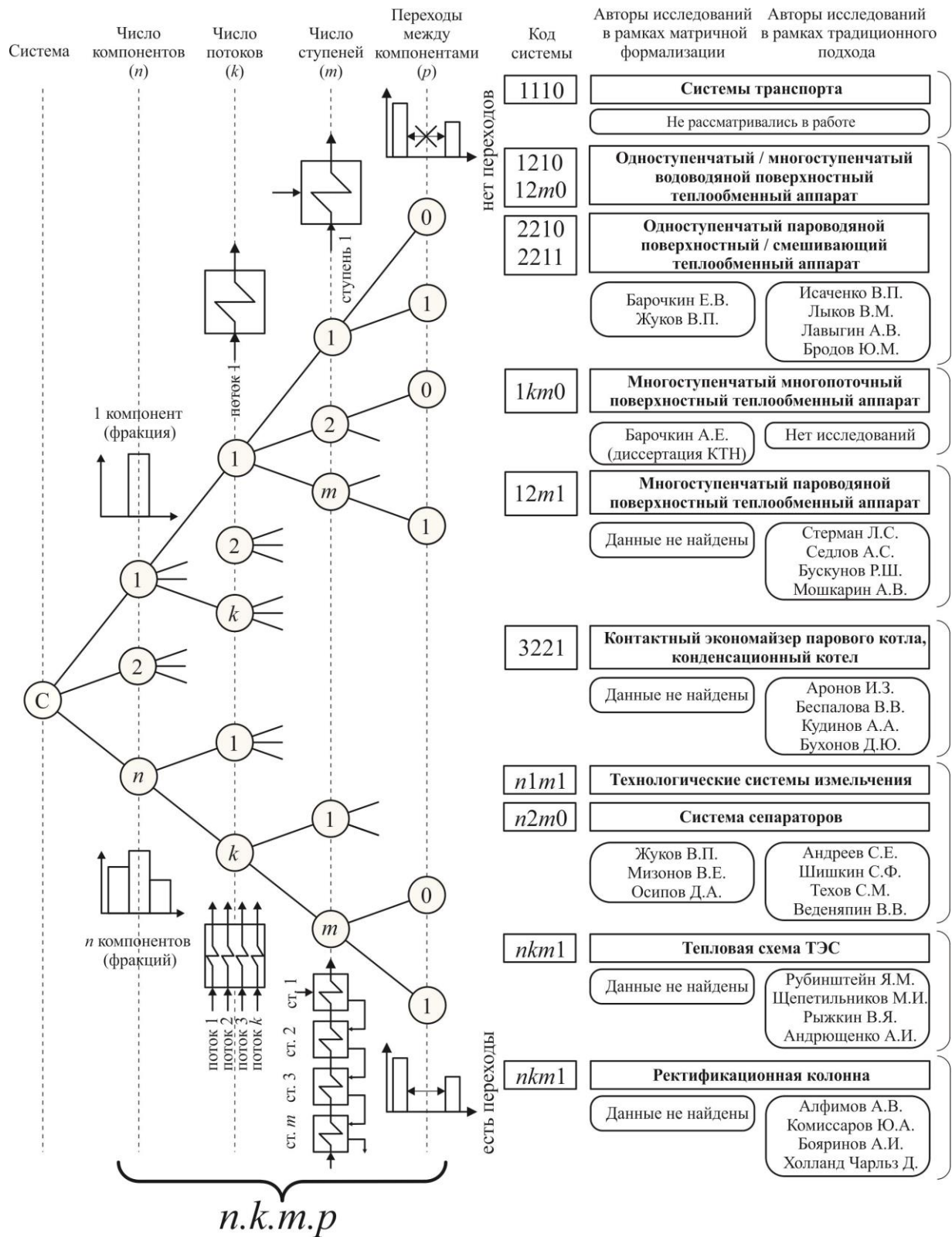


Рисунок 1.6. Классификация и кодификация систем тепломассопереноса по числу ступеней, числу потоков, числу компонентов и возможности перехода между компонентами (фракциями) теплоносителей

Система кодификации построена следующим образом: код состоит из чисел, разделенных точками: первое слева число кода показывает количество компонентов, второе – количество потоков, третье – количество ступеней, а четвертое – наличие (1) или отсутствие (0) возможного перехода между компонентами. Например, код задачи 1.1.1.0 показывает, что моделируемая система однокомпонентная, однопоточная, одноступенчатая при отсутствии возможных переходов между компонентами. Ранее рассмотрены [194] матричные модели для однокомпонентных двухпоточных одноступенчатых систем (код задачи 1.2.1.0) и для многоступенчатых (m ступеней) двухпоточных систем (код задачи 1.2. m .0). Для однокомпонентных трехпоточных одноступенчатых и многоступенчатых систем код задачи представляется в виде 1.3.1.0 и 1.3. m .0 соответственно.

Предложенная система классификации и кодификации позволяет более четко определить тип задач и ориентироваться в степени ее изученности.

Для систематизации существующих моделей и подходов к моделированию тепло-массообменных процессов проведен анализ опубликованных данных, результаты которого представлены в таблице 1.7 в виде системы классификации задач тепло- и массообмена в многофазных многопоточных аппаратах. Также в таблице 1.7 представлены авторы исследований объектов теплоэнергетических установок. Отдельно показаны авторы исследований в рамках традиционного подхода и авторы исследований, проведенных с помощью метода матричной формализации [194], который был предложен и активно использован в Ивановском государственном энергетическом университете Жуковым В.П.

Таблица 1.7

Классификации задач тепло- и массообмена

Число компонентов	Число потоков	Число ступеней	Переходы между компонентами	Код системы	Пример объекта исследования	Авторы исследований в рамках матричной формализации	Авторы исследований в рамках традиционного подхода
1	1	1	0	1.1.1.0	Системы транспорта теплоносителей	Не рассматриваются	
1	2	1	0	1.2.1.0	Одноступенчатый водо-водяной поверхностный теплообменный аппарат	Барочкин Е.В. Жуков В.П.	Исаченко В.П., Лыков В.М., Лавыгин А.В.,
1	2	m	0	1.2. m .0	Многоступенчатый водо-водяной поверхностный теплообменный аппарат	Барочкин Е.В. Жуков В.П.	Бродов Ю.М., Кутателадзе С.С., Барановский Н.В.
1	k	m	0	1. k . m .0	Многоступенчатый многопоточный поверхностный теплообменный аппарат	Барочкин А.Е.(диссертация КТН)	Нет исследований

Окончание таблицы 1.7

Число ком-понентов	Число потоков	Число ступеней	Переходы между ком-понентами	Код системы	Пример объекта исследования	Авторы исследований в рамках матричной формализации	Авторы исследований в рамках традиционного подхода
2	2	1	0	2.2.1.0	Одноступенчатый паро-водяной поверхностный теплообменный аппарат	Барочкин Е.В. Жуков В.П.	Исаченко В.П. Лыков В.М. Лавыгин А.В.
2	2	1	1	2.2.1.1	Одноступенчатый паро-водяной смешивающий теплообменный аппарат	Барочкин Е.В. Жуков В.П.	Бродов Ю.М. Кутателадзе С.С. Барановский Н.В. Аронсон К.Э.
2	2	<i>m</i>	1	1.2. <i>m</i> .1	Многоступенчатый паро-водяной поверхностный теплообменный аппарат (испарительная установка)	Данные не найдены	Стерман Л.С. Седлов А.С. Бускунов Р.Ш. Мошкарин А.В.
3	3	2	1	3.3.2.1	Контактный экономайзер, конденсационный котел	Данные не найдены	Аронов И.З. Беспалова В.В. Кудинов А.А. Бухонов Д.Ю.
<i>n</i>	1	1	1	<i>n</i> .1.1.1	Установка измельчения (мельница пылеприготовления)	Осипов Д.А. Мизонов В.Е. Жуков В.П.	Андреев С.Е. Мизонов В.Е. Жуков В.П. Линч А. Овчинников П.Ф. Техов С.М. Барский М.Д. Шувалов С.И. Ушаков С.Г.
<i>n</i>	1	1	0	<i>n</i> .1.1.0	Установка сепарации (сепаратор системы пылеприготовления)	Мизонов, В.Е. Жуков В.П.	Мизонов В.Е. Ушаков С.Г. Благов И.С. Жуков В.П. Барский М.Д. Шувалов С.И.
<i>n</i>	1	<i>m</i>	1	<i>n</i> .1. <i>m</i> .1	Технологические системы измельчения	Жуков В.П. Мизонов В.Е.	Андреев С.Е. Шишкин С.Ф. Техов С.М.
<i>n</i>	2	<i>m</i>	0	<i>n</i> .2. <i>m</i> .0	Многоступенчатые системы сепараторов многокомпонентных смесей	Данные не найдены	Веденяпин В.В. Черчиньяни К. Аристов В.В. Дмитриев А.В.
<i>n</i>	<i>k</i>	<i>m</i>	1	<i>n</i> . <i>k</i> . <i>m</i> .1	Тепловая схема ТЭС	Данные не найдены	Рубинштейн Я.М. Щепетильников М.И. Рыжкин В.Я. Андрющенко А.И. Попырин Л. С.
<i>n</i>	<i>k</i>	<i>m</i>	1	<i>n</i> . <i>k</i> . <i>m</i> .1	Ректификационная колонна	Данные не найдены	Алфимов А.В. Комиссаров Ю.А. Кроу К. Бояринов А.И. Холланд Чарльз Д. Клочков В. Е. Петлж Ф.К.

Определенные трудности при разработке моделей многоступенчатых систем заключаются в определении точки начала фазового перехода в теплоносителе и организации в этой точке перехода с одной расчетной модели на другую [194]. Особенно эти расчетные трудности проявляются при сложной структуре потоков теплоносителей, которая реализуется, например, в многоступенчатых испарительных установках и колоннах при получении большого числа фракций.

Проведенный анализ показал, что остались нерешенными или частично решенными вопросы описания процессов теплопередачи и массопередачи в многокомпонентных многопоточных многоступенчатых системах, определения для них оптимальной структуры потоков энергии и массы теплоносителей. С учетом результатов проведенного анализа опубликованных данных сформулированы задачи исследования, решение которых необходимо для достижения поставленной цели диссертации.

1.7. Постановка задач исследования

1. Разработать научные основы и методологию математического описания процессов формирования энерго- и массопотоков в многокомпонентных многопоточных многоступенчатых энергетических установках ТЭС.
2. Разработать в рамках предложенной методологии модель паротурбинной установки и единый подход к описанию ТЭС как многокомпонентной многопоточной многоступенчатой энергетической системы.
3. Разработать модели процессов тепломассообмена в многокомпонентных многопоточных многоступенчатых энергетических системах и комплексах.
4. Разработать алгоритмы и программные комплексы для компьютерной реализации полученных моделей, обеспечивающие расчет показателей работы энергетических систем при изменении значений конструктивных и режимных параметров.
5. Реализовать на практике результаты работы путем разработки математического описания, методов расчета и совершенствования процессов тепломассообмена в технологических системах ТЭС, энергетических системах и комплексах.

ГЛАВА 2. МАТРИЧНЫЙ ПОДХОД К МОДЕЛИРОВАНИЮ И АНАЛИЗУ МНОГОПОТОЧНЫХ И МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СИСТЕМ И УСТАНОВОК

Во второй главе на примере решения ряда задач представлена разработка научных основ и методологии матричного моделирования многоступенчатых и многопоточных теплообменных систем. На примере паротурбинной установки показана методология матричного моделирования и построения энергетических характеристик с учетом модели конденсатора турбины. Приведена матричная математическая модель многопоточных многоступенчатых теплообменных систем с произвольным числом входных и выходных потоков в каждую ступень, рассмотрены примеры решения задач контактного охлаждения уходящих дымовых газов, выполнен расчетный анализ четырехступенчатой трехпоточной системы теплообменных аппаратов, приведено решение обратной задачи теплопередачи для двухпоточных и трехпоточных теплообменных аппаратов, выполнен анализ эффективности структуры потоков в четырехпоточных теплообменных аппаратах.

2.1. Разработка унифицированной матричной модели паротурбинной установки

Ранее в рамках методологии матричной формализации разработаны модели деаэрационных установок [196], многоступенчатых теплообменных аппаратов с произвольной конфигурацией потоков [197], конденсаторов турбин [280], котельных агрегатов и систем теплофикации [194]. Таким образом, из оборудования ТЭС в рамках матричной формализации не разработан подход к расчету паротурбинной установки – собственно турбоагрегата и системы регенеративного подогрева питательной воды. Разработка в рамках единой методологии матричного описания всех подсистем позволит создать замкнутое математическое описание тепловой схемы ТЭС в целом, которое обеспечит возможность более обоснованного определения энергетических характеристик [198,199], разработки компьютерных тренажеров и программных средств оптимизации режимов оборудования ТЭС, анализа показателей работы и диагностику состояния как отдельных агрегатов так и всей станции [200,201].

Объектом данного этапа исследования являются методы матричного расчета и анализа режимов работы и структуры схем включения теплотехнического оборудования

ТЭС. Предметом этапа исследований является матричная формализация расчета тепловой схемы ТЭС как многопоточной энергетической системы. Целью этапа исследования является разработка в рамках методологии матричной формализации модели турбоустановки ТЭС для её использования при расчете энергетических характеристик выбранной подсистемы станции.

Разработка математического описания многопоточной энергетической системы рассматривается на примере турбоустановки с конденсацией пара и двумя регулируемыми отборами – производственным и теплофикационным (далее – турбоустановки типа ПТ). На первой стадии разработки составляется модель турбоустановки с конденсацией пара и одним регенеративным подогревателем. Результаты расчета данной модели сравниваются с реальными показателями работы паротурбинной установки и при получении большой погрешности модель усложняется путем введения дополнительных подсистем (конденсационной установки, регенеративных подогревателей отборов и т.д.) для получения адекватного описания. Принципиальная тепловая схема исследуемого объекта представлена на рисунке 2.1.

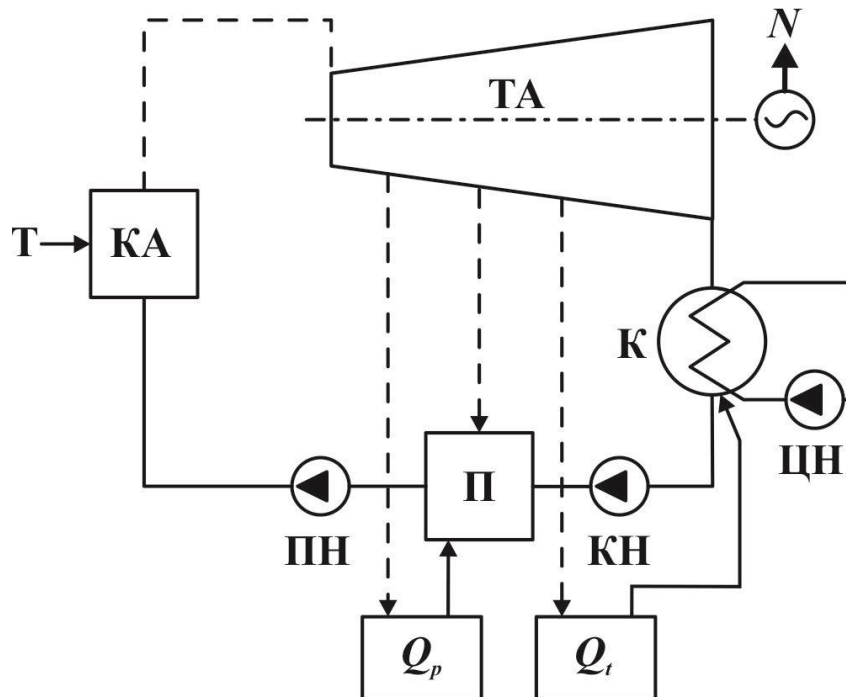


Рисунок 2.1. Принципиальная тепловая схема турбоустановки типа ПТ: Т – топливо; КА – котлоагрегат; ТА – турбоагрегат; К – конденсатор; КН – конденсатный насос; ПН – питательный насос; ЦН – циркуляционный насос; N – электрическая мощность; Q_p – тепловая мощность производственного отбора; Q_t – тепловая мощность теплофикационного отбора

При моделировании котел [202], турбина [30], система регенеративного подогрева питательной воды [203], деаэрационная установка [204], схемы теплофикации и циркуляционного водоснабжения рассматриваются обычно отдельно. Объединение при моделировании указанных подсистем в одну многопоточную систему связано с необходимостью учета взаимного влияния этих подсистем на эффективность производства тепловой и электрической энергии на ТЭС.

Для разработки модели на основании принципиальной тепловой схемы рисунка 2.1 строится расчетная схема, представленная на рисунке 2.2 с выделением подсистем основных потоков и с указанием связей между этими подсистемами. Направления движения массы и энергии на схеме показаны стрелками.

Следует отметить, что потоки массы переносят одновременно и энергию, но потоки энергии не всегда сопровождаются переносом массы. Например, в рекуперативных подогревателях или турбогенераторе передача энергии не сопровождается передачей массы. Стрелками со сплошными (вода) и штриховыми (пар) линиями показаны совместные потоки массы и энергии. Пунктирными линиями на рисунке показаны потоки энергии, которые не сопровождаются переносом массы.

Из анализа основных потоков энергии и массы, представленных на рисунке 2.2, строятся балансовые соотношения. Топливо (поток 1) подается в котел, где происходит преобразование химической энергии топлива в тепловую энергию продуктов его сгорания. В котле тепловая энергия продуктов сгорания трансформируется в тепловую энергию воды и пара (поток 2). Переход энергии из подсистемы 1 в подсистему 2 показан на рисунке пунктирной линией, при этом массообмен между потоками 1 и 2 не происходит. Пар после котла поступает в турбоустановку, где тепловая энергия пара преобразуется в электрическую энергию (поток 3). Пар после турбины поступает в конденсатор, где происходит его конденсация и нагрев охлаждающей воды (поток 4). Передача тепловой энергии от пара циркуляционной охлаждающей воде также показана на рисунке пунктирной линией. Из отборов турбины пар подается в систему регенеративного подогрева питательной воды, на производственные и теплофикационные нужды (потоки 5 и 6).

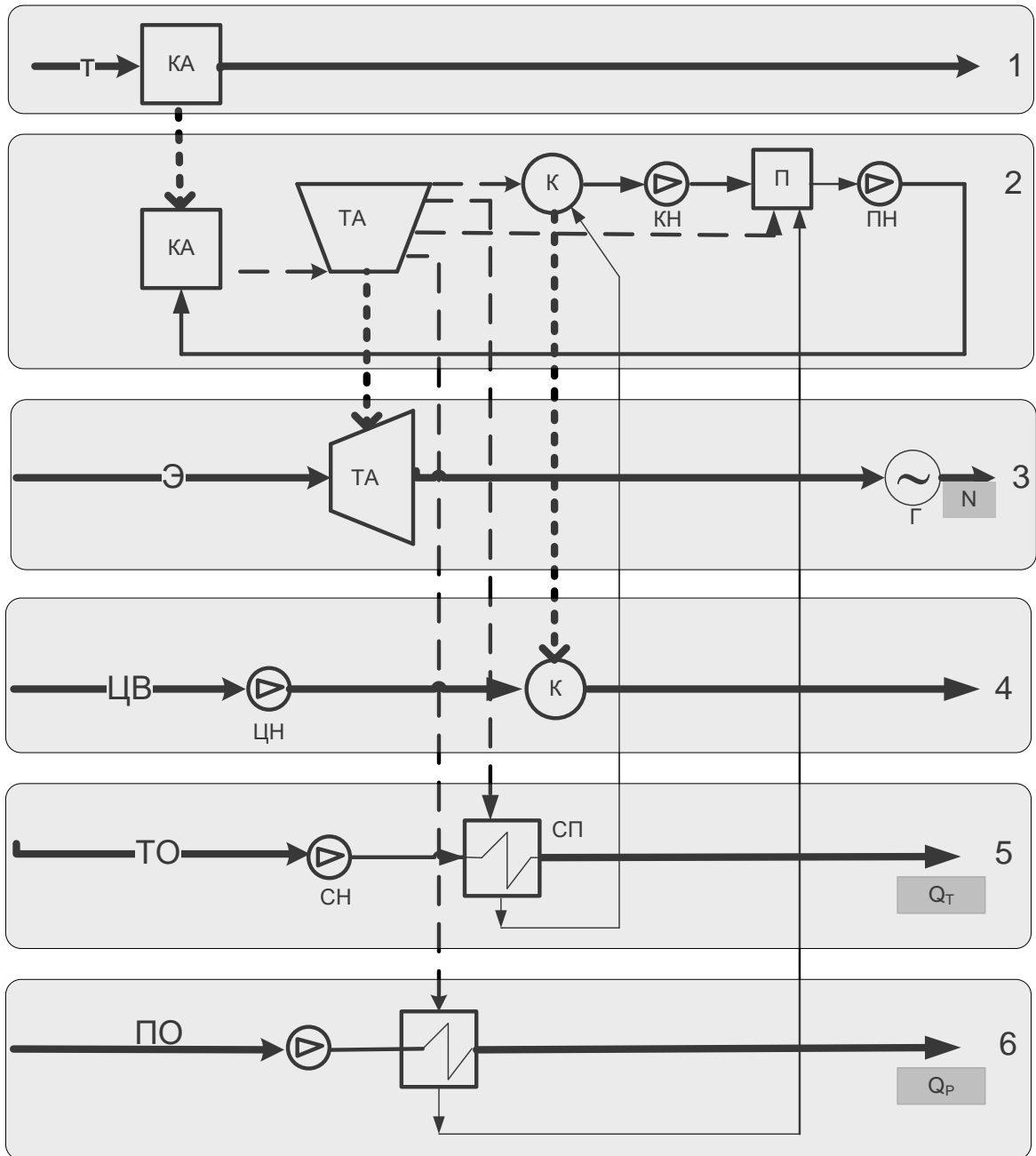


Рисунок 2.2. Расчетная схема для системы турбоустановки типа ПТ с выделением основных подсистем: 1 – топливо, 2 – вода и пар, 3 – электрическая энергия, 4 – циркуляционная вода, 5 – теплофикационный отбор, 6 – производственный отбор; между подсистемами связи по воде показаны сплошными, по пару – штриховыми, по энергии – пунктирными линиями; прочие обозначения соответствуют рисунку 2.1

При разработке модели системы турбоустановки типа ПТ (код *n.k.m.1* на рисунке 1.6) сделаны следующие упрощения и допущения:

- система регенеративного подогрева питательной воды включает один смешивающий подогреватель;
- один котел снабжает паром одну турбоустановку;

- протечками через систему уплотнений турбоагрегата и прочими утечками теплоносителя по схеме пренебрегаем;

-котел представляет собой рекуперативный теплообменник, в котором вода нагревается, испаряется, а пар перегревается; КПД брутто котла считаем известным [202].

Согласно расчетной схеме модели системы, представленной на рисунке 2.2, записываются следующие балансовые уравнения:

- баланс энергии для котла;
- баланс энергии для турбины;
- баланс массы для турбины;
- баланс энергии для регенеративного подогревателя;
- баланс энергии для конденсатора;
- баланс энергии для производственного отбора пара;
- баланс энергии для теплофикационного отбора пара.

Перечисленные выше семь балансовых соотношений записываются в виде системы линейных уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_{\text{н}}^{\text{p}} \cdot B \cdot \eta_{\text{к}} = D \cdot (i_{\text{o}} - i_{\text{пв}}) \\ D \cdot (i_{\text{o}} - i_{\text{p}}) \cdot \eta_{\text{т1}} + (D - D_{\text{p}}) \cdot (i_{\text{p}} - i_{\text{r}}) \cdot \eta_{\text{т2}} + \\ + (D - D_{\text{p}} - D_{\text{r}}) \cdot (i_{\text{r}} - i_{\text{t}}) \cdot \eta_{\text{т3}} + D_{\text{к}} \cdot (i_{\text{t}} - i_{\text{к}}) \cdot \eta_{\text{т4}} = N \\ D \cdot i_{\text{пв}} - D_{\text{p}} \cdot i_{\text{ps}} - D_{\text{r}} \cdot i_{\text{r}} - D_{\text{т}} \cdot i_{\text{кс}} - D_{\text{к}} \cdot i_{\text{кс}} = 0 \\ D - D_{\text{p}} - D_{\text{r}} - D_{\text{т}} - D_{\text{к}} = 0 \\ D_{\text{к}} \cdot (i_{\text{к}} - i_{\text{кс}}) = D_{\text{пв}} \cdot C \cdot \Delta t \\ D_{\text{p}} (i_{\text{p}} - i_{\text{ps}}) = Q_{\text{p}} \\ D_{\text{т}} (i_{\text{т}} - i_{\text{тс}}) = Q_{\text{т}} \end{array} \right. , \quad (2.1)$$

где D – расход пара, i – энтальпия, N – электрическая мощность, B – расход топлива, $Q_{\text{н}}^{\text{p}}$ – удельная теплота сгорания топлива; $Q_{\text{p}}, Q_{\text{т}}$ – производственная и теплофикационная нагрузки; Δt – нагрев охлаждающей воды в конденсаторе; c – удельная теплоемкость воды; η_{ii} – произведение внутреннего относительного КПД i -го отсека проточной части турбины на электромеханический КПД турбоустановки; $\eta_{\text{к}}$ – произведение КПД брутто котла на КПД теплового потока (учитывает потери теплоты при транспорте пара от котла до турбоустановки и питательной воды от турбоустановки до котла), индекс «о» относится к острому пару, «р» – производственному отбору, «т» – теплофикационному

отбору, «r» – регенеративному отбору, «цв» – циркуляционному водоснабжению; «к» – конденсатору, «s» – состоянию насыщения; «пв» – питательной воде.

В матричном виде система (2.1) представляется следующим образом

$$A \cdot X = X_v, \quad (2.2)$$

где

$$X = [B \ D \ D_p \ D_r \ D_t \ D_k \ D_{пв}]^T \quad (2.3)$$

– матрица-столбец размера 7x1 искомых параметров;

$$X_v = [0 \ N \ 0 \ 0 \ 0 \ Q_p \ Q_t]^T \quad (2.4)$$

– матрица-столбец размера 7x1 заданных нагрузок; верхний индекс «^T» означает транспонирование матрицы; $A = \{a_{ij}\} (i=\overline{1,7}; j=\overline{1,7})$ – матрица размера 7x7 известных коэффициентов:

$$\begin{aligned} a_{11} &= Q_n^p \cdot \eta_k; a_{12} = i_o - i_{пв}; a_{22} = (i_o - i_p) \cdot \eta_{t1} + (i_p - i_r) \cdot \eta_{t2} + (i_r - i_t) \cdot \eta_{t3}; \\ a_{23} &= -(i_p - i_r) \cdot \eta_{t2} - (i_r - i_t) \cdot \eta_{t3}; a_{24} = -(i_r - i_t) \cdot \eta_{t3}; a_{25} = (i_t - i_k) \cdot \eta_{t4}; \\ a_{32} &= i_{пв}; a_{33} = -i_{ps}; a_{34} = -i_r; a_{35} = -i_{ks}; a_{36} = -i_{ks}; a_{42} = 1; a_{43} = -1; a_{44} = -1; \\ a_{45} &= -1; a_{46} = -1; a_{55} = i_k - i_{ks}; a_{56} = -\Delta t \cdot c; a_{63} = i_p - i_{ps}; a_{73} = i_t - i_{ks}. \end{aligned}$$

Значения всех коэффициентов матрицы A , которые не перечислены выше, равны нулю. Решение системы (2.2), выполненное методом обращения матриц [205], позволяет определить вектор искомых параметров (2.3) согласно выражению

$$X = A^{(-1)} \cdot X_v, \quad (2.5)$$

где возведение матрицы A в степень (-1) означает ее обращение.

Для построения энергетических характеристик оборудования ТЭС [50] требуется определить удельный расход тепловой энергии брутто на выработку электроэнергии q_t , кДж/(кВт·ч), который является величиной обратной абсолютному электрическому КПД турбоустановки η [198,199]:

$$\eta = N / \left[(B \cdot Q_n^p) \cdot \eta_k^{6p} \cdot \eta_{тп} - Q_t - Q_p \right], \quad (2.6)$$

где $\eta_{тп}$ – КПД теплового потока (КПД транспорта тепла).

$$q_t = 3600 / (\eta \cdot 4,19). \quad (2.7)$$

2.2. Построение расчетным путем энергетических характеристик ПТУ на основе ограниченного объема эмпирических данных

2.2.1. Построение энергетических характеристик ПТУ по упрощенной модели паротурбинной установки

Для демонстрации прогностических возможностей модели приводятся результаты расчета, выполненного применительно к турбине ПТ-65/75-130/13. Целью расчета является определение энергетических характеристик турбины (код *n.k.m.1* на рисунке 1.6). Для проведения расчетов в рамках модели (2.2) выбирается зависимость η_t от расхода пара через турбину, вид которой принимается согласно [203]:

$$\eta_t = 0,825 \cdot (1 - b \cdot \exp(-a \cdot \bar{d})), \quad (2.8)$$

где a, b – эмпирические коэффициенты, значения которых определяются типом турбины и состоянием её проточной части и находятся при идентификации модели; \bar{d} – относительный расход пара через проточную часть турбины. Для нахождения численных значений эмпирических коэффициентов в (2.8) по графической зависимости, представленной на рисунке 2.3, используется метод наименьших квадратов [198, 223].

Значения параметров теплоносителей, которые были использованы в качестве исходных данных при проведении расчета, показаны в таблице 2.1.

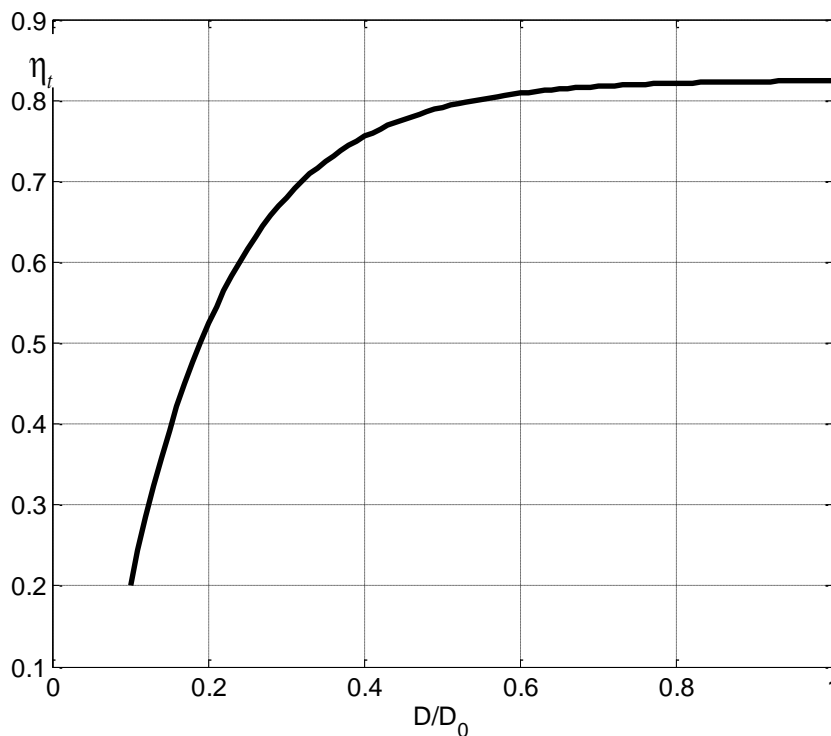


Рисунок 2.3. Зависимость внутреннего относительного КПД η_t от относительного расхода пара через турбину $\bar{d} = D/D_0$

Исходные данные для расчета

Теплоноситель	Параметры	
	энтальпия, кДж/кг	давление, бар
Острый пар	3486	130
Пар производственного отбора	2862	14
Пар регенеративного отбора	2862	14
Пар теплофикационного отбора	2453	1,4
Пар перед конденсатором	2021	0,05
Турбинный конденсат после конденсатора	138,19	–
Питательная вода перед котлом	814,9	–

Для проведения расчетных исследований согласно моделей (2.1)-(2.8) разработаны алгоритм и компьютерная программа для его реализации. Результаты расчетного анализа, проведенного в рамках предложенной модели (2.1)-(2.8), представлены на рисунке 2.4 в виде энергетических характеристик турбоустановки [198] для разных значений производственной и теплофикационной нагрузок и вырабатываемой электрической мощности. На этом же рисунке точками представлены значения, принятые для действующей турбины рассматриваемого типа по данным [206].

Анализ приведенных данных показывает, что при нулевой и максимальной нагрузке производственного отбора результаты расчета практически полностью совпадают с принятыми для действующей турбины (рисунок 2.4,а,д): среднее относительное отклонение не превышает 0,4%. Однако при увеличении нагрузки производственного отбора до 60, 80, 120 Гкал/ч (рисунок 2.4,б,в,г) наблюдается качественное расхождение зависимостей. Возможно такое расхождение связано с использованием одинакового для всех отсеков проточной части турбины значения внутреннего относительного КПД η_i , а также принятыми при разработке модели упрощениями по системе регенеративного подогрева питательной воды и упрощенной модели конденсатора.

Важно отметить, что представленный метод расчета, полученный с рядом допущений, может быть существенно детализирован через введение в модель (2.2) более точных подмоделей для расчета котла [211], конденсатора, системы теплоснабжения [194] и других подсистем ТЭС [212, 213]. В качестве примера детализации модели в разделе 2.2.2 приведена уточненная модель паротурбинной установки с учетом подмодели конденсатора.

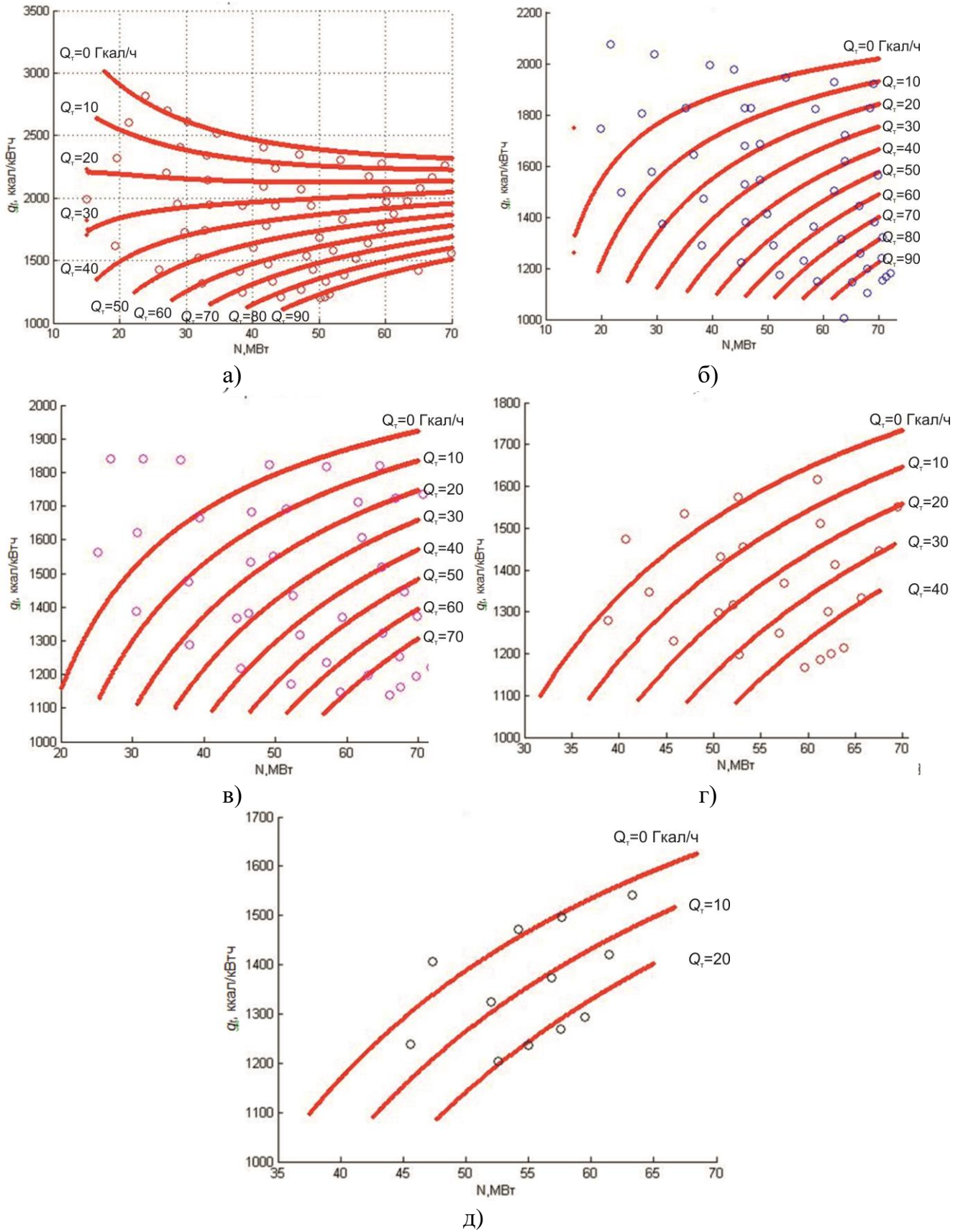


Рисунок 2.4. Энергетические характеристики турбины ПТ-65/75-130/13 в виде $q_t = f(N)$ для различных нагрузок производственного отбора: а) $Q_p = 0$ Гкал/ч, б) $Q_p = 60$ Гкал/ч; в) $Q_p = 80$ Гкал/ч; г) $Q_p = 120$ Гкал/ч; д) $Q_p = 140$ Гкал/ч. Линии – результаты расчетного анализа; точки – значения, принятые для данной турбины [206]

2.2.2. Построение энергетических характеристик ПТУ по уточненной модели паротурбинной установки с учетом подмодели конденсатора

Для уточнения и детализации модели, приведенной в разделе 2.2.1, предлагается балансовую модель конденсатора заменить системой двух дифференциальных уравнений теплопередачи для холодного и горячего теплоносителей. Для этого строится расчетная схема модели конденсатора, представленная на рисунке 2.5. При конденсации температура пара считается для выделенного режима постоянной ($t_k = \text{const}$), но может варьироваться в зависимости от расходов теплоносителей и нагрузки. В качестве определяющей координаты процесса конденсации выбирается поверхность теплообмена F (рисунок 2.5).

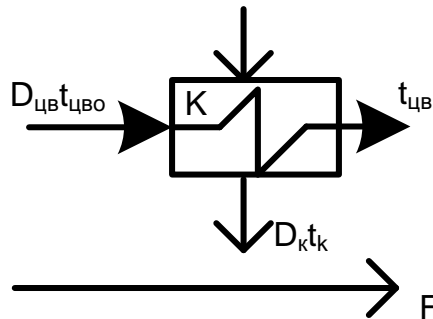


Рисунок 2.5. Расчетная схема модели конденсатора

Для описания состояния пара при его конденсации используется степень сухости x , которая показывает массовую долю пара в пароводяной смеси. При фазовом переходе только в горячем теплоносителе из баланса теплоты, составленного для холодного и горячего теплоносителей (см. раздел 1.5), получена система дифференциальных уравнений, описывающая изменение степени сухости горячего (x) и температуры холодного ($t_{цв}$) теплоносителей вдоль поверхности теплообмена

$$\begin{cases} \frac{dx}{dF} = -a_1 \cdot (t_k - t_{цв}) \\ \frac{dt_{цв}}{dF} = a_2 \cdot (t_k - t_{цв}) \end{cases}, \quad (2.9)$$

где $a_1 = D_k \cdot k / r$, $a_2 = D_{цв} \cdot k / c$, k – коэффициент теплопередачи, r – удельная теплота парообразования, c – удельная теплоемкость, D_k – расход пара в конденсатор, $D_{цв}$ – расход циркуляционной воды. При заданных начальных условиях: $F = 0$, $x = x_0$, $t_{цв} = t_{цв0}$ решение системы (2.9) относительно температуры охлаждающей воды принимает вид

$$t_{цв} = t_k - (t_k - t_{цв0}) \cdot \exp(-a_2 \cdot F).$$

Приравнявая теплоту нагрева воды $D_{цв} \cdot c \cdot (t_{цв} - t_{цв0})$ теплоте конденсации пара $D_k \cdot (i_k - i_{ks})$, после преобразований баланс энергии конденсатора записывается в виде

$$D_k \cdot (i_k - i_{ks}) = D_{цв} \cdot c \cdot (t_k - t_{цв0}) \cdot (1 - \exp(-a_2 \cdot F)), \quad (2.10)$$

где i_k, i_{ks} – энтальпия пара и конденсата.

Модель подсистемы конденсатора (2.10) вводится в модель тепловой схемы турбоустановки (2.2), что позволяет учитывать теплопередачу в конденсаторе при моделировании энергетических характеристик. Это, в частности, позволяет автоматически учитывать влияние расхода или температуры охлаждающей воды на теплообмен в конденсаторе. Семь балансовых соотношений (2.1) записываются с учетом (2.10) в матричном виде аналогично (2.2), но матрицы при этом имеют следующий вид

$$A = \begin{bmatrix} Q_{цв}^p \cdot \eta_k & -(i_o - i_{цв}) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & (i_o - i_p) \cdot \eta_t & (i_o - i_r) \cdot \eta_t & (i_o - i_t) \cdot \eta_t & (i_o - i_k) \cdot \eta_t & 0 \\ 0 & i_{pv} & -i_{ps} & -i_r & -i_{ks} & -i_{ks} & 0 \\ 0 & 1 & -1 & -1 & -1 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & i_k - i_{ks} & -D_{цв} \cdot c \cdot (1 - \exp(-a_2 \cdot F)) \\ 0 & 0 & i_p - i_{ps} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & i_t - i_{ks} & 0 & 0 \end{bmatrix},$$

$$X = [B \quad D \quad D_p \quad D_r \quad D_t \quad D_k \quad t_k]^T,$$

$$X_v = [0 \quad N \quad 0 \quad 0 \quad -D_{цв} \cdot c \cdot t_{цв0} (1 - \exp(-a_2 \cdot F)) \quad Q_p \quad Q_t]^T. \quad (2.11)$$

Решение системы (2.2) с учетом (2.11) позволяет определить вектор искомых параметров и вид энергетических характеристик турбоагрегата с учетом теплопередачи в конденсаторе.

Для демонстрации прогностических возможностей модели приводятся результаты расчета, выполненного применительно к турбине ПТ-65/75-130/13. Исходные данные для расчета приведены в разделе 2.2.1. Результаты расчетного анализа представлены на рисунках 2.6 и 2.7 в виде энергетических характеристик турбоустановки для разных значений производственной и теплофикационной нагрузок и электрической мощности. На этом же рисунке точками представлены значения q_t , принятые для действующей турбины рассматриваемого типа по данным [206]. Анализ приведенных данных показывает, что уточненная модель паротурбинной установки удовлетворительно описывает реальные энергетические характеристики практически во всем рабочем диапазоне нагрузок

теплофикационного и производственного отборов, что следует признать приемлемым для проведения инженерных расчетов, направленных на совершенствование режимов работы и распределение нагрузок оборудования. Известные постановки оптимизационной задачи по распределению нагрузок (раздел 1.1) не учитывали распределения охлаждающей воды между конденсаторами в качестве параметра оптимизации. В результате дополнительной детализации расчетной модели паротурбинной установки удалось уменьшить среднее относительное отклонение с 10-15 % (рисунок 2.4,б,в,г) до 0,6 % (рисунки 2.6 и 2.7).

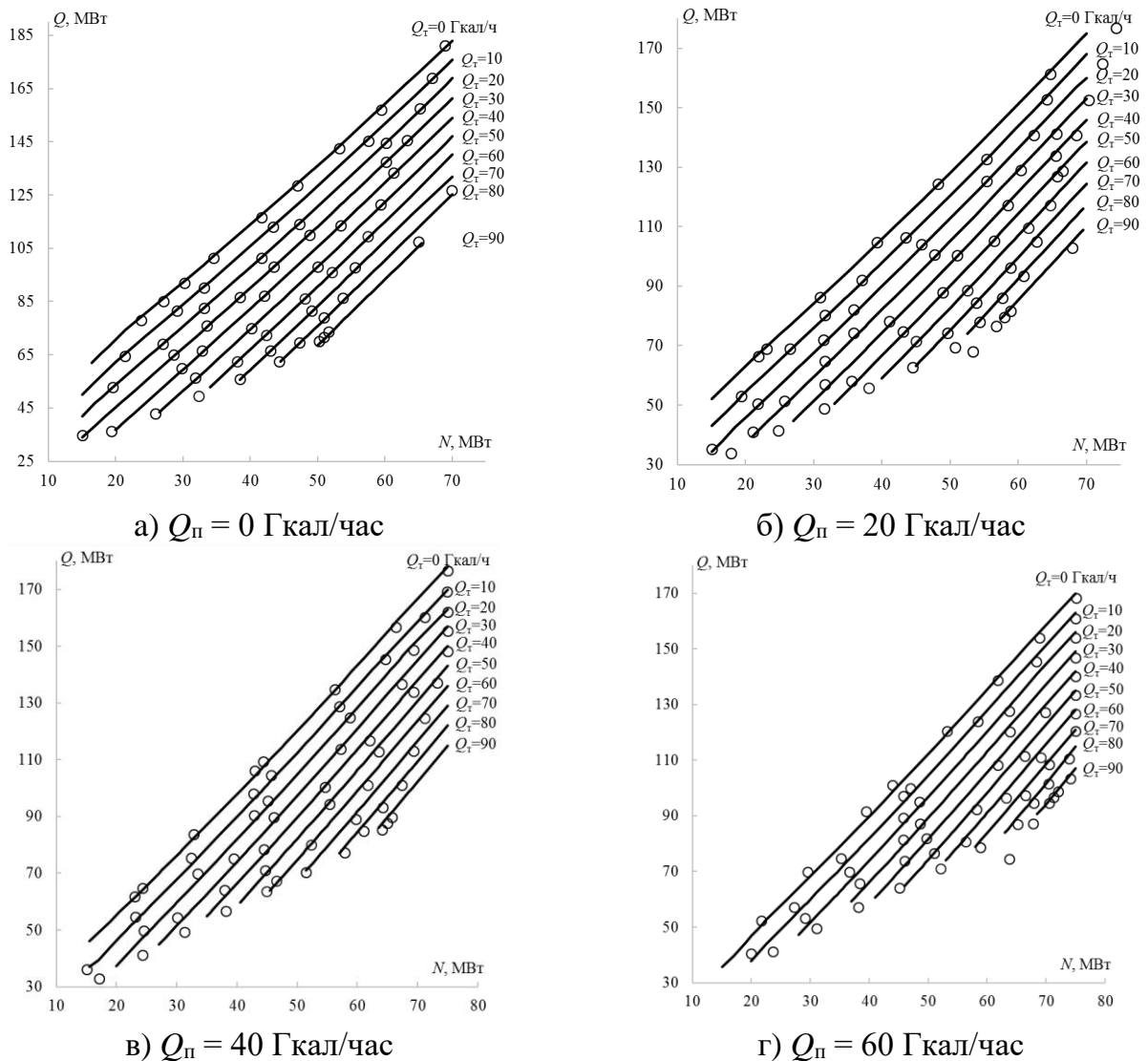


Рисунок 2.6. Энергетические характеристики в виде $Q = q \cdot N = f(N)$ турбины ПТ-65/75-130/13 для различных нагрузок производственного отбора от 0 до 60 Гкал/ч

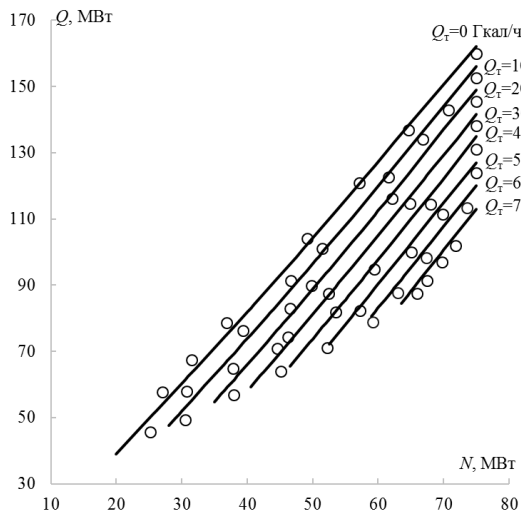
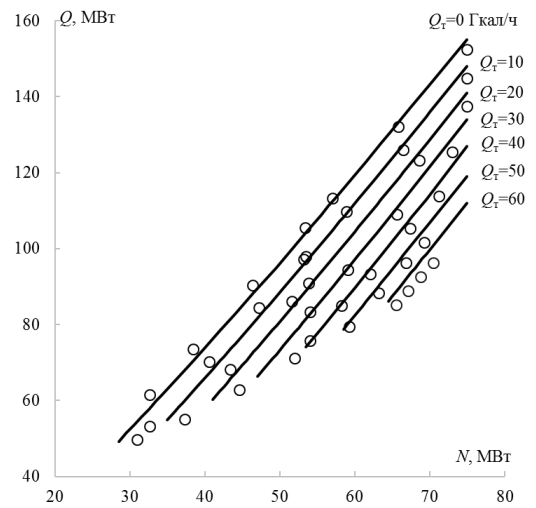
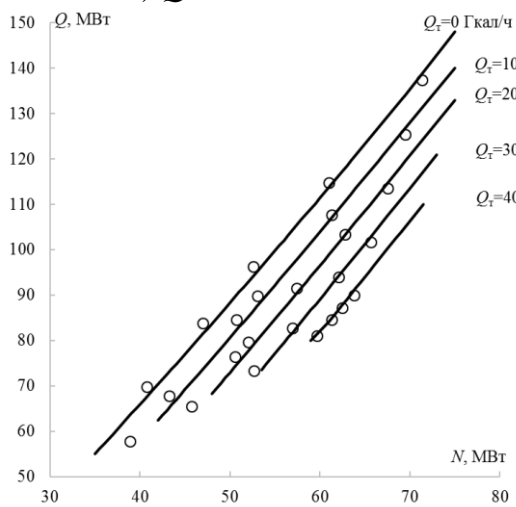
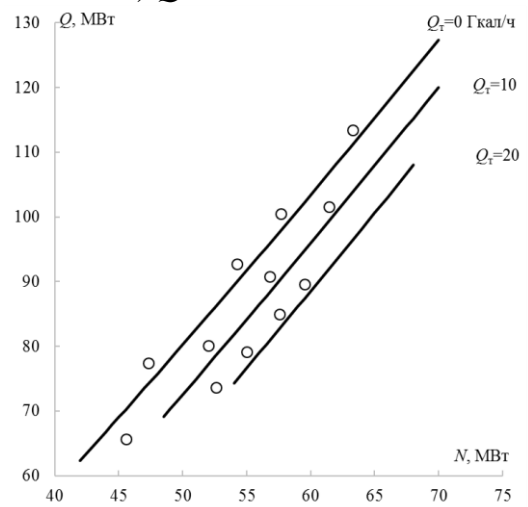
а) $Q_{II} = 80$ Гкал/часб) $Q_{II} = 100$ Гкал/часв) $Q_{II} = 120$ Гкал/часг) $Q_{II} = 140$ Гкал/час

Рисунок 2.7. Энергетические характеристики в виде $Q = q_i \cdot N = f(N)$ турбины ПТ-65/75-130/13 для различных нагрузок производственного отбора от 80 до 140 Гкал/ч

Предложенная методология матричной формализации позволяет в рамках единого подхода проводить расчетный анализ систем и подсистем ТЭС с целью построения энергетических характеристик и программных средств оптимизации режимов оборудования ТЭС. Практическое использование подхода с учетом разных характеристик экономичности отдельных отсеков турбины и реальной тепловой схемы турбоустановки приводится в главе 6 диссертации.

2.3. Математическая модель многопоточных многоступенчатых теплообменных систем с произвольным числом входных и выходных потоков в каждую ступень

Ранее получено решение задачи матричного описания многоступенчатых двухпоточных систем теплообменных аппаратов (код 1.2.т.0 на рисунке 1.6), каждая ступень которых представлена в виде четырехполюсника с двумя входными и двумя выходными потоками [194]. Однако число потоков на входе или выходе реального аппарата может быть больше двух. На практике в теплообменные аппараты помимо двух основных потоков холодного и горячего теплоносителей часто направляются дополнительные потоки, обусловленные дренированием, продувкой или аварийными режимами системы. Подача перечисленных потоков теплоносителей может производиться в разные точки теплообменного аппарата, что обуславливает разную эффективность анализируемых процессов. Разработка методов расчета многопоточных многоступенчатых теплообменных аппаратов для проведения анализа их тепловой эффективности рассматривается в данном разделе.

Следует отметить, что нами ранее была предложена модель для описания отдельной многопоточной ступени в виде системы дифференциальных уравнений [282], которая, однако, не позволяет рассчитать многоступенчатые системы с произвольной структурой потоков. Разработка в рамках единой методологии матричного описания многопоточных многоступенчатых систем теплообменных аппаратов (код *n.k.t.1* на рисунке 1.6), которое позволяет анализировать энергетическую и технологическую эффективность оборудования энергетических установок является актуальной задачей, стоящей перед энергетикой и смежными отраслями промышленности.

Объектом моделирования является система многопоточных многоступенчатых теплообменных аппаратов. В качестве предмета исследования рассматривается матричная формализация расчета многопоточных многоступенчатых теплообменных систем с произвольной конфигурацией потоков. Целью исследования является разработка матричного математического описания и повышение эффективности функционирования системы многопоточных теплообменных аппаратов с произвольной конфигурацией потоков.

Для достижения поставленной цели решаются следующие задачи:

- разработка матричного описания системы многопоточных многоступенчатых теплообменных аппаратов, каждый из которых в общем случае имеет произвольное число входных и выходных потоков;

- демонстрация возможностей предложенного математического описания на примере расчета четырехступенчатой трехпоточной системы теплообменных аппаратов.

Для разработки математического описания многоступенчатых систем предлагается расчетная схема объекта исследования, представленная на рисунке 2.8. На схеме показана наиболее общая структура соединения n ступеней системы, при которой возможна коммутация любых выходных и входных потоков при произвольном их числе для каждой ступени.

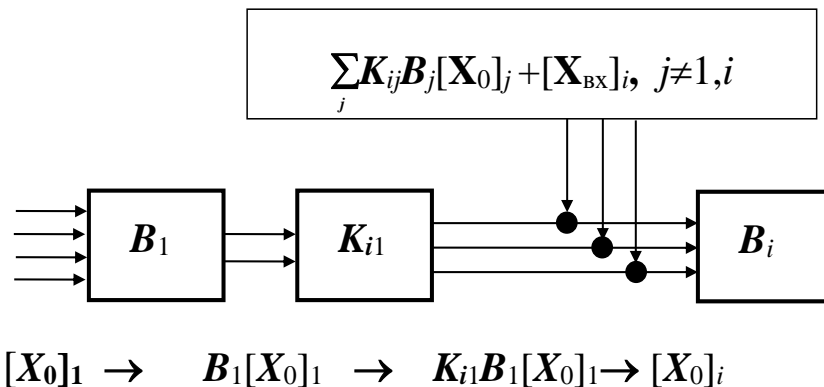


Рисунок 2.8. Расчетная схема формирования параметров потока на входе в i -й элемент многопоточной многоступенчатой теплообменной установки

В предыдущих работах авторов методологии матричной формализации [194, 195] рассматривались двухпоточные и трехпоточные теплообменные установки в модели (1.35) (см. раздел 1.5). Отличие предложенного нового описания системы, представленной на рисунке 2.8, от известной модели системы, показанной на рисунке 1.4, заключается в структуре матриц коммутации K_{ij} и матриц процессов в ступени B_i в модели (1.35). Рассмотрим эти отличия на ряде примеров.

Система (1.35) для целого ряда практически важных случаев является системой линейных уравнений. Расчетный анализ с использованием предложенного подхода рассмотрим более подробно на примере двух систем трехпоточных четырехступенчатых аппаратов (код 1.3.4.0 на рисунке 1.6), структурные схемы которых представлены на рисунке 2.9.

На рисунке 2.9,а приводится схема многоступенчатой установки из четырех реальных и одной мнимой ступени, которая показана на рисунке штриховой линией. Следует отметить, что пятая мнимая ступень включена в схему для удобного представления результатов расчета. Решение системы позволяет определить значения параметров на входе ступени. При введении пятой ступени значение параметра на входе в эту ступень соответствует выходному значению параметра из рассматриваемой системы. Движение всех трех теплоносителей на этой схеме организовано по прямоточной схеме, при которой все три теплоносителя двигаются в одном направлении. На схеме рисунке 2.9,б показана более сложная структура потоков теплоносителей, в которой третий теплоноситель подается сначала в четвертую ступень, потом в третью, вторую и в первую. Такая структура схемы движения соответствует противоточному движению третьего теплоносителя относительно первых двух.

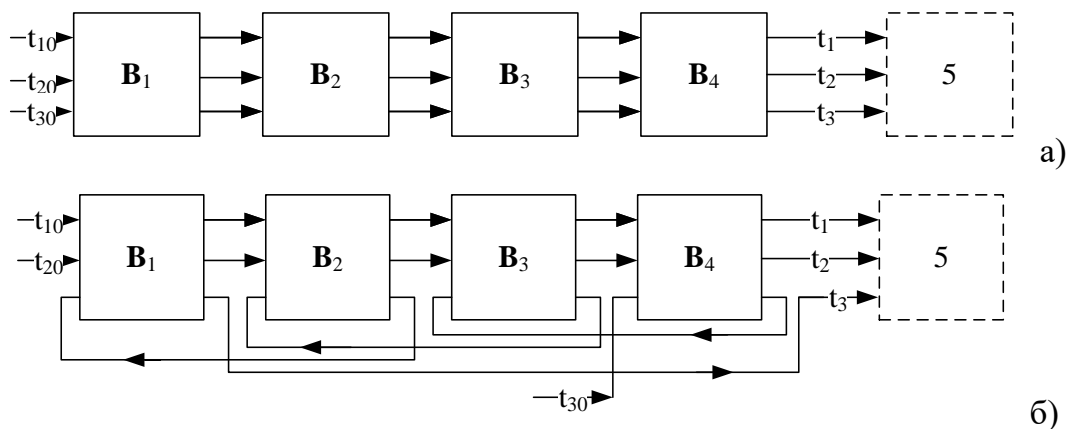


Рисунок 2.9. Исследуемые структуры потоков для трехпоточной четырехступенчатой схемы: а) прямоточная схема, б) противоточная схема

Систему уравнений(1.35), которая получена для определения аддитивных параметров, предлагается использовать для определения температуры теплоносителя с учетом рекомендаций [194,214]. Для описания структуры пятиступенчатой трехпоточной системы, схемы которой представлены на рисунке 2.9, составляются матрицы коммутации размера 5×5 блоков или 15×15 элементов. С учетом того, что для схемы рисунке 2.9,а все потоки теплоносителей из первой ступени подаются во вторую, из второй в третью, из третьей в четвертую, а из четвертой в мнимую пятую ступень, только четыре блока матрицы коммутации имеют ненулевые элементы:

$$\begin{aligned} K_{11}=K_{12}=K_{13}=K_{14}=K_{15}=K_{22}=K_{23}=K_{24}=K_{25}=K_{31}=K_{33}= \\ = K_{34}=K_{35}=K_{41}=K_{42}=K_{44}=K_{45}=K_{51}=K_{52}=K_{53}=K_{55}=N; \\ K_{21}=K_{32}=K_{43}=K_{54}=I. \end{aligned}$$

Аналогичные блоки матрицы коммутации, описывающие более сложную структуру потоков теплоносителей согласно схеме рисунка 2.9,б, имеют уже девять ненулевых блоков:

$$\mathbf{K}_{11}=\mathbf{K}_{13}=\mathbf{K}_{14}=\mathbf{K}_{15}=\mathbf{K}_{22}=\mathbf{K}_{24}=\mathbf{K}_{25}=\mathbf{K}_{31}=\mathbf{K}_{33}=\mathbf{K}_{35}=\mathbf{K}_{41}=\mathbf{K}_{42}=\mathbf{K}_{44}=\mathbf{K}_{45}=\mathbf{K}_{52}=\mathbf{K}_{53}=\mathbf{K}_{55}=\mathbf{N};$$

$$\mathbf{K}_{12}=\mathbf{K}_{23}=\mathbf{K}_{23}=\mathbf{K}_{34}=\mathbf{K}_{51}=\mathbf{X};$$

$$\mathbf{K}_{21}=\mathbf{K}_{32}=\mathbf{K}_{43}=\mathbf{K}_{54}=\mathbf{G};$$

здесь

$$\mathbf{I} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}; \mathbf{N} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}; \mathbf{X} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}; \mathbf{G} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}.$$

Матрица процесса \mathbf{B} для обеих схем определяется из аналитического решения системы уравнений (1.3б) и записываются в виде:

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} & b_{13} \\ b_{21} & b_{22} & b_{23} \\ b_{31} & b_{32} & b_{33} \end{bmatrix}, \quad (2.12)$$

где

$$b_{11} = 1 - \frac{1}{(1-S_1)} + \frac{(S_1-S_3) \cdot (S_1-S_2)}{S \cdot (1-S_1)} + \frac{e^{r_2 \cdot F}}{(1-S_1)} - \frac{(S_1-S_3) \cdot (1-S_2)}{S \cdot (1-S_1)} \cdot e^{r_2 \cdot F} + \frac{(S_1-S_3)}{S} \cdot e^{r_3 \cdot F};$$

$$b_{12} = \frac{1}{(1-S_1)} + \frac{(S_3-1) \cdot (S_1-S_2)}{S \cdot (1-S_1)} - \frac{e^{r_2 \cdot F}}{(1-S_1)} - \frac{(S_3-1) \cdot (1-S_2)}{S \cdot (1-S_1)} \cdot e^{r_2 \cdot F} + \frac{(S_3-1)}{S} \cdot e^{r_3 \cdot F};$$

$$b_{13} = \frac{S_1-S_2}{S} - \frac{(1-S_2)}{S} \cdot e^{r_2 \cdot F} + \frac{(1-S_1)}{S} \cdot e^{r_3 \cdot F};$$

$$b_{21} = 1 - \frac{1}{(1-S_1)} + \frac{(S_1-S_3) \cdot (S_1-S_2)}{S \cdot (1-S_1)} + \frac{S_1 e^{r_2 \cdot F}}{(1-S_1)} - \frac{(S_1-S_3) \cdot (1-S_2)}{S \cdot (1-S_1)} \cdot S_1 e^{r_2 \cdot F} + \frac{(S_1-S_3)}{S} \cdot S_2 e^{r_3 \cdot F};$$

$$b_{22} = \frac{1}{(1-S_1)} + \frac{(S_3-1) \cdot (S_1-S_2)}{S \cdot (1-S_1)} - \frac{S_1 e^{r_2 \cdot F}}{(1-S_1)} - \frac{(S_3-1) \cdot (1-S_2)}{S \cdot (1-S_1)} \cdot S_1 e^{r_2 \cdot F} + \frac{(S_3-1)}{S} \cdot S_2 e^{r_3 \cdot F};$$

$$b_{23} = \frac{S_1-S_2}{S} - \frac{(1-S_2)}{S} \cdot S_1 e^{r_2 \cdot F} + \frac{(1-S_1)}{S} \cdot S_2 e^{r_3 \cdot F};$$

$$b_{31} = 1 - \frac{1}{(1-S_1)} + \frac{(S_1-S_3) \cdot (S_1-S_2)}{S \cdot (1-S_1)} + \frac{S_3 e^{r_2 \cdot F}}{(1-S_1)} - \frac{(S_1-S_3) \cdot (1-S_2)}{S \cdot (1-S_1)} \cdot S_3 e^{r_2 \cdot F} + \frac{(S_1-S_3)}{S} \cdot S_4 e^{r_3 \cdot F};$$

$$b_{32} = \frac{1}{(1-S_1)} + \frac{(S_3-1) \cdot (S_1-S_2)}{S \cdot (1-S_1)} - \frac{S_3 e^{r_2 \cdot F}}{(1-S_1)} - \frac{(S_3-1) \cdot (1-S_2)}{S \cdot (1-S_1)} \cdot S_3 e^{r_2 \cdot F} + \frac{(S_3-1)}{S} \cdot S_4 e^{r_3 \cdot F};$$

$$b_{33} = \frac{S_1-S_2}{S} - \frac{(1-S_2)}{S} \cdot S_3 e^{r_2 \cdot F} + \frac{(1-S_1)}{S} \cdot S_4 e^{r_3 \cdot F}.$$

Значения коэффициентов матрицы \mathbf{B} принимаются одинаковыми для всех ступеней системы.

При проведении численного расчета были использованы следующие исходные данные: $t_{10} = 67,62$ °C, $t_{20} = 67,62$ °C, $t_{30} = 40$ °C, $G_1 = 20,55$ кг/с, $G_2 = 657,22$ кг/с, $G_3 = 2143,33$ кг/с, где индекс «0» показывает значение температуры на входе в систему. В ходе расчетных исследований определяли зависимости температуры трех теплоносителей на выходе из системы от площади поверхности теплообмена в одной ступени.

Для проведения расчетных исследований согласно модели (1.34), (1.35), (1.30), (1.36) разработаны алгоритм и компьютерная программа для его реализации. Результаты расчетного анализа представлены на рисунке 2.10 в виде зависимости температуры трех теплоносителей на выходе из системы от площади поверхности теплообмена в ступени.

Анализ приведенных данных показывает, что полученные результаты, представленные на рисунке 2.10,а, достоверно описывают вид температурных зависимостей для прямоточных теплообменных аппаратов [1]. Аналогичные зависимости для более сложного движения потоков, структура которого приближается к противоточной схеме движения теплоносителей, представлены на рисунке 2.10,б. Вид приведенных температурных зависимостей также подтверждается опубликованными данными для противоточных и комбинированных схем движения теплоносителей [1].

Выполненный расчетный анализ показал, что найденное решение системы (1.35) позволяет исследовать теплообменные процессы в многопоточных многоступенчатых установках. Предложенный подход с учетом фазового перехода в теплоносителях будет рассмотрен далее и может быть использован для решения задачи конденсации водяных паров из дымовых газов котельных установок и для анализа других многопоточных систем [201, 212, 213].

Важно отметить, что представленный метод расчета, полученный с рядом допущений, может быть существенно детализирован через введение в модель (1.35) более точных подмоделей для расчета фазовых переходов как в одном, так и нескольких теплоносителях [198, 215-216]. Моделирование фазового перехода в теплоносителях в рамках предложенного подхода рассмотрено в Главе 3 диссертации.

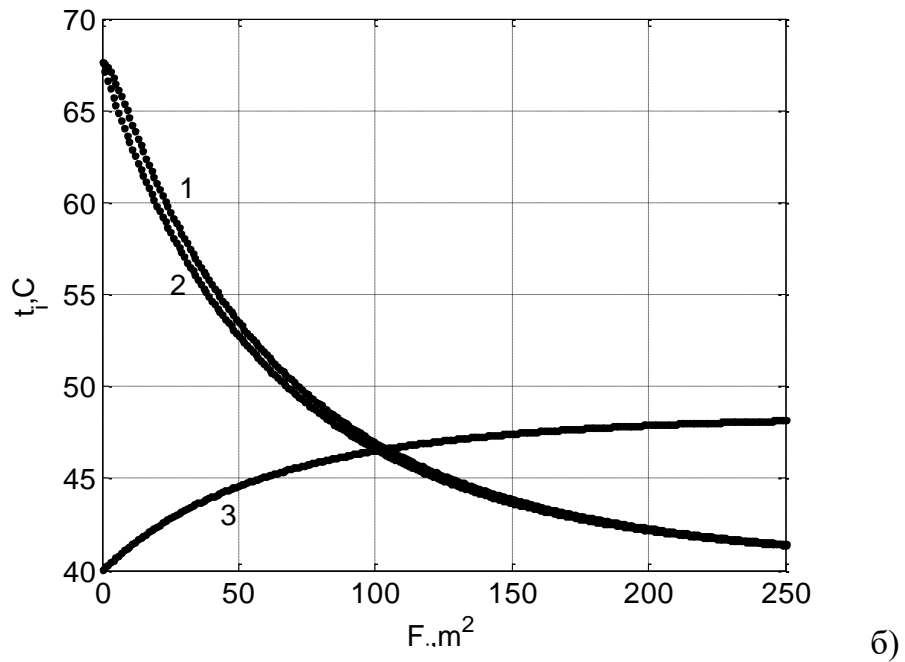
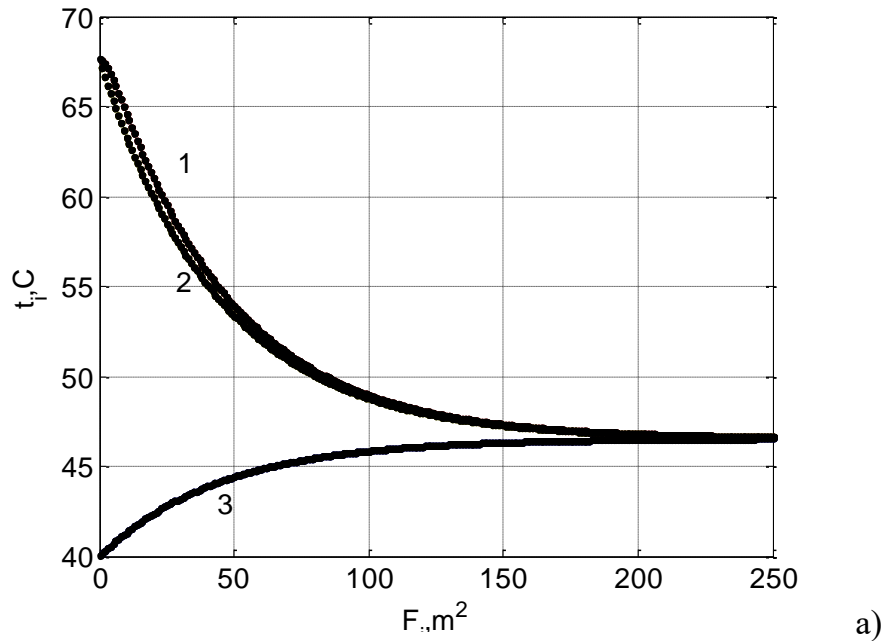


Рисунок 2.10. Зависимости температуры теплоносителей от площади поверхности теплообмена ступени для структур потоков, приведенных на рисунке 2.9. Цифры рядом с температурными зависимостями соответствуют номеру теплоносителя

Предложенная методология матричной формализации позволяет в рамках единого подхода проводить расчетный анализ многопоточных многоступенчатых систем и подсистем энергетических установок с целью определения условий их эффективного функционирования и программных средств оптимизации режимов оборудования ТЭС.

2.4. Аналитическое решение задачи охлаждения уходящих дымовых газов без учета конденсации водяных паров

Рассмотрим аналитическое решение задачи трехпоточного теплообмена в одной ступени сначала без учета фазового перехода в теплоносителях при прямоточном характере их движения (код 2.3.1.0 на рисунке 1.6) [194]. Для решения системы уравнений (1.36) в данном случае используется метод подстановки. Систему трех дифференциальных уравнений первого порядка преобразуем в дифференциальное уравнение третьего порядка относительно температуры первого теплоносителя

$$\frac{d^3 t_1}{dF^3} + (a_1 + a_2 + a_3 + a_4) \frac{d^2 t_1}{dF^2} + (a_1 \cdot a_3 + a_4 \cdot a_1 + a_4 \cdot a_2) \frac{dt_1}{dF} = 0. \quad (2.13)$$

Характеристическое уравнение для уравнения (2.13) записывается в виде:

$$r^3 + (a_1 + a_2 + a_3 + a_4)r^2 + (a_1 \cdot a_3 + a_4 \cdot a_1 + a_4 \cdot a_2) \cdot r = 0.$$

Используя обозначения

$$\alpha = a_1 + a_2 + a_3 + a_4, \quad \beta = a_1 \cdot a_3 + a_4 \cdot a_1 + a_4 \cdot a_2$$

перепишем характеристическое уравнение в виде

$$r^3 + \alpha \cdot r^2 + \beta \cdot r = 0,$$

или

$$r \cdot (r^2 + \alpha \cdot r + \beta) = 0.$$

Корни характеристического уравнения находятся следующим образом:

$$r_1 = 0, \quad r_{2,3} = \frac{-\alpha \mp \sqrt{\alpha^2 - 4 \cdot \beta}}{2}.$$

Решение исходной системы трех дифференциальных уравнений (1.36) приводится к виду

$$\begin{cases} t_1 = c_1 + c_2 \cdot e^{r_2 \cdot F} + c_3 \cdot e^{r_3 \cdot F} \\ t_2 = c_1 + c_2 \cdot e^{r_2 \cdot F} \cdot \left(\frac{a_1 + r_2}{a_1} \right) + c_3 \cdot e^{r_3 \cdot F} \cdot \left(\frac{a_1 + r_3}{a_1} \right) \\ t_3 = c_1 + c_2 \cdot e^{r_2 \cdot F} \cdot \left(\frac{r_2^2 + r_2 \cdot (a_1 + a_2 + a_3) + a_1 \cdot a_3}{a_1 \cdot a_3} \right) + c_3 \cdot e^{r_3 \cdot F} \cdot \left(\frac{r_3^2 + r_3 \cdot (a_1 + a_2 + a_3) + a_1 \cdot a_3}{a_1 \cdot a_3} \right) \end{cases} \quad (2.14)$$

Из начальных условий: $F = 0$, $t_1 = t_{10}$, $t_2 = t_{20}$, $t_3 = t_{30}$, находятся постоянные интегрирования c_1 , c_2 , c_3 :

$$c_1 = t_{10} - \frac{(t_{10} - t_{20})}{(1 - S_1)} + \frac{t_{10} \cdot (S_1 - S_3) + t_{20} \cdot (S_3 - 1) + t_{30} \cdot (1 - S_1)}{S} \cdot \frac{(S_1 - S_2)}{(1 - S_1)},$$

$$c_2 = \frac{(t_{10} - t_{20})}{(1 - S_1)} - \frac{t_{10} \cdot (S_1 - S_3) + t_{20} \cdot (S_3 - 1) + t_{30} \cdot (1 - S_1)}{S} \cdot \frac{(1 - S_2)}{(1 - S_1)},$$

$$c_3 = \frac{t_{10} \cdot (S_1 - S_3) + t_{20} \cdot (S_3 - 1) + t_{30} \cdot (1 - S_1)}{S}.$$

Здесь

$$S_1 = \frac{a_1 + r_2}{a_1}, \quad S_2 = \frac{a_1 + r_3}{a_1}, \quad S_3 = \frac{r_2^2 + r_2 \cdot (a_1 + a_2 + a_3) + a_1 \cdot a_3}{a_1 \cdot a_3},$$

$$S_4 = \frac{r_3^2 + r_3 \cdot (a_1 + a_2 + a_3) + a_1 \cdot a_3}{a_1 \cdot a_3}, \quad S = (1 - S_2) \cdot (1 - S_3) - (1 - S_4) \cdot (1 - S_1).$$

После подстановки выражений для постоянных интегрирования в решение (2.14) и алгебраических преобразований коэффициенты матрицы $\mathbf{B}=\{b_{ij}\}$ записываются в виде (2.12).

Для известных температур теплоносителей на входе в ступень матрица \mathbf{B} позволяет определить температуры теплоносителей на выходе согласно выражению (1.30).

Для компьютерной реализации метода расчета ступени трехпоточного аппарата без учета фазового перехода разработаны алгоритм и программа для его реализации.

Алгоритм программы имеет следующую структуру:

1. Задание начальных параметров: температуры, расходов, коэффициентов теплопередачи между средами, удельных теплоемкостей, площади теплообмена.
2. Формирование матрицы процесса теплообмена \mathbf{B} согласно приведенным формулам. Определение параметров потоков на выходе ступени согласно (1.30).
3. Вывод результатов в виде графиков и таблиц.

Результаты реализации программы представлены на рисунке 2.11 в виде зависимости температуры трех теплоносителей от площади поверхности теплообмена в таблице 2.2.

Как видим, полученные графики не противоречат известным зависимостям для прямоточных теплообменных аппаратов с двумя теплоносителями. Также полученные графики соответствуют результатам на рисунке 3.3, полученным с помощью численного и аналитического методов. Температуры дымовых газов и водяных паров оказались практически равными, что обуславливается их хорошим перемешиванием в контактных аппаратах.

Исходные данные и результаты расчёта

Наименование параметра	Среда	G , кг/с	T , °C
Входные параметры	Водяные пары	20,55	67,62
	Газы	657,22	67,62
	Охлаждающая вода	2143,33	40,00
Выходные параметры	Водяные пары	20,55	46,04
	Газы	657,22	46,04
	Охлаждающая вода	2143,33	41,68

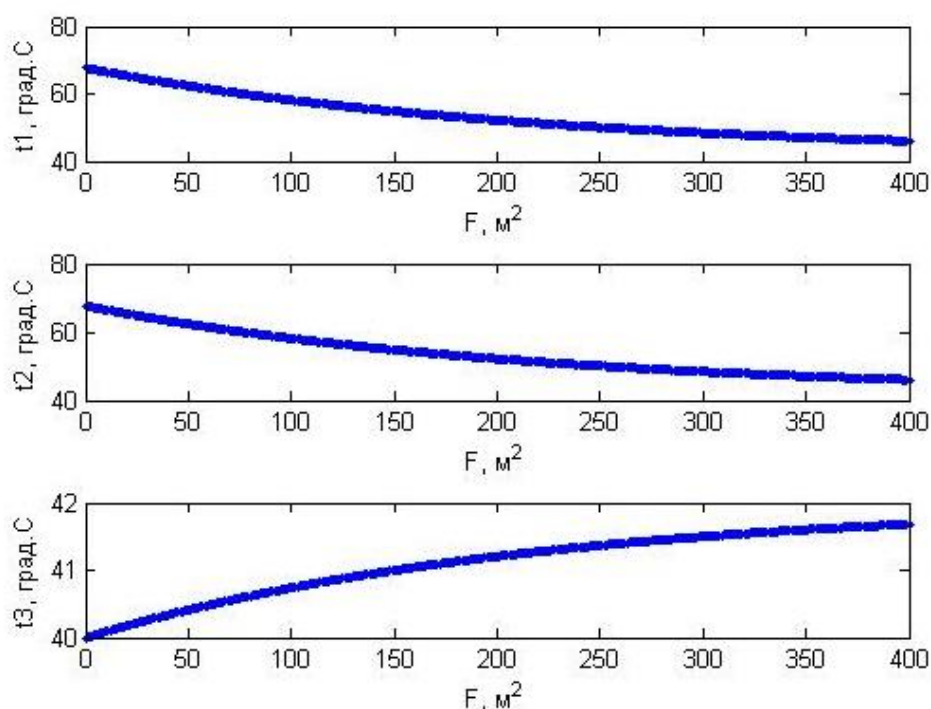


Рисунок 2.11. Зависимости температуры теплоносителей от площади поверхности теплообмена

2.5. Матричный метод решения обратной задачи теплопередачи в двухпоточных одноступенчатых теплообменных аппаратах

Наряду с проверочными расчетами существующих конструкций теплообменных аппаратов при разработке новых конструкций и технологий часто возникает необходимость проведения проектных расчетов, в ходе которых решаются обратные задачи по выбору оптимальных конструкций и режимов работы оборудования.

Для проведения проектных расчетов предложен новый матричный метод решения обратных задач по выбору конструкции аппаратов и параметров теплоносителей, которые обеспечивают эффективную работу системы. Постановка обратной задачи теплопередачи

для случая скользящей границы начала фазового перехода при противоточном характере движения теплоносителей подробно описана в главе 3 диссертации.

По способу использования математических моделей в инженерной практике следует выделять прямые и обратные задачи. Прямые задачи обычно ориентированы на проведение поверочных расчетов, при выполнении которых предполагается подбор оборудования из стандартного ряда, при фиксированных конструктивных параметрах, а расчетом проверяются возможности оборудования для конкретного случая [1,27,217]. В обратных задачах на основе математической модели реализуются, как правило, проектные расчеты, которые ориентированы на выбор конструктивных и режимных параметров, обеспечивающих эффективную работу оборудования [217]. Разработка адекватных методов расчета и их использование для решения обратных задач проектирования является актуальной задачей.

Объектом представленного этапа исследования являются системы теплообменных аппаратов [194, 214, 218-220, 283]. В качестве предмета исследования рассматривается постановка и решение обратных задач проектирования одноступенчатых и многоступенчатых теплообменных систем, в которых реализуются прямоточные и противоточные режимы движения теплоносителей [1, 194, 27, 204, 214, 220-224].

Целью представленного этапа исследования является повышение эффективности проектирования и эксплуатации теплообменных систем путем постановки и решения обратных задач теплопередачи в теплообменных аппаратах.

Для достижения поставленной цели решаются следующие задачи:

- постановка и решение обратной задачи для прямоточных одноступенчатых систем при вариантном задании независимых параметров теплоносителей;
- постановка и решение обратной задачи для противоточных одноступенчатых систем при вариантном задании нормируемых параметров теплоносителей.

В качестве первого объекта исследований при решении обратной задачи рассмотрен прямоточный одноступенчатый теплообменный аппарат(код 1.2.1.0 на рисунке 1.6), конструктивная схема которого с указанием схемы движения теплоносителей приведена на рисунке 2.12. Обычно при выполнении поверочного расчета конструкция аппарата и температуры горячего t_{10} и холодного t_{20} теплоносителей на входе в аппарат известны, а температуры горячего и холодного теплоносителей на выходе теплообменника t_1, t_2

определяются. Нахождение выходных температур по заданной конструкции и известным входным температурам является, по – существу, решением прямой задачи.

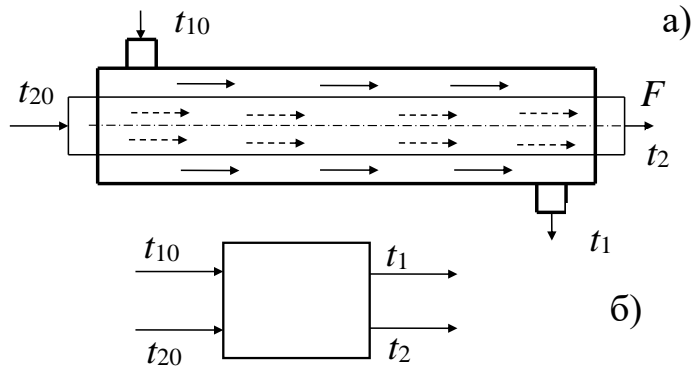


Рисунок 2.12. Схема движения теплоносителей для прямоточного теплообменного аппарата (а) и модельное его представление в виде четырехполюсника (б)

Решение математической модели теплопередачи в виде системы двух дифференциальных уравнений относительно температур горячего t_1 и холодного t_2 теплоносителей при отсутствии в них фазового перехода было получено в [194] и приведено в разделе 1.5 в матричном виде (1.30), (1.31).

Число вариантов задания независимых переменных равно числу сочетаний двух параметров из четырех [225], которое для нашего случая равно шести: а) t_{10}, t_{20} ; б) t_{10}, t_1 ; в) t_{10}, t_2 ; г) t_{20}, t_1 ; д) t_{20}, t_2 ; е) t_1, t_2 .

Каждое из представленных сочетаний определяет вариант задания независимых данных или вариант постановки обратной задачи. Шесть моделей теплопередачи в ступени прямоточных теплообменных аппаратов представлены в таблице 2.3, что позволяет сформулировать в матричном виде обратную задачу и получить ее решение для шести возможных вариантов пар значений исходных данных.

Таблица 2.3

Варианты матричных моделей обратных задач теплопередачи

Варианты постановки задачи		$B \cdot T = T_0$			Варианты постановки задачи		$B \cdot T = T_0$		
		B, T					T_0	B, T	
а)	t_{10}, t_{20}	$\begin{pmatrix} b_{11} & b_{12} & b_{13} & 0 \\ b_{21} & b_{22} & 0 & b_{24} \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} t_{10} \\ t_{20} \\ t_1 \\ t_2 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \tilde{t}_{10} \\ \tilde{t}_{20} \end{pmatrix}$	б)	t_{10}, t_1	$\begin{pmatrix} b_{11} & b_{12} & b_{13} & 0 \\ b_{21} & b_{22} & 0 & b_{24} \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} t_{10} \\ t_{20} \\ t_1 \\ t_2 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \tilde{t}_{10} \\ \tilde{t}_1 \end{pmatrix}$

Варианты постановки задачи		$B \cdot T = T_0$			Варианты постановки задачи		$B \cdot T = T_0$					
		B, T				T_0			B, T			T_0
в)	t_{10}, t_2	$\begin{pmatrix} b_{11} & b_{12} & b_{13} & 0 \\ b_{21} & b_{22} & 0 & b_{24} \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} t_{10} \\ t_{20} \\ t_1 \\ t_2 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \tilde{t}_{10} \\ \tilde{t}_2 \end{pmatrix}$	г)	t_1, t_{20}	$\begin{pmatrix} b_{11} & b_{12} & b_{13} & 0 \\ b_{21} & b_{22} & 0 & b_{24} \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} t_{10} \\ t_{20} \\ t_1 \\ t_2 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \tilde{t}_1 \\ \tilde{t}_{20} \end{pmatrix}$			
д)	t_2, t_{20}	$\begin{pmatrix} b_{11} & b_{12} & b_{13} & 0 \\ b_{21} & b_{22} & 0 & b_{24} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} t_{10} \\ t_{20} \\ t_1 \\ t_2 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \tilde{t}_2 \\ \tilde{t}_{20} \end{pmatrix}$	е)	t_1, t_2	$\begin{pmatrix} b_{11} & b_{12} & b_{13} & 0 \\ b_{21} & b_{22} & 0 & b_{24} \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} t_{10} \\ t_{20} \\ t_1 \\ t_2 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \tilde{t}_1 \\ \tilde{t}_2 \end{pmatrix}$			

Следует отметить, что режим работы оборудования при постановке обратной задачи учитывается в модели через расход и теплоемкость теплоносителей, а конструкция аппарата – через площадь поверхности теплообмена и коэффициент переноса.

Решение вариантов системы линейных уравнений, представленных в таблице, получено для различных значений конструктивного параметра, в качестве которого выбрана площадь поверхности теплообмена. Результаты демонстрационного примера решения вариантов обратной задачи представлены на рисунке 2.13.

Обозначения вариантов постановки обратной задачи, отмеченные на рисунке 2.13 латинскими буквами, совпадают с обозначениями вариантов, представленными в таблице 2.3. Задаваемые значения температуры для каждого варианта отмечены на рисунке кружками, а определяемые параметры выводятся в виде зависимостей от площади поверхности теплообмена. Данное представление решения обратной задачи позволяет при заданном значении независимых параметров, определить зависимости искомых параметров от площади поверхности теплообмена, которая обеспечивает реализацию эффективного процесса теплообмена.

Представленные графические зависимости позволяют при заданных значениях независимых переменных находить комплекс зависимых переменных и конструктивные параметры системы, которые реализуют эффективный теплообмен.

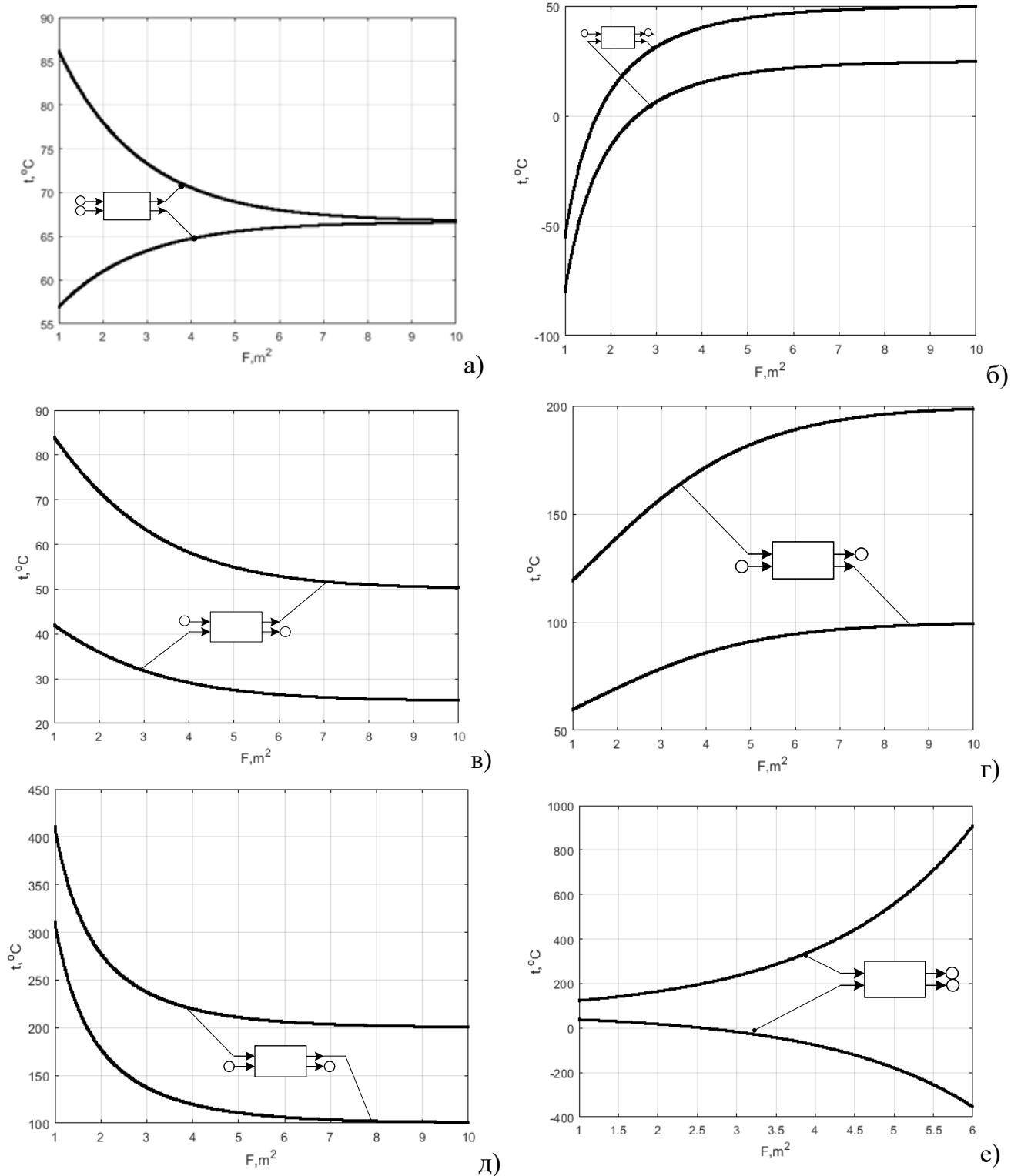


Рисунок 2.13. Зависимости температур теплоносителей при прямоточном характере их движения от площади поверхности теплообмена при различных вариантах постановки обратной задачи теплопередачи (демонстрационный пример): а) $t_{10} = 100^\circ C, t_{20} = 50^\circ C$; б) $t_{10} = 100^\circ C, t_1 = 50^\circ C$; в) $t_{10} = 100^\circ C, t_2 = 50^\circ C$; г) $t_{20} = 50^\circ C, t_1 = 100^\circ C$; д) $t_{20} = 50^\circ C, t_2 = 100^\circ C$; е) $t_2 = 50^\circ C, t_1 = 100^\circ C$

При проведении проектных расчетов нужно иметь в виду, что не для всех вариантов исходных данных существует физически приемлемое решение задачи. Например,

постановка задачи варианта е) приводит к значениям температуры теплоносителей на входе в аппарат, которые при больших площадях поверхностей нагрева принимают физически нереализуемые значения, что необходимо учитывать при анализе результатов.

Для противоточного характера движения теплоносителей модель теплопередачи записывается аналогично (1.36), но для теплоносителя, который движется в направлении, противоположном направлению оси процесса F , правая часть уравнения умножается на минус единицу. В нашем случае против направления оси процесса двигается холодный теплоноситель. Для противоточного характера движения теплоносителей на рисунке 2.14 в качестве демонстрационного примера представлен один вариант задания температур теплоносителей, остальные варианты постановки задачи записываются аналогично прямоточному характеру движения теплоносителей. Следует отметить, что для противоточного характера движения теплоносителей общее число вариантов постановки задач тоже равно шести.

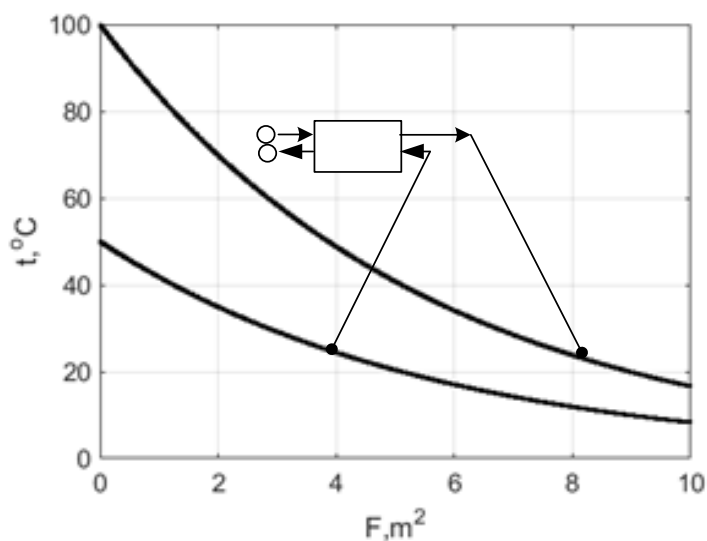


Рисунок 2.14. Зависимости температуры теплоносителей при противоточном характере их движения от площади поверхности теплообмена при следующем задании независимых параметров (демонстрационный пример): $t_{10} = 100\text{ °C}$, $t_2 = 50\text{ °C}$

2.6. Матричный метод решения обратной задачи теплопередачи в трехпоточных теплообменных аппаратах

В разделе 2.5 рассмотрен вариант постановки и решения обратной задачи теплопередачи для двухпоточных теплообменных аппаратов без фазового перехода в теплоносителях. В данном разделе выполнено развитие подхода на случай трехпоточного аппарата. Возможности подхода продемонстрированы на примере контактных многопоточных теплообменников, используемых для утилизации влаги и тепловой энергии дымовых газов на котельных установках [53, 226-230]. В качестве греющих потоков теплоносителей в данных аппаратах выступают дымовые газы и водяные пары, в качестве нагреваемого - охлаждающая вода.

Предметом исследований является метод решения обратной задачи теплопередачи в многопоточных теплообменных аппаратах без учета фазового перехода в теплоносителях (код 3.3.1.0 на рисунке 1.6) [1,27,283].

Схема установки контактного теплообменного аппарата представлена на рисунке 2.15.

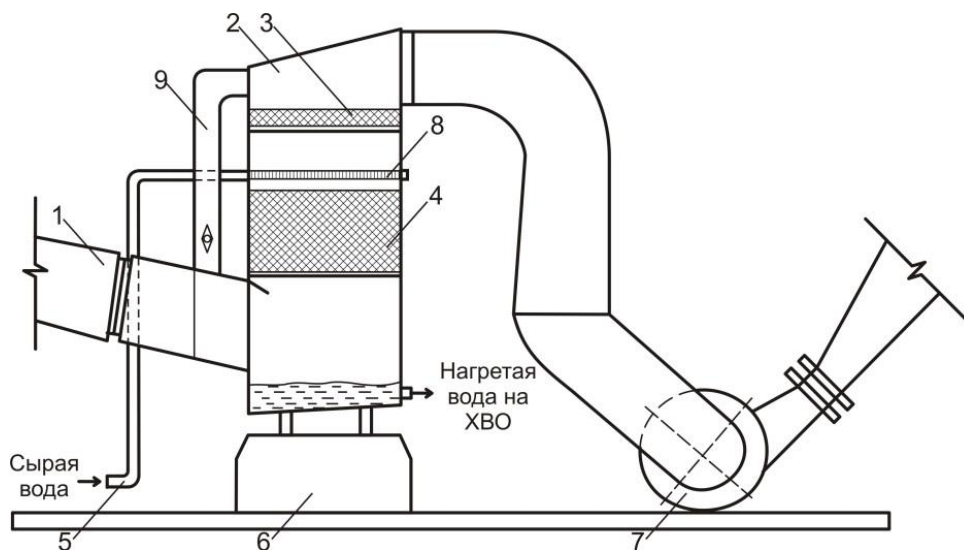


Рисунок 2.15. Схема установки контактного экономайзера: 1 – входной газопровод из конвективной части котла; 2 – контактный экономайзер; 3 – каплеулавливающая насадка; 4 – слой рабочей насадки; 5 – вход сырой воды; 6 – фундамент; 7 – дымосос; 8 – водораспределитель из перфорированных труб; 9 – байпасный газопровод

Расчетная схема процесса теплопередачи с указанием направления движения потоков теплоносителей представлена на рисунке 2.16.

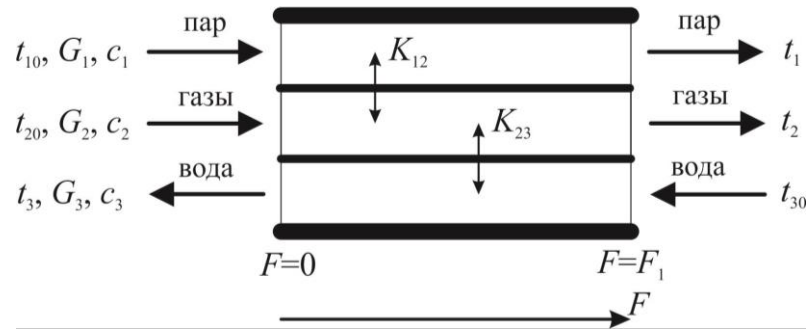


Рисунок 2.16. Расчетная схема трехпоточного теплообменного аппарата с указанием направления движения потоков теплоносителей и потоков тепловой энергии за счет теплопередачи

Математическая модель теплопередачи при противоточной схеме движения третьего теплоносителя без учета фазового перехода записывается в виде системы трех дифференциальных уравнений относительно температур водяных паров t_1 , дымовых газов t_2 и охлаждающей воды t_3 :

$$\begin{cases} \frac{dt_1}{dF} = -a_1 \cdot t_1 + a_1 \cdot t_2 \\ \frac{dt_2}{dF} = a_2 \cdot t_1 - (a_2 + a_3) \cdot t_2 + a_3 \cdot t_3, \\ \frac{dt_3}{dF} = (-1) \cdot (a_4 \cdot t_2 - a_4 \cdot t_3) \end{cases} \quad (2.15)$$

где $a_1 = k_{12} / (c_1 \cdot G_1)$, $a_2 = k_{12} / (c_2 \cdot G_2)$, $a_3 = k_{23} / (c_2 \cdot G_2)$, $a_4 = k_{23} / (c_3 \cdot G_3)$, c – удельная теплоемкость, k – коэффициент теплопередачи; G – расход теплоносителя; одинарный индекс показывает номер теплоносителя, двойной индекс коэффициента теплопередачи соответствует номерам теплоносителей, между которыми происходит теплопередача.

Для начальных условий $t_1|_{F=0} = t_{10}$, $t_2|_{F=0} = t_{20}$, $t_3|_{F=F_1} = t_{30}$ (где F_1 – площадь поверхности теплообмена) решение системы (2.15) запишем в следующем виде [293]:

$$\begin{pmatrix} b_{11} & b_{12} & b_{13} & -1 & 0 & 0 \\ b_{21} & b_{22} & b_{23} & 0 & -1 & 0 \\ b_{31} & b_{32} & b_{33} & 0 & 0 & -1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} t_{10} \\ t_{20} \\ t_{30} \\ t_1 \\ t_2 \\ t_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}, \quad (2.16)$$

где

$$\begin{aligned}
b_{11} &= \frac{(S_3 e^{r_2 \cdot F_1} - S_1) \cdot [(S_2 - S_1) + (1 - S_2) \cdot e^{r_2 \cdot F} + (S_1 - 1) e^{r_3 \cdot F}] + S(S_1 - e^{r_2 \cdot F})}{S \cdot (S_1 - 1)}, \\
b_{12} &= \frac{(1 - S_3 \cdot e^{r_2 \cdot F_1}) [(S_2 - S_1) + (1 - S_2) e^{r_2 \cdot F} + (S_1 - 1) e^{r_3 \cdot F}] + S(e^{r_2 \cdot F} - 1)}{S \cdot (S_1 - 1)}, \\
b_{13} &= \frac{(S_2 - S_1) + (1 - S_2) \cdot e^{r_2 \cdot F} + (S_1 - 1) e^{r_3 \cdot F}}{S}, \\
b_{21} &= \frac{(S_3 \cdot e^{r_2 \cdot F_1} - S_1) \cdot [(S_2 - S_1) + (1 - S_2) \cdot S_1 \cdot e^{r_2 \cdot F} + (S_1 - 1) S_2 \cdot e^{r_3 \cdot F}] + S_1 \cdot S(1 - e^{r_2 \cdot F})}{S(S_1 - 1)}, \\
b_{22} &= \frac{(1 - S_3 \cdot e^{r_2 \cdot F_1}) [(S_2 - S_1) + (S_1 - 1) \cdot S_2 \cdot e^{r_3 \cdot F} + (1 - S_2) S_1 e^{r_2 \cdot F}] + S \cdot (S_1 \cdot e^{r_2 \cdot F} - 1)}{S \cdot (S_1 - 1)}, \\
b_{23} &= \frac{(S_1 - 1) \cdot S_2 \cdot e^{r_3 \cdot F} + (1 - S_2) \cdot S_1 e^{r_2 \cdot F} + (S_2 - S_1)}{S}, \\
b_{31} &= \frac{(S_3 \cdot e^{r_2 \cdot F_1} - S_1) [(S_2 - S_1) + (S_1 - 1) \cdot S_4 \cdot e^{r_3 \cdot F} + (1 - S_2) \cdot S_3 \cdot e^{r_2 \cdot F}] - S \cdot (S_3 \cdot e^{r_2 \cdot F} - S_1)}{S(S_1 - 1)}, \\
b_{32} &= \frac{(1 - S_3 \cdot e^{r_2 \cdot F_1}) [(S_2 - S_1) + (S_1 - 1) \cdot S_4 \cdot e^{r_3 \cdot F} + (1 - S_2) \cdot S_3 \cdot e^{r_2 \cdot F}] - S \cdot (-S_3 \cdot e^{r_2 \cdot F} + 1)}{S(S_1 - 1)}, \\
b_{33} &= \frac{(S_1 - 1) \cdot S_4 \cdot e^{r_3 \cdot F} + (S_2 - S_1) + (1 - S_2) S_3 e^{r_2 \cdot F}}{S}, \\
S &= S_4 \cdot e^{r_3 \cdot F_1} \cdot (S_1 - 1) + S_2 - S_1 + (1 - S_2) \cdot S_3 \cdot e^{r_2 \cdot F_1}, S_1 = \frac{a_1 + r_2}{a_1}, S_2 = \frac{a_1 + r_3}{a_1}, \\
S_3 &= \frac{r_2^2 + r_2 \cdot (a_1 + a_2 + a_3) + a_1 \cdot a_3}{a_1 \cdot a_3}, S_4 = \frac{r_3^2 + r_3 \cdot (a_1 + a_2 + a_3) + a_1 \cdot a_3}{a_1 \cdot a_3}, \\
r_{1,2} &= \frac{-\alpha \mp \sqrt{\alpha^2 - 4 \cdot \beta}}{2}, \alpha = a_1 + a_2 + a_3 - a_4, \beta = a_1 \cdot a_3 - a_4 \cdot a_1 - a_4 \cdot a_2.
\end{aligned}$$

Система (2.16) включает три уравнения, записанные относительно шести температур. Это позволяет произвольно задавать три температуры и определять оставшиеся 3 неизвестные температуры из решения системы. Для унификации и автоматизации составления модели при произвольном задании трех независимых параметров система (2.16) дополняется тремя уравнениями связи, с помощью которых задаются известные значения параметров теплоносителей [293]:

$$\begin{pmatrix} b_{11} & b_{12} & b_{13} & -1 & 0 & 0 \\ b_{21} & b_{22} & b_{23} & 0 & -1 & 0 \\ b_{31} & b_{32} & b_{33} & 0 & 0 & -1 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} t_{10} \\ t_{20} \\ t_{30} \\ t_1 \\ t_2 \\ t_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \bar{t}_{10} \\ \bar{t}_{20} \\ \bar{t}_{30} \end{pmatrix}, \quad (2.17)$$

где $\bar{t}_{10}, \bar{t}_{20}, \bar{t}_{30}$ - численные значения известных параметров теплоносителей.

Система (2.17) записывается аналогично (1.30)

$$\mathbf{B} = \begin{pmatrix} b_{11} & b_{12} & b_{13} & -1 & 0 & 0 \\ b_{21} & b_{22} & b_{23} & 0 & -1 & 0 \\ b_{31} & b_{32} & b_{33} & 0 & 0 & -1 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}, \quad \mathbf{T} = \begin{pmatrix} t_{10} \\ t_{20} \\ t_{30} \\ t_1 \\ t_2 \\ t_3 \end{pmatrix}, \quad \mathbf{T}_0 = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \bar{t}_{10} \\ \bar{t}_{20} \\ \bar{t}_{30} \end{pmatrix}.$$

Расчетный анализ для предложенного решения обратной задачи выполняется аналогично случаю при двухпоточной ступени, приведенной в разделе 2.5. Однако число вариантов задания исходных данных равно числу сочетаний 3 из 6, что составит 20 вариантов и поэтому в диссертации не приводится, хотя для каждого конкретного случая эти задачи могут быть решены аналитически аналогично решениям, приведенным в разделе 2.3 для двухпоточного случая. Далее в третьей главе (раздел 3.3) подробно рассмотрен один из конкретных примеров при анализе контактного экономайзера с учетом возможного фазового перехода в теплоносителе.

2.7. Анализ эффективности структуры потоков в четырехпоточных теплообменных аппаратах без учета фазового перехода в теплоносителях

Предложенное математическое описание многопоточных теплообменных аппаратов в виде системы линейных дифференциальных уравнений, найденное аналитическое решение в виде зависимости температуры теплоносителей вдоль поверхности нагрева развито для случая четырехпоточного аппарата (код 1.4.1.0 на рисунке 1.6), что позволило проанализировать решения для восьми возможных схем движения теплоносителей, представленных на рисунке 2.17, найти наиболее эффективную схему организации потоков с точки зрения обеспечения минимального значения температуры горячего теплоносителя на выходе аппарата при минимальном значении площади поверхности теплообмена.

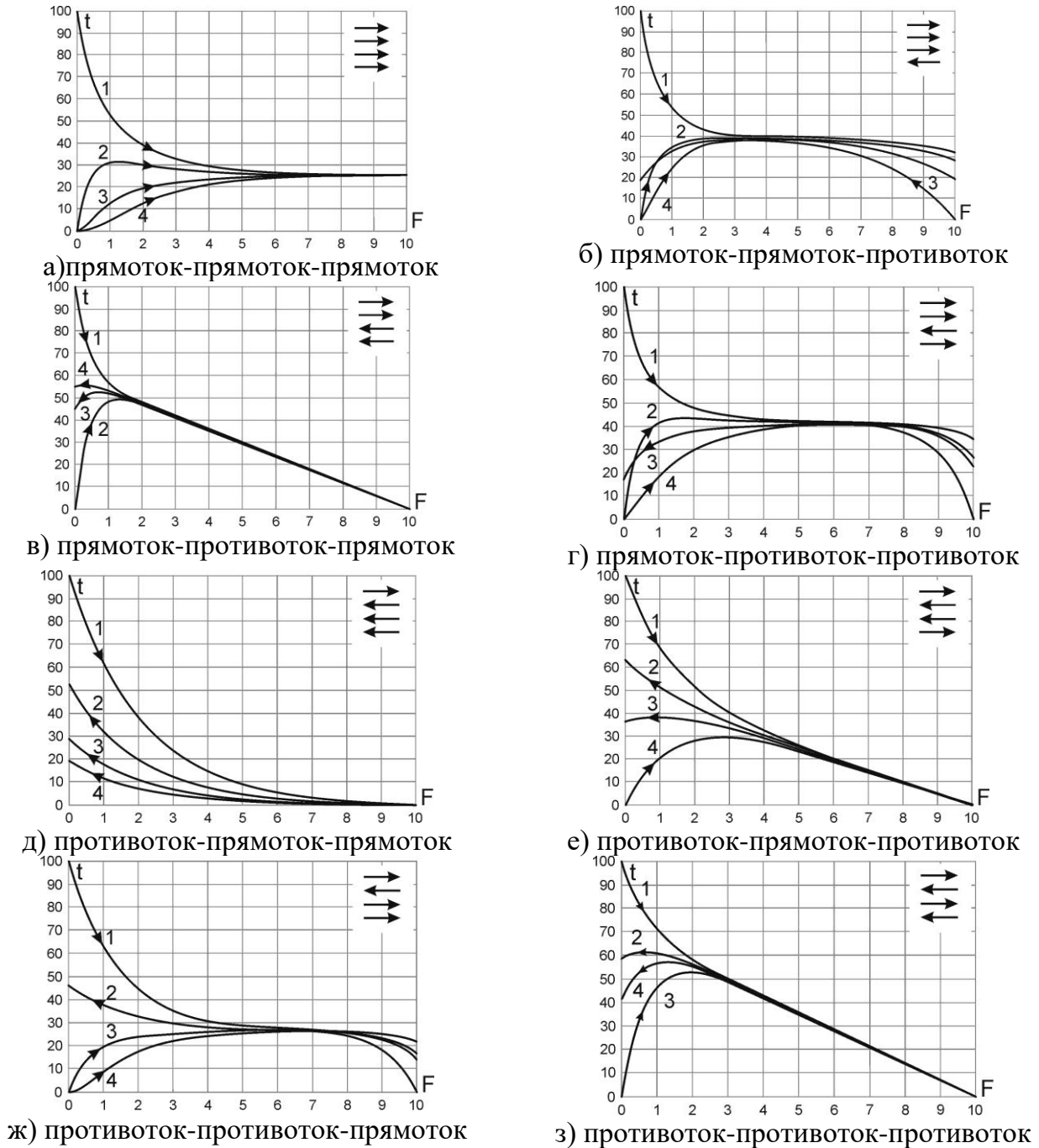


Рисунок 2.17. Графики изменения температуры четырех теплоносителей вдоль поверхности нагрева для восьми вариантов схем движения потоков теплоносителей, показанных стрелками на поле графика (демонстрационный пример). Цифры на поле графика показывают номер теплоносителя

Варианты возможных схем организации потоков теплоносителей в четырехпоточных теплообменных аппаратах представлены на рисунке 2.17 набором стрелок, каждая из которых показывает направление движения одного теплоносителя. Математическое описание изменения температур теплоносителей вдоль поверхности теплообмена для схемы

движения прямоток-прямоток-прямоток записывается в виде системы четырех дифференциальных уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dt_1}{dF} = -a_1 \cdot t_1 + a_1 \cdot t_2 \\ \frac{dt_2}{dF} = a_2 \cdot t_1 - (a_2 + a_3) \cdot t_2 + a_3 \cdot t_3 \\ \frac{dt_3}{dF} = a_4 \cdot t_2 - t_3 \cdot (a_4 + a_5) + a_5 \cdot t_4 \\ \frac{dt_4}{dF} = a_6 \cdot t_3 - a_6 \cdot t_4 \end{array} \right. , \quad (2.18)$$

где $a_1 = k_{12} / (c_1 \cdot G_1)$, $a_2 = k_{12} / (c_2 \cdot G_2)$, $a_3 = k_{23} / (c_2 \cdot G_2)$, $a_4 = k_{23} / (c_3 \cdot G_3)$, $a_5 = k_{34} / (c_3 \cdot G_3)$, $a_6 = k_{34} / (c_4 \cdot G_4)$; c – удельная теплоемкость; k – коэффициент теплопередачи; G – расход теплоносителя; одинарный индекс показывает номер теплоносителя, двойной индекс коэффициента теплопередачи соответствует номерам двух теплоносителей, между которыми происходит теплопередача.

Системы линейных дифференциальных уравнений, аналогичных (2.18), составлены для каждой из восьми схем движения потоков теплоносителей, представленных в качестве демонстрационного примера на рисунке 2.17. Аналитические решения, полученные согласно [231] при граничных условиях $F_0=0 \text{ м}^2$, $t_{10} = 100 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{20} = t_{30} = t_{40} = 0 \text{ }^\circ\text{C}$, представлены на этом же рисунке в виде графиков изменения температуры теплоносителей вдоль поверхности нагрева.

В качестве критерия эффективности теплообмена при сопоставлении схем движения выбрана наименьшая температура горячего теплоносителя (цифра 1 на рисунке 2.17) на выходе из аппарата, что в случае сброса данного теплоносителя в атмосферу определяет минимальное тепловое загрязнение окружающей среды. Выполненный расчетный анализ показал, что наиболее эффективная схема организации движения потоков противоток-прямоток-прямоток, которая позволяет обеспечить минимальное значение температуры горячего теплоносителя на выходе аппарата при минимальном значении площади поверхности теплообмена.

2.8. Выводы по второй главе

1. В рамках матричной методологии разработаны теоретические основы моделирования многопоточных энергетических систем. На примере **модели** паротурбинной установки в рамках этого подхода получены и проанализированы решения модели с целью построения энергетических характеристик теплофикационного турбоагрегата, выполнено сравнение результатов расчета с энергетическими характеристиками действующего турбоагрегата, показана достоверность и обоснованность предложенного подхода.

2. Разработана математическая модель многопоточных многоступенчатых теплообменных систем, каждая **ступень** которых может иметь **произвольное число входных и выходных потоков**. Порядок использования и возможности предложенного подхода продемонстрированы на примере четырехступенчатой трехпоточной системы теплообменных аппаратов, получены и проанализированы решения модели.

3. В рамках проведенных исследований сформулирована и решена обратная задача теплопередачи для двухпоточных и трехпоточных систем теплообмена без учета фазового перехода в теплоносителях.

4. Получено аналитическое решение модели энергетической системы для четырехпоточного одноступенчатого теплообменника для восьми возможных вариантов движения теплоносителей относительно друг друга. Найдено оптимальное сочетание движения потоков. В качестве критерия эффективности теплообмена при сопоставлении схем движения выбрана температура горячего теплоносителя на выходе. Выполненный расчетный анализ показал, что наиболее эффективная схема организации движения потоков противоток-прямоток-прямоток, которая позволяет обеспечить минимальное значение температуры горячего теплоносителя на выходе аппарата при минимальном значении площади поверхности теплообмена.

Материалы главы 2 опубликованы в работах [280, 281, 282, 284, 285, 286, 287, 302, 289, 293, 296, 299, 303, 309, 310, 311, 312, 313, 314, 315, 316, 317, 318, 319, 320, 321, 300, 306, 322, 326, 327, 328, 329, 330, 331, 332].

ГЛАВА 3. МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ МНОГОПОТОЧНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ ПРИ НАЛИЧИИ ФАЗОВОГО ПЕРЕХОДА В ТЕПЛОНОСИТЕЛЯХ

В главе 2 диссертации рассмотрены задачи описания теплообменных многопоточных аппаратов поверхностного и контактного типа без учета возможного фазового перехода в теплоносителях. В главе 3 предлагается развитие матричной формализации на случай описания многопоточных теплообменников с учетом фазового перехода в теплоносителях.

3.1. Построение модели водо-газо-воздушных теплообменных систем для охлаждения дымовых газов и конденсации из них водяных паров

Предлагается развитие предложенного во второй главе диссертации подхода на случай описания фазового перехода в теплоносителях применительно к контактными теплообменникам, предназначенным для утилизации влаги и тепловой энергии дымовых газов энергетических установок [55].

Для утилизации влаги из дымовых газов необходим перевод водяных паров в жидкое состояние. Многопоточность теплообменного аппарата в данном случае обуславливается наличием как минимум трех теплоносителей: сухие дымовые газы, водяные пары и охлаждающая вода.

Объектом предлагаемого этапа исследования является теплообменный аппарат, предназначенный для охлаждения газов и конденсации водяных паров дымовых газов энергетических установок. Предметом этапа исследований является математическая модель и метод расчета многопоточных теплообменных аппаратов с учетом фазового перехода в теплоносителях (код 1.3.1.1 на рисунке 1.6).

Целью этапа исследования является моделирование многопоточного процесса теплообмена с учетом возможного фазового перехода в теплоносителях для определения наиболее эффективных конструкций и режимов работы теплообменных установок для утилизации влаги дымовых газов энергетических установок.

Эскиз контактного теплообменного аппарата с указанием направления потоков движения теплоносителей представлен на рисунке 3.1. Следует отметить, что в зависимости

от потребности энергообъекта в воде и тепловой энергии через установку может пропускаться как весь расход дымовых газов, так и некоторая его часть [55].

Направления движения потоков дымовых газов, водяных паров, охлаждающей воды и конденсата показаны на рисунке 3.1 стрелками.

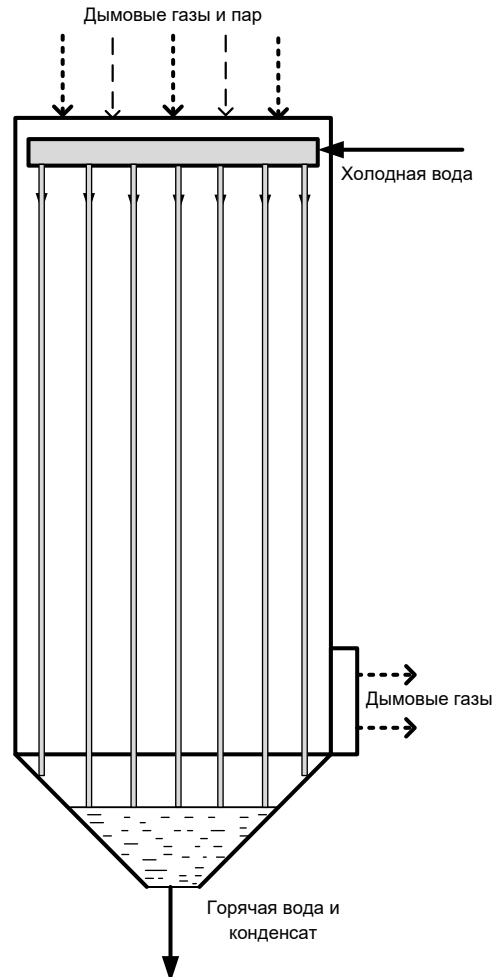


Рисунок 3.1. Эскиз многопоточного контактного теплообменника с указанием направления движения потоков теплоносителей

Движение охлаждающей воды условно изображено на эскизе в виде струй, хотя на самом деле вода в разных типах контактных аппаратов может разбрызгиваться в виде капель или стекать в виде пленки. В модели вид поверхности раздела фаз обуславливает подход для определения площади теплообмена. При разработке математической модели выделяются три теплоносителя: дымовые газы, водяные пары и охлаждающая вода. Обычно при технологических расчетах [55] дымовые газы и водяные пары рассматриваются как один поток в виде смеси газов с усредненными параметрами. Однако при таком модельном представлении сложно отследить завершенность процесса конденсации водяных паров в указанной смеси, так как один компонент (водяные пары) меняет, а второй

компонент (сухие дымовые газы) не меняет своего фазового состояния. Выделение водяных паров в отдельный поток позволяет отдельно описывать конденсацию водяных паров и охлаждение дымовых газов в рамках единого подхода.

Для построения модели разработана расчетная схема процесса, представленная на рисунке 3.2 с указанием направления движения потоков теплоносителей. Далее рассматривается стационарный установившийся процесс теплопередачи, то есть переходные процессы не учитываются. В качестве определяющей координаты процесса выбрана площадь поверхности теплообмена F , направление оси для которой показано на рисунке 3.2. Условно считается, что каждый теплоноситель движется по своему каналу, соответственно смешения потоков в ходе процесса теплообмена не происходит, а сразу на выходе из аппарата потоки конденсата и охлаждающей воды смешиваются. То есть процессы теплообмена и массообмена условно разбиваются на два последовательно протекающие процесса: сначала описывается процесс теплообмена, затем моделируется процесс массообмена путем смешивания полученного конденсата с охлаждающей водой. С учетом того, что теплота конденсации на два-три порядка выше теплоемкости воды, такое допущение приемлемо для проведения инженерных расчетов, поскольку вносит незначительную погрешность в результаты расчета [194].

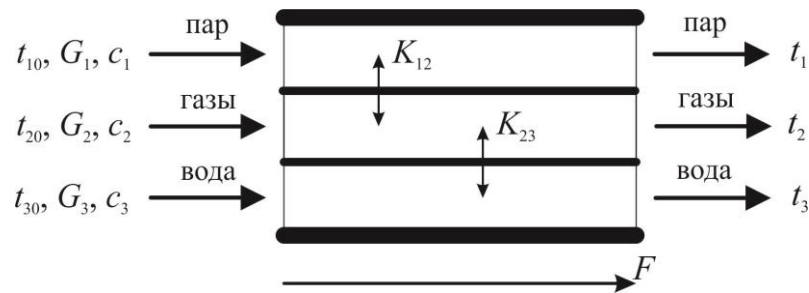


Рисунок 3.2. Расчетная схема трехпоточного теплообменного аппарата с указанием направления движения потоков теплоносителей и потоков передачи тепловой энергии

При построении модели также считается, что теплообмен реализуется через поверхность теплообмена, которая в струйном контактном теплообменнике определяется как суммарная поверхность водяных струй.

На первом этапе исследования проводится сопоставление численного и аналитического решений для случая теплообмена без учета фазового перехода. Вывод системы дифференциальных уравнений для описания процесса многопоточной теплопередачи в

аппарате поверхностного типа без фазового перехода в теплоносителях подробно рассмотрен в разделе 2.3 диссертации.

Общее аналитическое решение системы однородных дифференциальных уравнений (1.36) первого порядка ищется в виде [232]:

$$\mathbf{T} = \sum_{j=1}^n C_j \cdot \alpha^j \cdot e^{\lambda_j \cdot F}, \quad (3.1)$$

где \mathbf{T} – вектор столбец искомых температур; λ – собственные числа, α – собственные векторы матрицы \mathbf{A} , составленной из известных коэффициентов правых частей системы (1.36), C – постоянные интегрирования, значения которых определяются из начальных условий: $F=F_0$, $t_1 = t_{10}$, $t_2 = t_{20}$, $t_3 = t_{30}$. Результаты аналитического решения системы (1.36) для тестового примера при начальных условиях $F_0=0$; $t_{10} = 110$ °C; $t_{20} = 110$ °C; $t_{30} = 30$ °C приведены на рисунке 3.3 в виде графиков зависимости температуры теплоносителя от площади теплообмена. На этом же рисунке показаны результаты численного решения данной системы методом Рунге-Кутты 4 порядка [232].

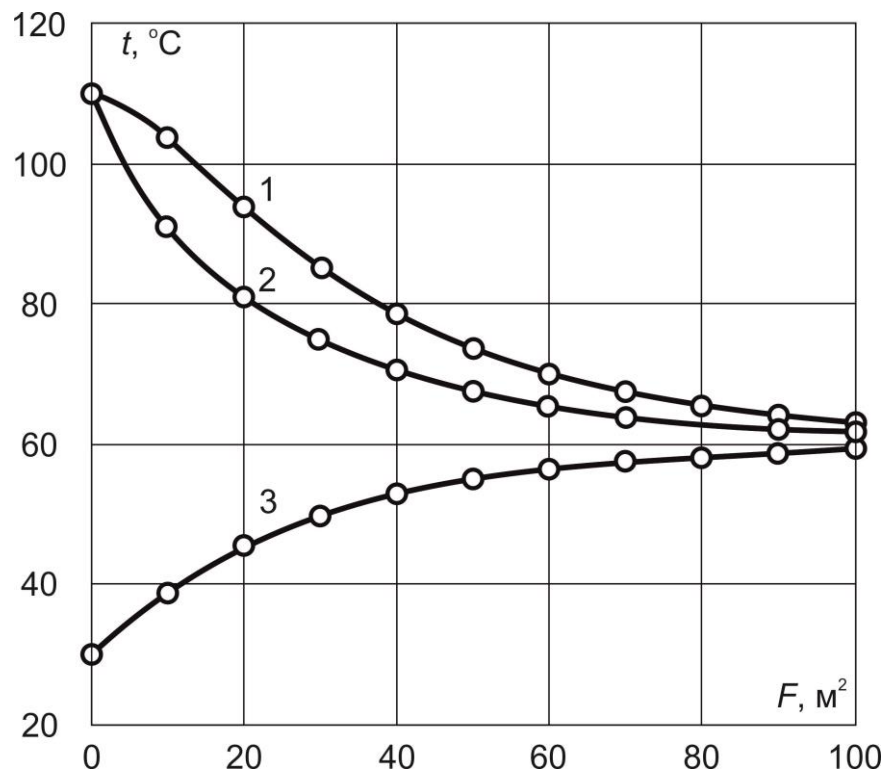


Рисунок 3.3. Аналитические (точки) и численные (линии) зависимости температуры теплоносителя от площади теплообмена без учета фазового перехода в теплоносителях: 1 – пар, 2 – дымовые газы, 3 – охлаждающая вода

Сопоставление результатов численного и аналитического решений системы (1.36) показывает их практическое совпадение, что подтверждает правильность полученных

решений, с одной стороны, и позволяет использовать любой из использованных методов для решения уравнений модели, с другой стороны. Анализ приведенных на рисунке 3.3 зависимостей также показывает, что снижение температуры водяного пара в рамках модели (1.36) происходит монотонно, то есть модель (1.36) не описывает фазовый переход при конденсации пара, при котором обычно температура пара сохраняет практически постоянное значение. Кроме этого температура дымовых газов и пара на рисунке различаются, хотя в реальных условиях за счет интенсивного перемешивания в контактном теплообменнике такой разницы быть не должно. Для устранения указанных недостатков была разработана новая модель многопоточного теплообмена, которая позволяет учитывать фазовый переход в теплоносителе. Различия температуры дымовых газов и водяных паров были устранены подбором соответствующего коэффициента теплопередачи между этими теплоносителями. Новая модель была получена на основании тепловых балансов на элементарном участке теплообмена [194, 217]. Полученная система дифференциальных уравнений, описывающая фазовый переход в первом теплоносителе, записывается в виде

$$\begin{cases} \frac{x_1}{dF} = -\tilde{a}_1 \cdot t_{n1} + \tilde{a}_1 \cdot t_2 \\ \frac{dt_2}{dF} = a_2 \cdot t_{n1} - (a_2 + a_3) \cdot t_2 + a_3 \cdot t_3, \\ \frac{dt_3}{dF} = a_4 \cdot t_2 - a_4 \cdot t_3 \end{cases} \quad (3.2)$$

где $\tilde{a}_1 = k_{12} / (r \cdot G_1)$, r – удельная теплота парообразования; t_{n1} – температура насыщения воды и водяного пара, x_1 – степень сухости пара, которая показывает массовую долю несконденсированного пара от исходной массы водяных паров в дымовых газах. Следует отметить, что модели (1.36) и (3.2) описывают изменение параметров теплоносителей в разных диапазонах значений температуры теплоносителя: первая – до, а вторая – после достижения паром температуры насыщения. При проведении компьютерных расчетов переход с одной модели на другую реализуется на уровне алгоритма при достижении паром состояния насыщения.

Для демонстрации прогностических возможностей модели рассматривается практический пример расчета утилизации влаги из дымовых газов применительно к блоку 800 МВт при сжигании природного газа. Исходные данные для расчетного примера

приведены в таблице 3.1 применительно к условиям работы оборудования Пермской ГРЭС [280].

Таблица 3.1

Исходные данные для расчетного примера

Параметр	Теплоноситель		
	Водяной пар	Дымовые газы	Охлаждающая вода
Расход, G , кг/с	20,6	657,2	2143,3
Теплоемкость, c , Дж/кг К	2000	1000	4187
Температура на входе, t , С	67,6	67,6	40

Температура насыщения водяных паров дымовых газов при соответствующем парциальном давлении составила $t_{n1} = 46,9$ °С.

Для проведения расчетных исследований разработаны алгоритм и компьютерная программа для его реализации. Результаты расчетного анализа, проведенного в рамках предложенных моделей (1.36), (3.2), представлены на рисунке 3.4 в виде зависимостей изменения температуры (рисунок 3.4,а) и степени сухости (рисунок 3.4,б) теплоносителей вдоль поверхности теплообмена. При достижении водяными парами температуры насыщения (кривая 1 на рисунке 3.4,а) происходит смена расчетной модели (1.36) на модель (3.2), при этом начинается конденсация водяных паров, и температура водяных паров и газа практически перестает изменяться. Анализ этой зависимости на рисунке 3.4,б позволяет определить поверхность теплообмена, при которой весь пар переходит в воду. Полученные результаты дают возможность провести анализ эффективности процесса теплопередачи для рассмотренных условий охлаждения дымовых газов для обеспечения утилизации влаги в нужных объемах. Выполненный расчетный анализ показал, что найденное решение системы (3.2) позволяет отследить изменение температуры теплоносителей и долю сконденсированного пара в каждой точке теплообменника и тем самым выбрать конструкцию и режимы функционирования контактного теплообменного аппарата. Собственно вопросы проектирования аппарата и выбора технологических условий, которые обеспечивают необходимую площадь теплообмена, будут рассмотрены в разделе 3.4. В представленной модели не учитывается возможное изменение температуры насыщения водяных паров за счет изменения парциального давления водяных паров при их конденсации.

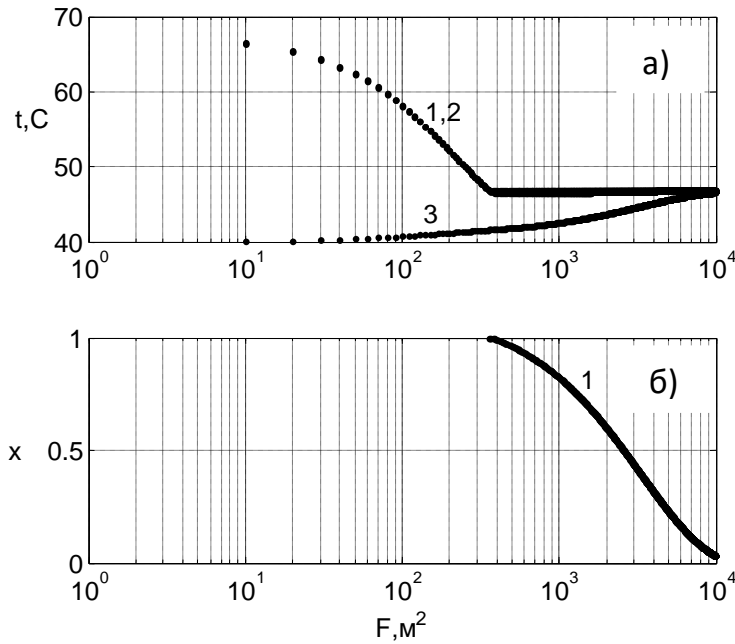


Рисунок 3.4. Зависимости температуры теплоносителей (а) и степени сухости пара (б) от площади теплообмена с учетом фазового перехода при конденсации пара: 1 – пар и конденсат, 2 – дымовые газы, 3 – охлаждающая вода

Предложенное математическое описание многопоточных теплообменных аппаратов в виде системы линейных дифференциальных уравнений позволяет учитывать фазовый переход в горячем теплоносителе. Анализ результатов позволяет, в свою очередь, определить конструкцию теплообменного аппарата для получения нужного количества конденсата или заданного снижения температуры уходящих газов. Разработанная математическая модель служит основой для создания более эффективных методов организации процессов теплопередачи в технологических установках различного назначения с произвольным числом теплоносителей с учетом фазового перехода.

3.2. Аналитическое решение задачи охлаждения уходящих дымовых газов с учетом конденсации водяных паров в уходящих дымовых газах

Для получения аналитического решения задачи теплообмена с учетом фазового перехода в первом теплоносителе (код 3.3.1.1 на рисунке 1.6) используем систему (3.2). Общее решение системы уравнений (3.2), полученное аналогично (2.14), записывается в виде:

$$\begin{cases} x_1 = c_1 + S_1 \cdot c_2 \cdot e^{r_2 \cdot F} + S_2 \cdot c_3 \cdot e^{r_3 \cdot F} \\ t_2 = t_{n1} + S_3 \cdot c_2 \cdot e^{r_2 \cdot F} + S_4 \cdot c_3 \cdot e^{r_3 \cdot F} \\ t_3 = t_{n1} + c_2 \cdot e^{r_2 \cdot F} + c_3 \cdot e^{r_3 \cdot F} \end{cases},$$

где $r_1 = 0$; $r_{2,3} = \frac{-\alpha \mp \sqrt{\alpha^2 - 4 \cdot \beta}}{2}$ – корни характеристического уравнения, $\beta = a_2 \cdot a_4$,

$$\alpha = a_2 + a_3 + a_4, S_1 = \frac{\bar{a}_1 \cdot S_3}{r_2}, S_2 = \frac{\bar{a}_1 \cdot S_4}{r_3}, S_3 = 1 + \frac{r_2}{a_4}, S_4 = 1 + \frac{r_3}{a_4}.$$

Для начальных условий $F = 0$, $x_1 = x_{10}$, $t_2 = t_{20}$, $t_3 = t_{30}$ постоянные интегрирования c_1 , c_2 , c_3 , записываются в виде:

$$c_1 = x_{10} + \frac{t_{30} \cdot S + t_{20} \cdot (S_1 - S_2) + t_{n1} \cdot (S_2 - S_1 - S)}{(S_4 - S_3)}, c_2 = \frac{S_4 \cdot t_{30} - t_{20} + t_{n1} \cdot (1 - S_4)}{S_4 - S_3},$$

$$c_3 = \frac{t_{20} - S_3 \cdot t_{30} - t_{n1} \cdot (1 - S_3)}{(S_4 - S_3)},$$

где $S = S_2 \cdot S_3 - S_1 \cdot S_4$.

Коэффициенты матрицы **B** с учетом возможного фазового перехода в первом теплоносителе записываются в виде:

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 1 & \frac{S_1 - S_2}{S_4 - S_3} - \frac{S_1}{S_4 - S_3} e^{r_2 \cdot F} + \frac{S_2}{S_4 - S_3} e^{r_3 \cdot F} & \frac{S}{S_4 - S_3} + \frac{S_1 \cdot S_4}{S_4 - S_3} e^{r_2 \cdot F} - \frac{S_2 \cdot S_3}{S_4 - S_3} e^{r_3 \cdot F} \\ 0 & \frac{-S_3}{(S_4 - S_3)} \cdot e^{r_2 \cdot F} + \frac{S_4}{(S_4 - S_3)} \cdot e^{r_3 \cdot F} & \frac{S_3 \cdot S_4}{(S_4 - S_3)} e^{r_2 \cdot F} - \frac{S_4 \cdot S_3}{(S_4 - S_3)} e^{r_3 \cdot F} \\ 0 & \frac{-1}{(S_4 - S_3)} e^{r_2 \cdot F} + \frac{1}{(S_4 - S_3)} e^{r_3 \cdot F} & \frac{S_4}{(S_4 - S_3)} e^{r_2 \cdot F} - \frac{S_3}{(S_4 - S_3)} e^{r_3 \cdot F} \end{bmatrix}, \quad (3.3)$$

Коэффициенты матрицы **D** с учетом возможного фазового перехода в первом теплоносителе записываются в виде:

$$\mathbf{D} = \begin{bmatrix} t_{n1} \cdot \left(\frac{S_2 - S_1 - S}{S_4 - S_3} + \frac{S_1 - S_1 \cdot S_4}{S_4 - S_3} e^{r_2 \cdot F} - \frac{S_2 - S_2 \cdot S_3}{S_4 - S_3} e^{r_3 \cdot F} \right) \\ t_{n1} \cdot \left(1 + \frac{S_3 - S_3 \cdot S_4}{(S_4 - S_3)} \cdot e^{r_2 \cdot F} - \frac{S_4 - S_4 \cdot S_3}{(S_4 - S_3)} e^{r_3 \cdot F} \right) \\ t_{n1} \cdot \left(1 + \frac{1 - S_4}{(S_4 - S_3)} \cdot e^{r_2 \cdot F} - \frac{1 - S_3}{(S_4 - S_3)} e^{r_3 \cdot F} \right) \end{bmatrix}. \quad (3.4)$$

Матричная математическая модель для известных матриц \mathbf{B} , \mathbf{D} и параметров теплоносителей на входе в ступень позволяет определить параметры теплоносителей на выходе согласно выражению

$$\mathbf{T} = \mathbf{B} \cdot \mathbf{T}_0 + \mathbf{D},$$

где $\mathbf{T} = [x_1 \ t_2 \ t_3]^T$ – матрица искомых параметров, $\mathbf{T}_0 = [x_{10} \ t_{20} \ t_{30}]^T$ – матрица исходных параметров, $\mathbf{B} = \{b_{ij}\}$ – матрица процесса, определенная согласно (3.3), \mathbf{D} – матрица параметров, вычисленных согласно (3.4).

В ходе выполнения программы определяется вектор температур на выходе из ступени. Исходные для расчета параметры теплоносителя и основные результаты расчета приведены в таблице 3.2. Результаты реализации программы представлены на рисунке 3.5 в виде зависимости степени сухости и температур теплоносителей от площади поверхности теплообмена.

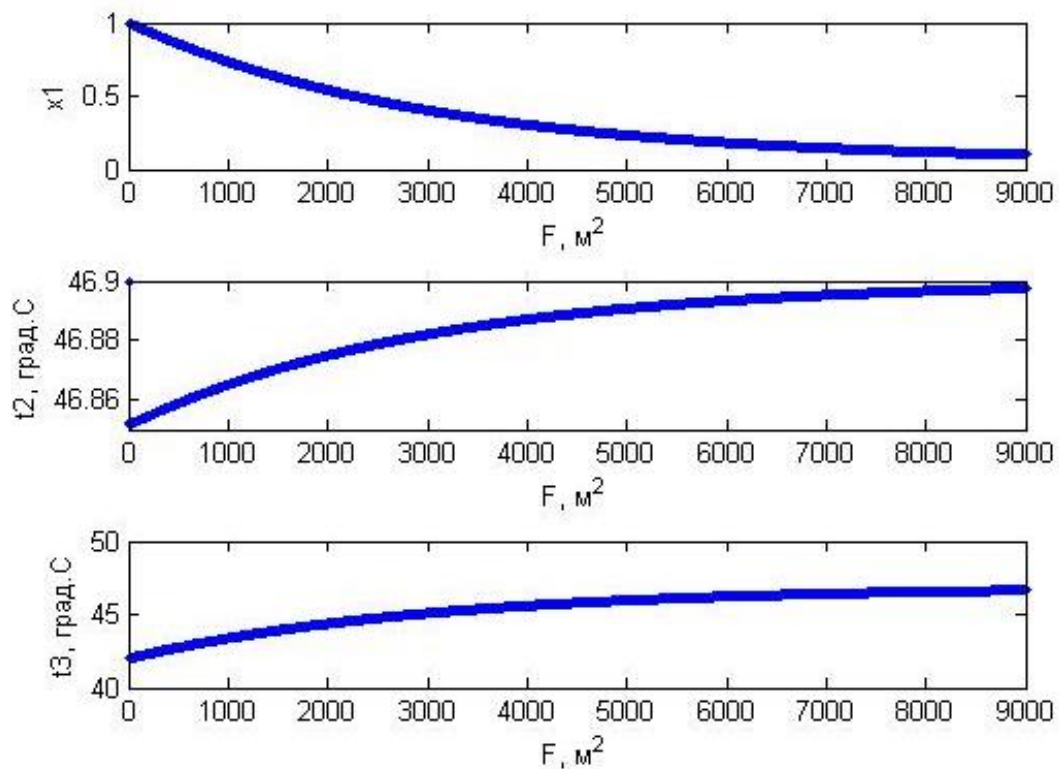


Рисунок 3.5. Зависимости степени сухости x_1 температур t_2 , t_3 теплоносителей от площади поверхности теплообмена

Результаты расчёта температур теплоносителей и степени сухости пара на выходе из аппарата

Наименование параметра	Среда	G , кг/с	T , °C (x для паров)
Входные параметры	Водяные пары	20,55	1,0
	Газы	657,22	46,9
	Охлаждающая вода	2143,33	42,0
Выходные параметры	Водяные пары	20,55	0,1
	Газы	657,22	46,9
	Охлаждающая вода	2143,33	46,7

Как видим, полученные графики не противоречат известным зависимостям для прямоточных теплообменных аппаратов с двумя теплоносителями, кроме этого приведенные графики аналогичны кривым, полученным ранее (рисунок 3.4) с помощью численных методов.

3.3. Постановка и решение задачи охлаждения уходящих дымовых газов с учетом конденсации водяных паров при противоточном движении теплоносителей в контактных аппаратах

Предметом исследования на данном этапе является математическая модель процесса теплообмена при противоточном движении теплоносителей в многопоточном теплообменнике при скользящей границе фазового перехода (код 3.3.2.1 на рисунке 1.6).

Для описания процессов в контактном экономайзере используется модель многопоточного теплообмена [194]. Для прямоточного характера движения трех теплоносителей данная задача была решена ранее в разделах 3.1, 3.2. Однако в контактных экономайзерах часто реализуется противоточная схема движения теплоносителей, представленная на рисунке 3.6. Согласно приведенной схеме вода струями или в виде пленки стекает сверху вниз, а смесь дымовых газов и водяных паров подается снизу и двигается навстречу охлаждающей воде. Сложность моделирования усугубляется возможным изменением положения границы начала фазового перехода при изменении нагрузки или режима работы установки.

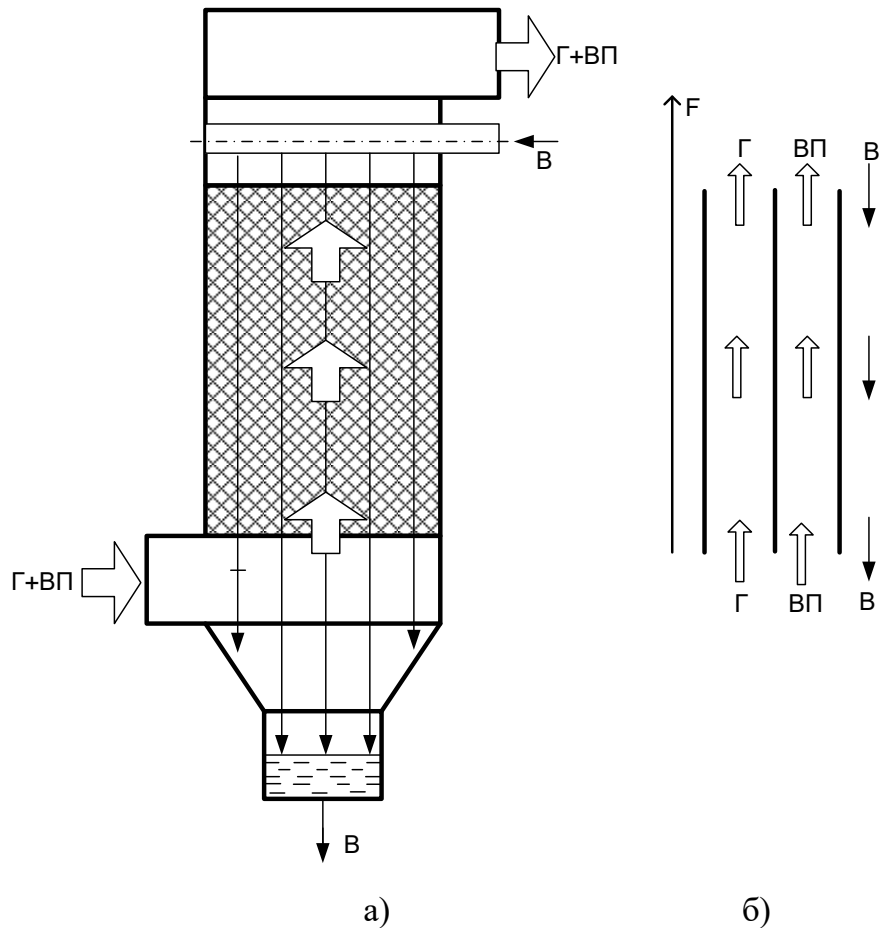


Рисунок 3.6. Эскиз (а) и расчетная схема (б) контактного экономайзера: Г – дымовые газы, ВП – водяные пары, В – вода

Математическая модель трехпоточной ступени теплообмена при противоточном движении третьего теплоносителя относительно направления оси процесса без учета фазового перехода записывается в виде (2.15).

Начало фазового перехода определяется снижением температуры пара до температуры точки росы t_{n1} . После этого температура водяных паров не меняется, а изменение состояния теплоносителя описывается степенью сухости или долей несконденсированного пара. Для противоточного характера движения теплоносителей модель ступени (3.2) представляется в виде

$$\begin{cases} \frac{x_1}{dF} = -\tilde{a}_1 \cdot t_{n1} + \tilde{a}_1 \cdot t_2 \\ \frac{dt_2}{dF} = a_2 \cdot t_{n1} - (a_2 + a_3) \cdot t_2 + a_3 \cdot t_3, \\ \frac{dt_3}{dF} = -(a_4 \cdot t_2 - a_4 \cdot t_3) \end{cases} \quad (3.5)$$

где $\tilde{a}_1 = k_{12} / (r \cdot G_1)$, r – удельная теплота парообразования; t_{n1} – температура насыщения, x_1 – степень сухости пара. Следует отметить, что модели (2.15) и (3.5) описывают изменение параметров теплоносителей в разных диапазонах значений температуры теплоносителя. Задача теплообмена в данном случае является задачей со скользящей границей начала фазового перехода для противоточного характера движения теплоносителей. Для определения точки начала фазового перехода предлагается в нашем случае использовать численный метод решения дифференциальных уравнений и на каждом шаге отслеживать температуру водяных паров. При достижении температуры точки росы $t_1(F) = t_{n1}$ определяется координата начала фазового перехода $F=F^*$. При проведении компьютерных расчетов переход с одной модели на другую реализуется согласно предложенного алгоритма при достижении паром состояния насыщения при противоточном движении теплоносителей.

Значения расходов, теплоемкостей и начальных температур теплоносителей, которые были использованы при расчете, приведены в таблице 3.3 [280].

Таблица 3.3

Исходные данные для расчетного примера

Наименование параметра	Значение параметра		
	Водяной пар	Дымовые газы	Охлаждающая вода
Расход, G , кг/с	20,6	657,2	2143,3
Теплоёмкость, c , кДж/кг К	2,0	1,0	4,187
Скрытая теплота парообразования, r , кДж/кг	2 200	-	-
Температура на входе, t , °С	67,6	67,6	20
Температура насыщения, t_n , °С	46,9	-	-

Результаты расчета представлены на рисунках 3.7 – 3.14. Изменение температуры и степени сухости теплоносителей в контактном противоточном теплообменнике от площади теплообмена приведено на рисунке 3.13 при фиксированных расходах теплоносителей для различных площадей поверхности теплообмена. Анализ полученных данных показывает, что до температуры точки росы водяные пары охлаждаются при площади поверхности теплообмена $F^*=500 \text{ м}^2$. При дальнейшем охлаждении водяных паров происходит их конденсация. Полная конденсация водяных паров из дымовых газов наблюдается при значении координаты процесса теплообмена $F^*=(4500-5000) \text{ м}^2$, то есть дальнейшее увеличение площади теплообмена нецелесообразно.

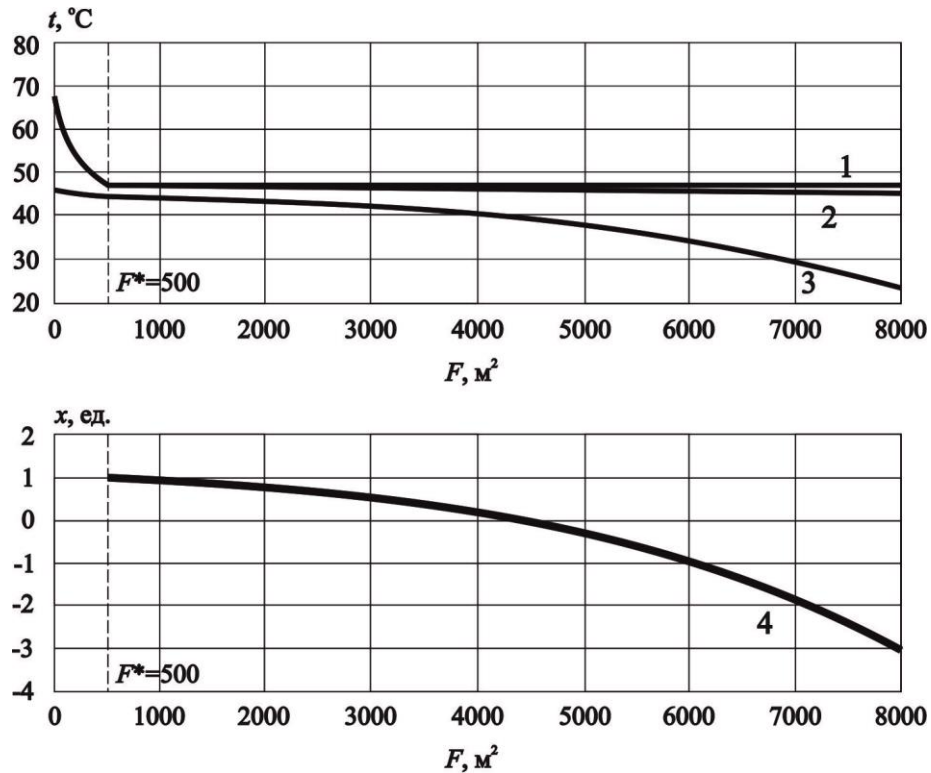


Рисунок 3.7. Изменение температуры и степени сухости теплоносителей в контактном противоточном теплообменнике от площади теплообмена при поверхности теплообмена 8000 м^2 : 1 – температура водяного пара; 2 – температура дымовых газов; 3 – температура уходящих газов

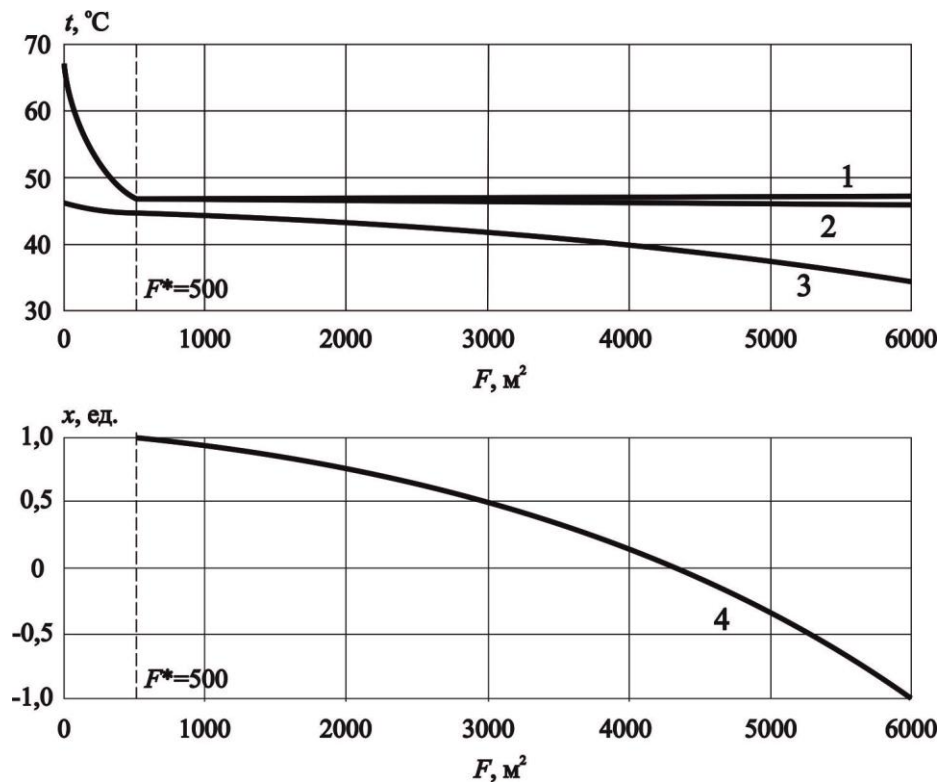


Рисунок 3.8. Изменение температуры и степени сухости теплоносителей в контактном противоточном теплообменнике от площади теплообмена при поверхности теплообмена 6000 м^2 : 1 – температура водяного пара; 2 – температура дымовых газов; 3 – температура уходящих газов

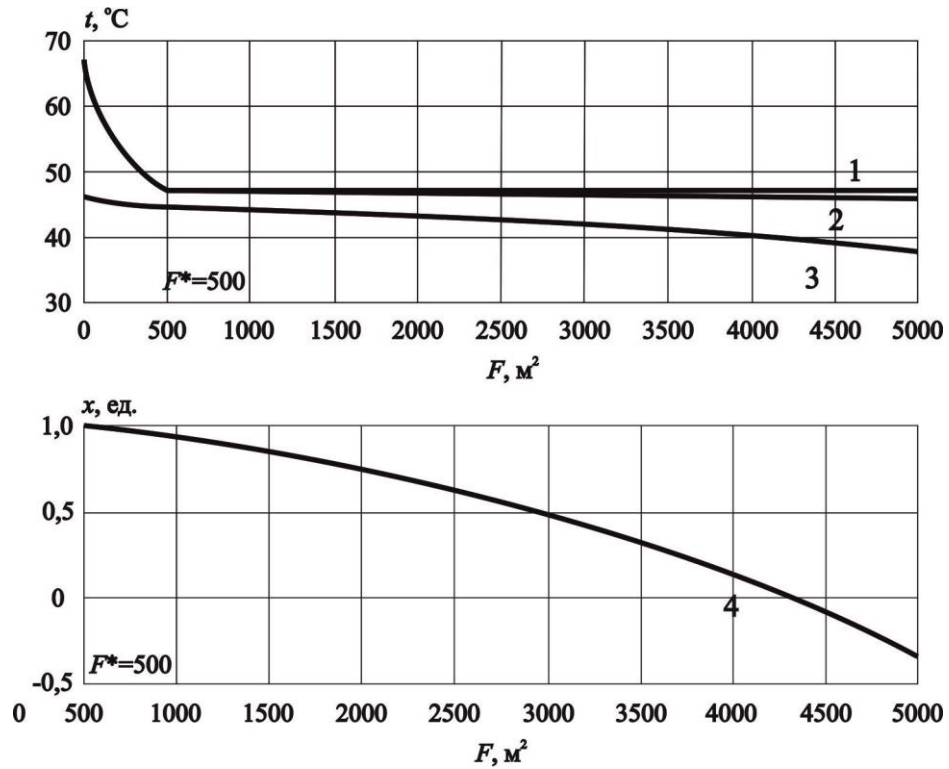


Рисунок 3.9. Изменение температуры и степени сухости теплоносителей в контактном противоточном теплообменнике от площади теплообмена при поверхности теплообмена 5000 м^2 : 1 – температура водяного пара; 2 – температура дымовых газов; 3 – температура уходящих газов

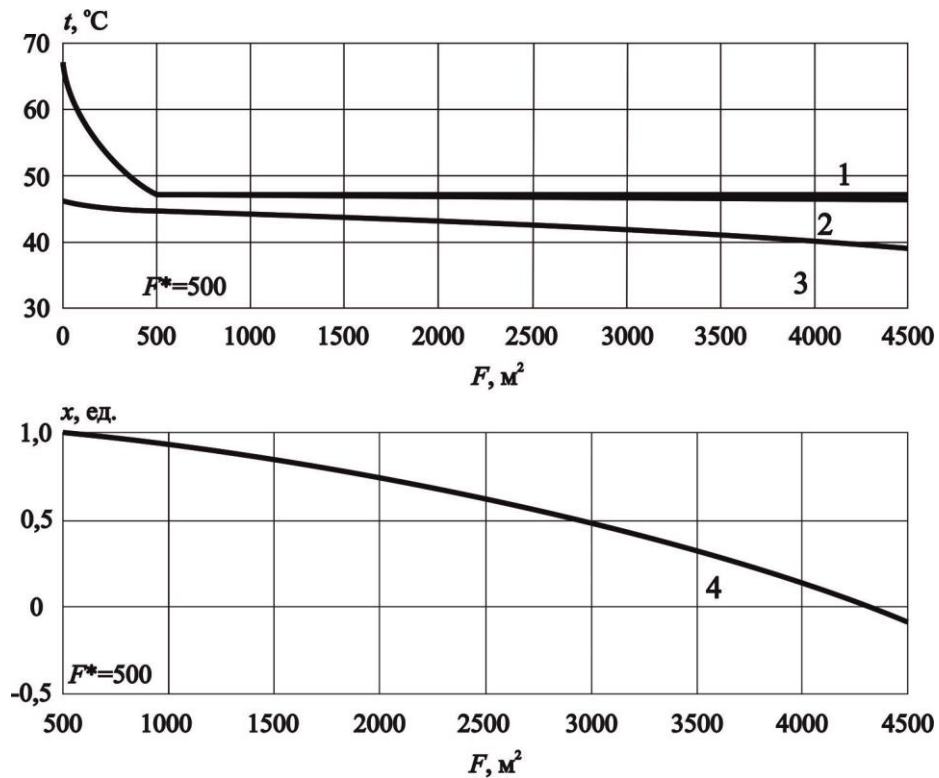


Рисунок 3.10. Изменение температуры и степени сухости теплоносителей в контактном противоточном теплообменнике от площади теплообмена при поверхности теплообмена 4500 м^2 : 1 – температура водяного пара; 2 – температура дымовых газов; 3 – температура уходящих газов

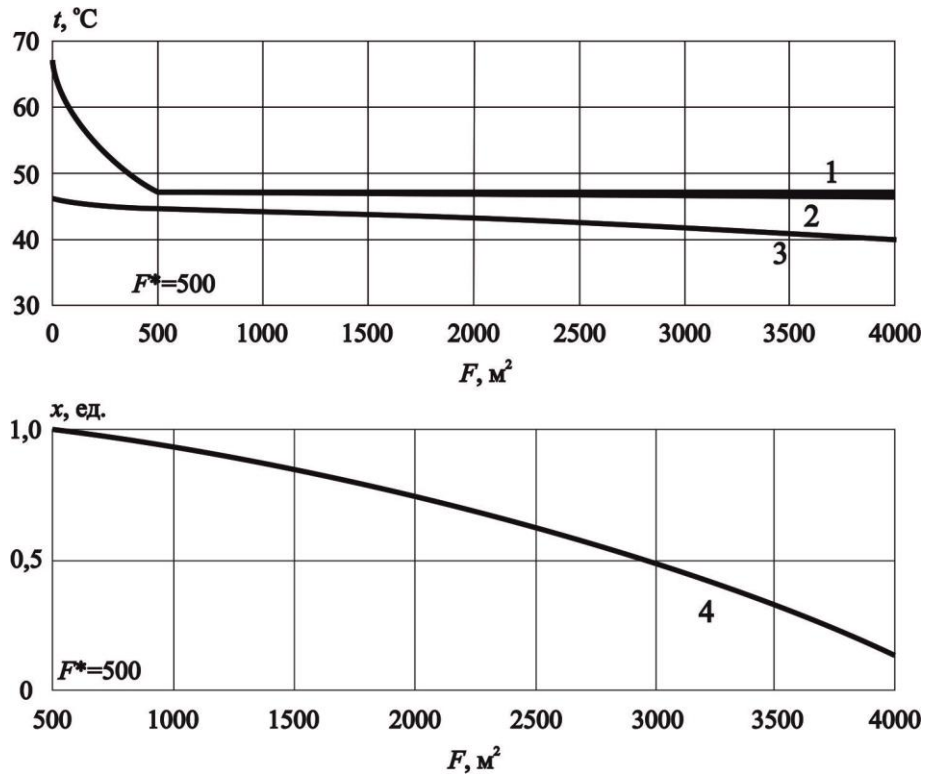


Рисунок 3.11. Изменение температуры и степени сухости теплоносителей в контактном противоточном теплообменнике от площади теплообмена при поверхности теплообмена 4000 м^2 : 1 – температура водяного пара; 2 – температура дымовых газов; 3 – температура уходящих газов

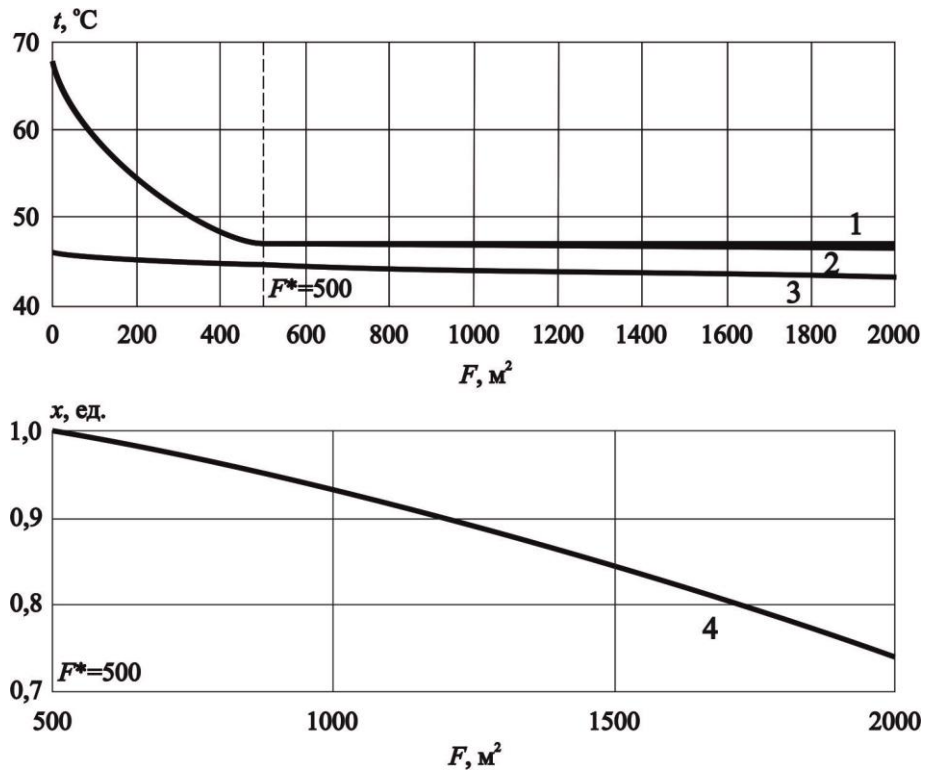


Рисунок 3.12. Изменение температуры и степени сухости теплоносителей в контактном противоточном теплообменнике от площади теплообмена при поверхности теплообмена 2000 м^2 : 1 – температура водяного пара; 2 – температура дымовых газов; 3 – температура уходящих газов

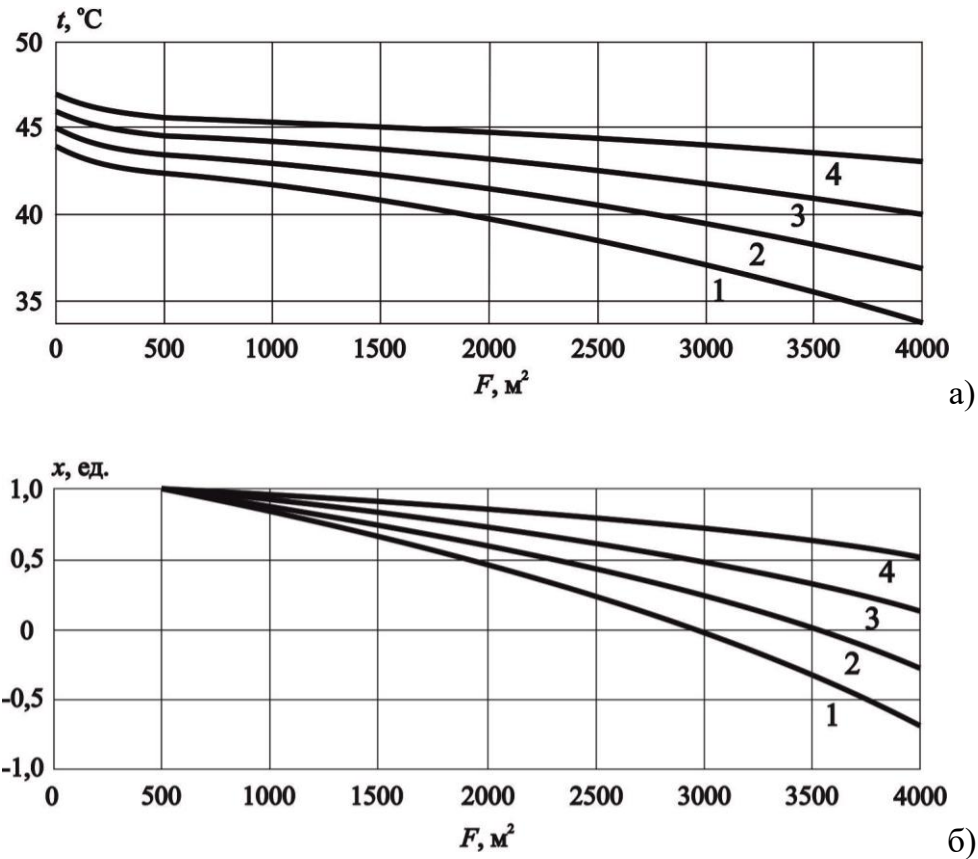


Рисунок 3.13. Изменение температуры охлаждающей воды (а) и степени сухости пара (б) вдоль поверхности теплообмена в контактном противоточном теплообменнике при различных выходных температурах охлаждающей воды: 1 – 44 °С; 2 – 45 °С; 3 – 46 °С; 4 – 47 °С

Результаты исследования влияния температуры охлаждающей воды на степень удаления водяных паров из уходящих газов представлены на рисунке 3.13. Анализ результатов показал, что для исследованных условий снижение температуры охлаждающей воды на входе на 1°С приводит к уменьшению остаточной степени сухости пара с 0,5 до 0,15 (рисунок 3.13,б), то есть остаточное влагосодержание дымовых газов снижается почти в три раза. Следует отметить, что отрицательное значение степени сухости на графиках показывает, что представленная модель при полной конденсации водяных паров ($x=0$) не может далее использоваться, и надо расчеты выполнять согласно модели без фазовых переходов в теплоносителях.

На рисунке 3.14 приведены результаты исследования изменения температуры охлаждающей воды на входе и степени сухости на выходе от температуры охлаждающей воды на выходе из контактном противоточном теплообменника, что частично дублирует результаты, приведенные на рисунке 3.13.

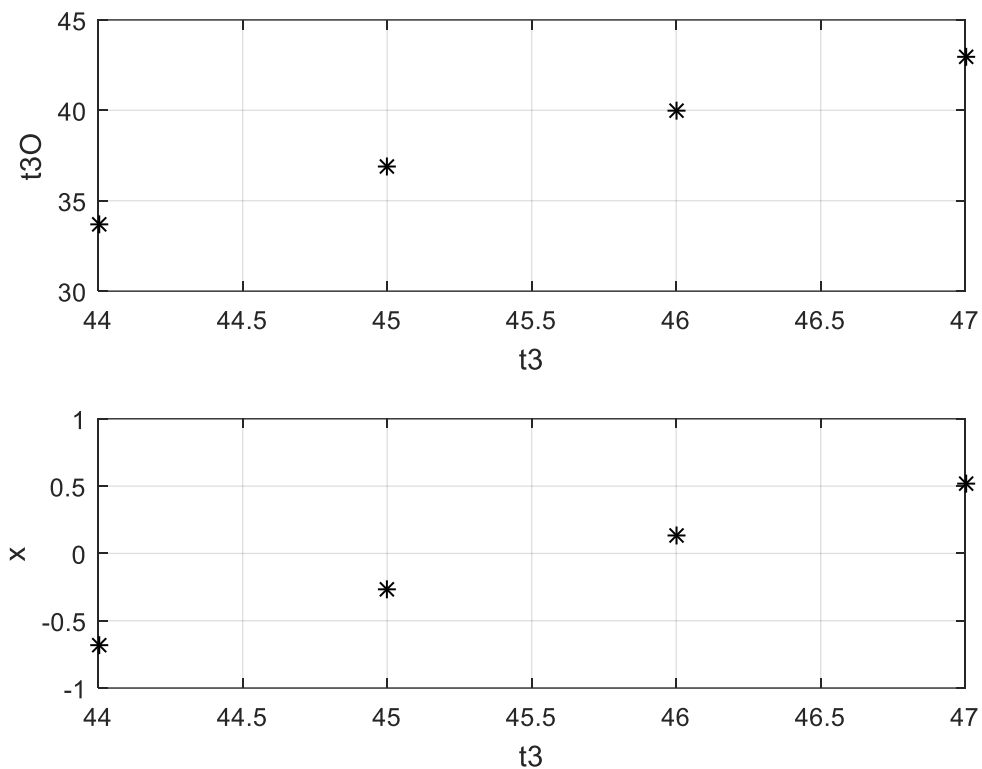


Рисунок 3.14. Изменение температуры охлаждающей воды на входе и степени сухости на выходе от температуры охлаждающей воды на выходе из контактного противоточного теплообменника

3.4. Матричный метод решения обратной задачи теплопередачи в теплообменных аппаратах с фазовым переходом

Решение обратной задачи для трехпоточного противоточного аппарата без фазового перехода в теплоносителях (2.17) приведено в главе 2 диссертации. Наиболее интересный и сложный случай постановки обратной задачи при проведении проектных расчетов представляет вариант теплопередачи при наличии фазового перехода в одном или нескольких теплоносителях. При проведении расчетов обычно наперед неизвестно, в какой именно точке аппарата начинается фазовый переход в теплоносителе. В этом случае моделируемую систему целесообразно разделить на подсистемы (зоны): зону с фазовым переходом и зону без фазового перехода в теплоносителях. Для моделирования процессов со скользящей границей фазовых переходов следует использовать модели, которые могут учитывать фазовый переход в одном или нескольких теплоносителях (код 3.3.2.1 на рисунке 1.6). Такие модели и алгоритмы их сшивки подробно описаны ранее в разделах 3.1 и 3.3 для прямоточного и противоточного характера движения теплоносителей.

Решение обратной задачи теплопередачи рассмотрим для случая утилизации теплоты и влаги дымовых газов при использовании контактного экономайзера, рассмотренного в разделе 3.3. Эскиз и расчетная схема рассматриваемой установки приведены на рисунке 3.15.

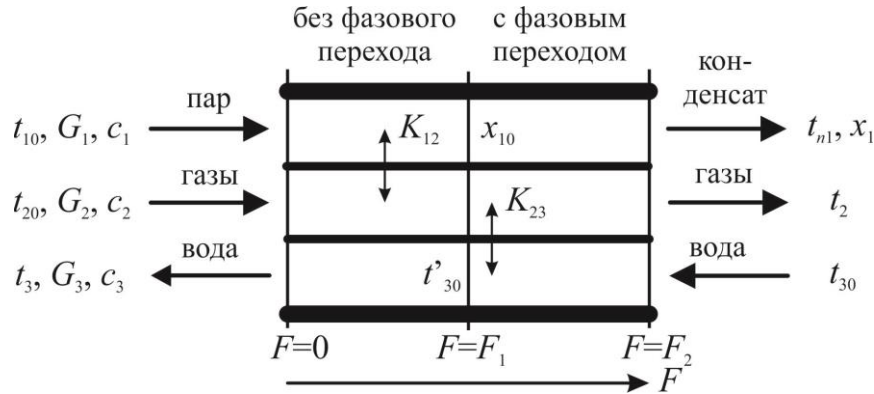


Рисунок 3.15. Расчетная схема трехпоточного теплообменного аппарата с указанием направления движения потоков теплоносителей и потоков тепловой энергии за счет теплопередачи

Расчетная схема процесса теплопередачи с фазовым переходом первого теплоносителя и с указанием направления движения потоков теплоносителей представлена на рисунке 3.15. Поверхность нагрева разделена на две части: без фазового перехода (слева) и с фазовым переходом (справа). Принимается допущение, что потоки теплоносителей движутся по отдельным каналам без перемешивания внутри аппарата. Смещение теплоносителей происходит на выходе из установки.

В качестве исходных данных задаются температуры горячего и холодного теплоносителя на входе в аппарат, обозначенные на схеме рисунка 3.15: t_{10} , t_{20} , t_{30} .

При разработке модели процесса выделяются два этапа. На первом этапе происходит охлаждение смеси дымовых газов и водяных паров без фазового перехода до точки росы за счет передачи тепла потоку охлаждающей воды (левая часть теплообменного аппарата на рисунке 3.15). На втором этапе происходит конденсация водяных паров при постоянной температуре насыщения (t_{n1}), охлаждение дымовых газов и нагрев охлаждающей воды (правая часть теплообменного аппарата на рисунке 3.15).

Математическая модель теплопередачи для первого этапа в виде системы трех дифференциальных уравнений относительно температур водяных паров t_1 , дымовых газов t_2 и охлаждающей воды t_3 при отсутствии в них фазового перехода записывается в виде системы (2.15), которая для начальных условий $t_1|_{F=0} = t_{10}$, $t_2|_{F=0} = t_{20}$, $t_3|_{F=F_1} = t_{30}$ (где F_1 –

площадь поверхности теплообмена, при которой температура водяных паров снижается до точки росы) записывается в виде (2.16).

Математическая модель второго этапа решения обратной задачи теплопередачи, описывающая фазовый переход в первом теплоносителе, для рассматриваемой на рисунке 3.15 расчетной схемы трехпоточного теплообменного аппарата, записывается в виде системы уравнений аналогичной (3.5), которая для начальных условий $x_1|_{F=0} = x_{10}$, $t_2|_{F=0} = t_{20}$, $t_3|_{F=F_2} = t_{30}$ (где F_2 – площадь поверхности теплообмена) записывается в матричном виде:

$$\begin{pmatrix} b_{11} & b_{12} & b_{13} & -1 & 0 & 0 \\ b_{21} & b_{22} & b_{23} & 0 & -1 & 0 \\ b_{31} & b_{32} & b_{33} & 0 & 0 & -1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_{10} \\ t_{20} \\ t_{30} \\ x_1 \\ t_2 \\ t_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -d_1 \\ -d_2 \\ -d_3 \end{pmatrix}, \quad (3.6)$$

где

$$b_{11} = 1, b_{12} = \frac{(-S_1 \cdot e^{r_3 \cdot F_2} + S_2 \cdot e^{r_2 \cdot F_2} + S_1 \cdot e^{r_2 \cdot F} \cdot e^{r_3 \cdot F_2} - S_2 \cdot e^{r_3 \cdot F} \cdot e^{r_2 \cdot F_2})}{-S_4 \cdot e^{r_2 \cdot F_2} + S_3 \cdot e^{r_3 \cdot F_2}},$$

$$b_{13} = \frac{(S_1 \cdot S_4 - S_2 \cdot S_3 - S_4 \cdot S_1 \cdot e^{r_2 \cdot F} + S_3 \cdot S_2 \cdot e^{r_3 \cdot F})}{-S_4 \cdot e^{r_2 \cdot F_2} + S_3 \cdot e^{r_3 \cdot F_2}},$$

$$d_1 = -t_{n1} \cdot \left[\frac{(-S_1 \cdot e^{r_3 \cdot F_2} + S_2 \cdot e^{r_2 \cdot F_2} + S_1 \cdot e^{r_2 \cdot F} \cdot e^{r_3 \cdot F_2} - S_2 \cdot e^{r_3 \cdot F} \cdot e^{r_2 \cdot F_2})}{-S_4 \cdot e^{r_2 \cdot F_2} + S_3 \cdot e^{r_3 \cdot F_2}} + \frac{(S_1 \cdot S_4 - S_2 \cdot S_3 - S_4 \cdot S_1 \cdot e^{r_2 \cdot F} + S_3 \cdot S_2 \cdot e^{r_3 \cdot F})}{-S_4 \cdot e^{r_2 \cdot F_2} + S_3 \cdot e^{r_3 \cdot F_2}} \right],$$

$$b_{21} = 0, b_{22} = \frac{(S_3 \cdot e^{r_2 \cdot F} \cdot e^{r_3 \cdot F_2} - S_4 \cdot e^{r_3 \cdot F} \cdot e^{r_2 \cdot F_2})}{-S_4 e^{r_2 \cdot F_2} + S_3 e^{r_3 \cdot F_2}}, b_{23} = \frac{(S_3 \cdot S_4 \cdot e^{r_3 \cdot F} - S_3 S_4 \cdot e^{r_2 \cdot F})}{-S_4 \cdot e^{r_2 \cdot F_2} + S_3 \cdot e^{r_3 \cdot F_2}},$$

$$d_2 = t_{n1} \cdot \left(1 - \frac{(S_3 \cdot e^{r_2 \cdot F} \cdot e^{r_3 \cdot F_2} - S_4 \cdot e^{r_3 \cdot F} \cdot e^{r_2 \cdot F_2})}{-S_4 \cdot e^{r_2 \cdot F_2} + S_3 \cdot e^{r_3 \cdot F_2}} - \frac{(S_3 \cdot S_4 \cdot e^{r_3 \cdot F} - S_3 \cdot S_4 e^{r_2 \cdot F})}{-S_4 \cdot e^{r_2 \cdot F_2} + S_3 \cdot e^{r_3 \cdot F_2}} \right),$$

$$b_{31} = 0, b_{32} = \frac{(e^{r_3 \cdot F_2} \cdot e^{r_2 \cdot F} - e^{r_2 \cdot F_2} \cdot e^{r_3 \cdot F})}{-S_4 e^{r_2 F_2} + S_3 e^{r_3 F_2}}, b_{33} = \frac{(S_3 \cdot e^{r_3 \cdot F} - S_4 \cdot e^{r_2 \cdot F})}{-S_4 \cdot e^{r_2 \cdot F_2} + S_3 \cdot e^{r_3 \cdot F_2}},$$

$$d_3 = t_{n1} \cdot \left(1 - \frac{(e^{r_3 \cdot F_2} \cdot e^{r_2 \cdot F} - e^{r_2 \cdot F_2} \cdot e^{r_3 \cdot F})}{-S_4 \cdot e^{r_2 \cdot F_2} + S_3 \cdot e^{r_3 \cdot F_2}} - \frac{(S_3 \cdot e^{r_3 \cdot F} - S_4 \cdot e^{r_2 \cdot F})}{-S_4 \cdot e^{r_2 \cdot F_2} + S_3 \cdot e^{r_3 \cdot F_2}} \right),$$

$$S_1 = \frac{\bar{a}_1 \cdot S_3}{r_2}, S_2 = \frac{\bar{a}_1 \cdot S_4}{r_3}, S_3 = \left(1 - \frac{r_2}{a_4} \right), S_4 = \left(1 - \frac{r_3}{a_4} \right),$$

$$r_{1,2} = \frac{-\alpha \mp \sqrt{\alpha^2 + 4 \cdot \beta}}{2}, \alpha = a_2 + a_3 - a_4, \beta = a_2 \cdot a_4.$$

Система (3.6) дополняется тремя уравнениями связи, с помощью которых задаются известные значения параметров теплоносителей:

$$\begin{pmatrix} b_{11} & b_{12} & b_{13} & -1 & 0 & 0 \\ b_{21} & b_{22} & b_{23} & 0 & -1 & 0 \\ b_{31} & b_{32} & b_{33} & 0 & 0 & -1 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} x_{10} \\ t_{20} \\ t_{30} \\ x_1 \\ t_2 \\ t_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -d_1 \\ -d_2 \\ -d_3 \\ \bar{x}_{10} \\ \bar{t}_{20} \\ \bar{t}_{30} \end{pmatrix}, \quad (3.7)$$

где $\bar{x}_{10}, \bar{t}_{20}, \bar{t}_{30}$ — значения известных параметров теплоносителей.

Модели (2.17) и (3.7) описывают изменение параметров теплоносителей в разных диапазонах значений температуры теплоносителя: первая до, а вторая после достижения температуры насыщения. Полученные модели предлагается использовать для решения обратной задачи теплопередачи в теплообменных аппаратах при наличии фазового перехода в одном или нескольких теплоносителях.

Рассмотрим последовательность решения обратной задачи при скользящей границе фазового перехода. Считаем, что в качестве исходных данных заданы температуры теплоносителей на входе в аппарат. Для решения задачи предлагается использовать следующий алгоритм:

1. На первом этапе теплообменный аппарат рассматривается как одноступенчатая установка. Рассчитываются температуры теплоносителей на выходе из установки. Полученные значения сравниваются с температурами насыщения теплоносителей и определяется наличие фазового перехода в установке.

2. При наличии фазового перехода система условно делится на две зоны (подсистемы) по границе начала фазового перехода. Формируется матрица для расчета

двухступенчатого аппарата: одна ступень описывается моделью без учета, а вторая ступень - с учетом фазового перехода в теплоносителе (рисунок 3.16).

3. Расчет по п. 2 повторяется при изменении границы между двумя зонами до достижения одинаковых значений температуры теплоносителя на границе между зонами с температурой насыщения.

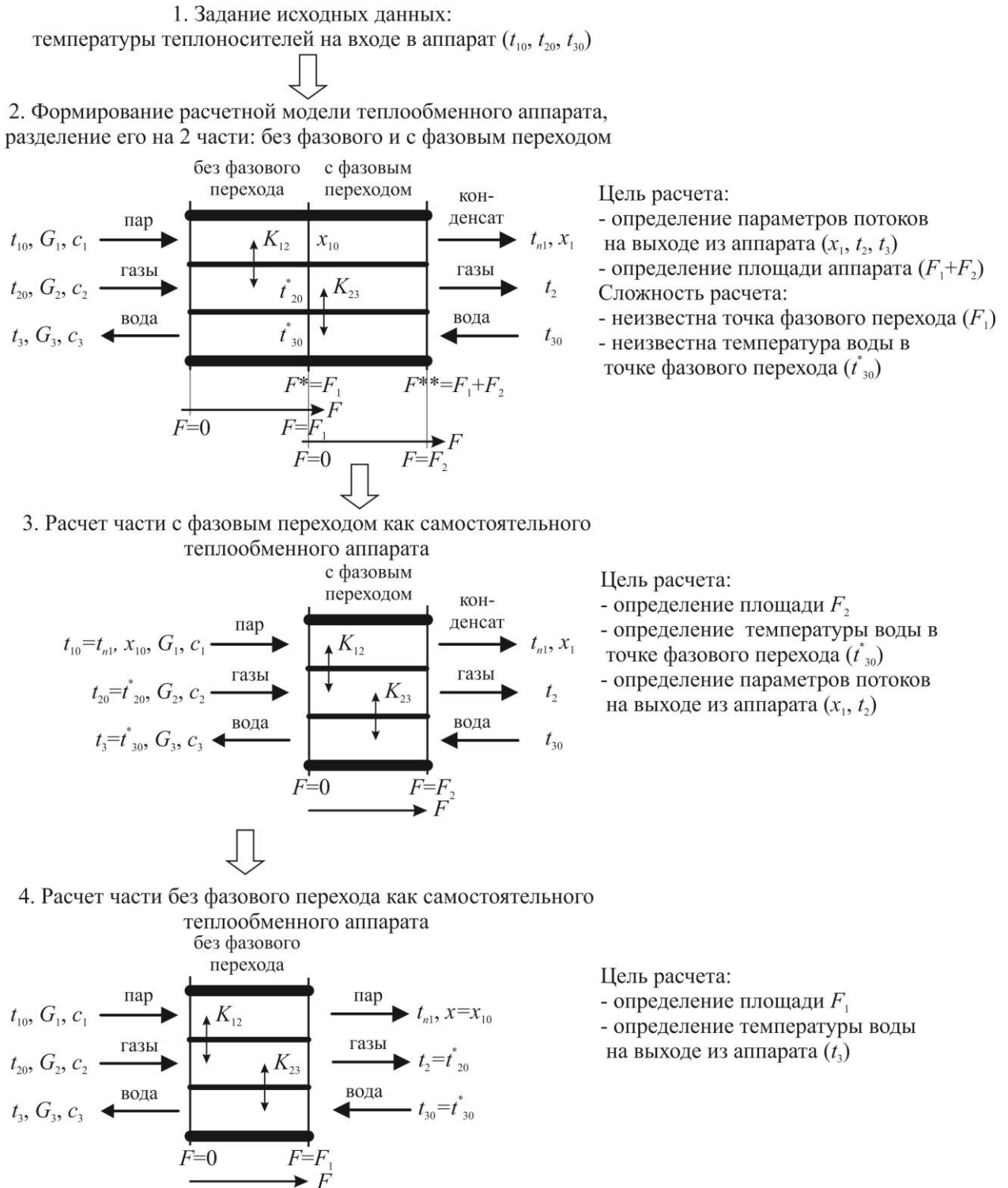


Рисунок 3.16. Блок-схема расчета трехпоточного теплообменного аппарата с фазовым переходом и противоточной схемой движения теплоносителей

Для демонстрации расчётных возможностей предлагаемого метода рассматривается пример определения наиболее эффективной поверхности нагрева утилизационной установки дымовых газов для блока 800 МВт при сжигании природного газа. Исходные данные для расчетного примера представлены в таблице 3.1 для условий функционирования оборудования Пермской ГРЭС [280].

Результаты анализа в виде расчетных зависимостей изменения температур и степени сухости теплоносителей вдоль поверхности теплообмена представлены на рисунке 3.17.

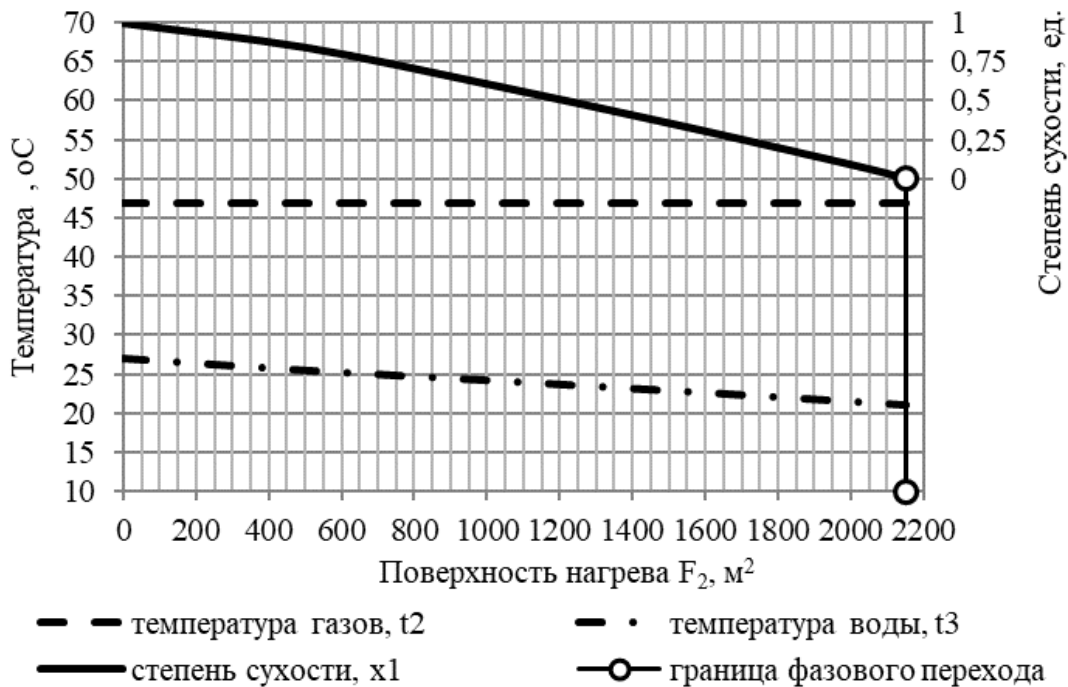


Рисунок 3.17. Зависимости температур теплоносителей и степени сухости пара от площади теплообмена для второй зоны теплообмена с фазовым переходом

Анализ полученной графической зависимости показывает, что полная конденсация водяных паров при заданных параметрах теплоносителей достигается при поверхности нагрева $F_2=2150 \text{ м}^2$.

На втором этапе производится расчет процесса теплопередачи в первой части теплообменного аппарата (рисунок 3.18) без фазового перехода первого теплоносителя. Задача сводится к поиску оптимальной поверхности теплообмена F_1 исходя из необходимости снижения температуры водяных паров до точки насыщения, т.е. получения $t_1=t_n=46,9 \text{ }^\circ\text{C}$. Данный расчет реализуется с помощью уравнения (2.15). Поскольку рассматриваемая схема теплообменного аппарата предполагает противоточную схему движения третьего

теплоносителя (вода) и первых двух теплоносителей (пар и газы), то в качестве начальной температуры воды в первой части теплообменного аппарата для уравнения (3.5) используется результат расчета температуры воды на выходе из второй части теплообменного аппарата, полученного по рисунок 3.17 ($t_3=t_{30к}=27,0$ °С). Результаты анализа в виде расчетных зависимостей изменения температур теплоносителей вдоль поверхности теплообмена представлены на рисунке 3.18.

Анализ полученной графической зависимости показывает, что охлаждение водяных паров до параметров насыщения достигается при поверхности нагрева $F_1=278$ м². Таким образом, площадь рассматриваемого теплообменного аппарата для принятых параметров теплоносителей составляет $278+2150=2428$ м².

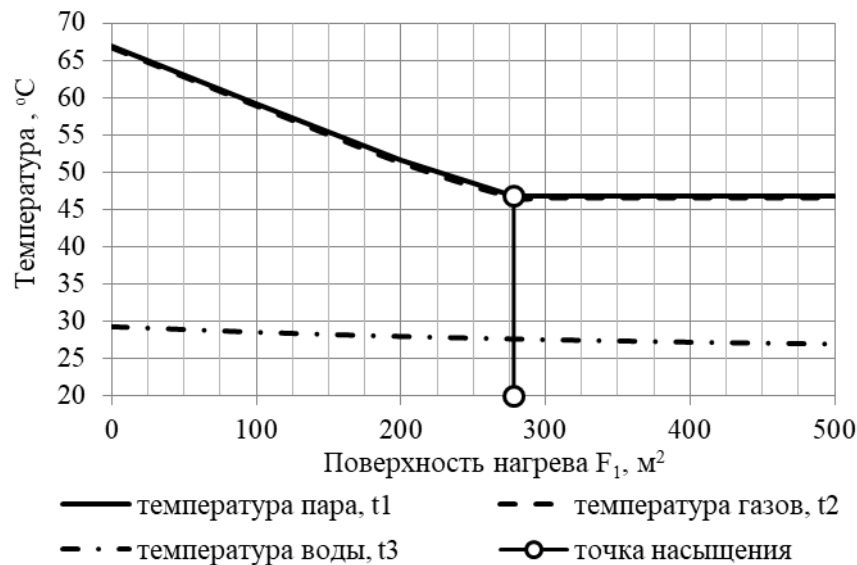


Рисунок 3.18. Зависимости температур теплоносителей от площади теплообмена для первой зоны теплообмена без фазового перехода

Выполненный расчетный анализ утилизационной установки дымовых газов показал, что предложенная методика решения обратной задачи теплопередачи в контактных аппаратах позволяет определить изменение температуры теплоносителей и долю сконденсированных водяных паров в каждой точке теплообменника, что обеспечивает выбор наиболее эффективных конструкций и режимов работы теплообменной установки.

Разработан матричный метод решения обратной задачи теплопередачи для многоступенчатых теплообменных аппаратов со скользящей границе фазовых переходов теплоносителей, который служит основой для создания более эффективных методов организации процессов теплопередачи в технологических установках различного назначения с произвольным числом теплоносителей с учетом фазового перехода. Практическая

реализация данного метода подробно рассмотрена в разделе 0 при расчетном анализе функционирования конденсационных котлов.

3.5. Выводы по третьей главе

1. Разработана модель водогазовоздушных теплообменных трехпоточных систем охлаждения дымовых газов и конденсации из них водяных паров при противоточном характере движения теплоносителей при скользящей границе фазового перехода.

2. Получено аналитическое и численное решения задачи тепломассообмена в трехпоточной системе охлаждения уходящих дымовых газов без учета конденсации водяных паров, продемонстрировано соответствие полученных решений, показана возможность при анализе аналогичных систем выполнять решение любым из представленных методов.

3. Получено аналитическое решение задачи тепломассообмена в трехпоточной системе охлаждения уходящих дымовых газов с учетом конденсации водяных паров в уходящих дымовых газах.

4. В рамках разработанной модели выполнены постановка и решение задачи охлаждения в контактном теплообменнике уходящих дымовых газов с учетом конденсации водяных паров в уходящих дымовых газах при противоточном движении теплоносителей.

5. Представлен матричный метод решения обратной задачи теплопередачи в теплообменных аппаратах с фазовым переходом в системе одноступенчатых и многоступенчатых теплообменных аппаратов, проведен анализ полученных результатов.

Материалы главы 3 опубликованы в работах [283, 292, 294, 295, 306, 323, 324, 325, 339, 340].

ГЛАВА 4. МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ПРОЦЕССОВ РАЗДЕЛЕНИЯ МНОГОКОМПОНЕНТНЫХ СМЕСЕЙ

В четвертой главе диссертации рассмотрены задачи матричного математического моделирования тепломассообмена для многокомпонентных потоков смесей фракций разнородных сыпучих материалов в технологических системах измельчения произвольной структуры, задачи матричного моделирования разделения смеси компонентов (фракций) с разной температурой кипения для определения качества готового продукта, сформулирована задача оптимизации процессов тепломассообмена в системе многоступенчатых теплообменных аппаратов.

4.1. Моделирование формирования многокомпонентных потоков в технологических системах измельчения

Механическая переработка многокомпонентных потоков в виде смеси разнородных компонентов или фракций крупности зерен реализуется во многих отраслях промышленности, среди которых следует выделить энергетическую, обогащение полезных ископаемых, литейное производство. Применительно к энергетике аналогичные задачи решаются при подготовке к сжиганию твердого топлива в системах топливоприготовления на ТЭС. Особое следует отметить селективное измельчение смеси компонентов, при котором измельчаются преимущественно наименее прочные компоненты, что приводит к преимущественному их переходу в более мелкие классы крупности. Проведение классификации измельченного продукта по крупности позволяет разделять указанные компоненты. Данные задачи в энергетике актуальны при извлечении из топлива недробимых или экологически опасных компонентов. Следует отметить, что процессы измельчения и классификации часто реализуются последовательно или в замкнутых технологических циклах, что позволяет при высокой производительности получать качественный готовый продукт. Эффективное удаление примесей или наработка товарных продуктов во многом определяется наличием моделей, методов расчета и оптимизации данных технологий.

В качестве следующего примера моделирования в рамках методологии матричной формализации многокомпонентных потоков рассматривается технологическая система измельчения (ТСИ), предназначенная для получения смесей с заданными фракционными составами. В развитие существующих подходов предлагается математическая модель

измельчения и классификации для смесей разнородных материалов. В качестве компонентов в данном случае рассматриваются фракции крупности частиц сыпучего материала. Технология измельчения определяется двумя основными технологическими операциями: операция измельчения и операция классификации частиц по крупности. При измельчении частицы уменьшаются в размере, то есть возможен переход материала между фракциями крупности, при классификации перехода между фракциями не происходит.

В качестве характеристики гранулометрии смеси воспользуемся распределением частиц по размерам [309, 310]. Матричная модель распределения массовых долей частиц по анализируемым фракциям представляется в виде матрицы-столбца, которую в дальнейшем будем называть вектором крупности.

Поясним смысл и порядок определения вектора крупности на примере. Пусть навеска смеси рассеивается на комплекте, состоящем из m сит с разными размерами ячеек. После рассевки остатки на ситах взвешиваются и массы фракций нормируются на массу исходной навески. Полученное распределение представляется в виде матрицы-столбца для m сит (фракций) или вектора крупности, который записывается следующим образом:

$$\mathbf{f} = \begin{pmatrix} f_1 \\ f_2 \\ \dots \\ f_m \end{pmatrix}. \quad (4.1)$$

Численное значение элемента матрицы f_i для смеси показывает массовую долю частиц, принадлежащих i -му классу крупности. Матричные модели процессов измельчения и классификации подробно представлены в работах [309, 310].

Для смеси разнопрочных материалов рассматривается матричное моделирование ТСИ сложной структуры отдельно для каждого материала (код *n.k.m.1* на рисунке 1.6).

Существующие методы моделирования сложных систем основаны на индивидуальном подходе к каждой схеме, поэтому применить их к большому числу вариантов схем крайне сложно. В связи с этим необходимо иметь алгоритм автоматизированного синтеза математической модели ТСИ произвольной структуры для каждого материала смеси, считая их измельчение и классификацию в первом приближении независимыми друг от друга [150].

Рассмотрим технологическую систему измельчения произвольной структуры. Пусть она состоит из n элементов – мельниц и классификаторов, в которых происходит

преобразование гранулометрического состава, причем контроль этого состава осуществляется по массовому содержанию в нем m фракций крупности. Гранулометрический состав исходного продукта может быть охарактеризован массовой долей материала в j -м классе крупности f_{0j} и представлен вектором крупности размера $m \times 1$ $f_0 = [f_{0j}]$, $j=1, 2 \dots m$, где $j=1$ соответствует фракции с максимальным размером зерен, $j=m$ – с минимальным размером:

$$f_0 = (f_{0i}) = \begin{pmatrix} f_{01} \\ f_{02} \\ \dots \\ f_{0m} \end{pmatrix}. \quad (4.2)$$

В каждом элементе схемы происходит преобразование вектора f на входе в вектор на выходе, которые связаны матричным уравнением

$$f' = P \cdot f, \quad (4.3)$$

где P – квадратная матрица размера $m \times m$, ее вид для процессов измельчения B и классификации C . В рамках поставленной задачи моделирования структуры ТСИ матрица P считается известной для каждого элемента схемы.

Математическое описание произвольной ТСИ построим на основании материальных фракционных балансов для произвольного i -го элемента схемы. В общем случае на вход i -го элемента могут поступать массопотоки материала из остальных $(n-1)$ элементов и материал из i -го внешнего источника с гранулометрическим составом f_{0i} . Уравнение материального баланса для узла смешения имеет вид

$$f_i = f_{0i} + \sum_{k=1}^n f'_k. \quad (4.4)$$

С учетом (4.3) выражение (4.4) преобразуется следующим образом

$$-I \cdot f_i + \sum_{k=1}^n P_{ik} \cdot f_k = -f_{0i}, \quad (4.5)$$

где I – единичная матрица размера $m \times m$; матрица P_{ik} соответствует матрице P в уравнении (4.3) для k -го элемента; i – номер элемента схемы, на вход которого подается материал с выхода k -го элемента. Если материал из k -го элемента не попадает в i -й, то соответствующее слагаемое в уравнении (4.5) отсутствует.

Балансовое уравнение (4.5) может быть записано для всех n элементов схемы. Получаем систему n матричных уравнений, которая может быть записана следующим образом:

$$\begin{pmatrix} -I & P_{12} & P_{13} & \dots & P_{1n} \\ P_{21} & -I & P_{23} & \dots & P_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ P_{n1} & P_{n2} & P_{n3} & \dots & -I \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} f_1 \\ f_2 \\ \dots \\ f_n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -f_{01} \\ -f_{02} \\ \dots \\ -f_{0n} \end{pmatrix} \quad (4.6)$$

или

$$K \cdot F = -F_0, \quad (4.7)$$

где

$$K = \begin{pmatrix} -I & P_{12} & P_{13} & \dots & P_{1n} \\ P_{21} & -I & P_{23} & \dots & P_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ P_{n1} & P_{n2} & P_{n3} & \dots & -I \end{pmatrix}. \quad (4.8)$$

Матрица K является блочной матрицей размера $n \times n$ блоков или $mn \times mn$ элементов; F – блочная матрица-столбец размера $n \times 1$ блоков-столбцов или $mn \times 1$ элементов, описывающая гранулометрические составы материалов на входе во все (n) элементы схемы; F_0 – блочная матрица такого же размера, описывающая гранулометрические составы внешних потоков материала, подаваемых в ТСИ.

Зная матрицу K , можно рассчитать гранулометрические составы материала перед всеми элементами схемы:

$$F = -K^{-1} \cdot F_0, \quad (4.9)$$

где K^{-1} – матрица, обратная K .

Если материал после какого-либо элемента покидает технологическую систему измельчения, то его состав f' рассчитывается по известному из решения (4.9) составу f с помощью матричного уравнения (4.3).

подавляющее большинство современных ТСИ содержит мельницы с одним входом и одним выходом и двухпродуктовые классификаторы с одним входом и двумя выходами для крупного и мелкого продуктов [117].

Матрица K может быть построена на основе универсального алгоритма для всех возможных вариантов схем, содержащих мельницы, классификаторы, узлы подвода сырья и вывода готового продукта для каждого компонента смеси. Алгоритм с учетом специфики представленных процессов сводится к следующим правилам построения матрицы K .

Матрица K – квадратная блочная матрица размером $n \times n$ блоков или $(mn) \times (nm)$ элементов, на главной диагонали которой размещены единичные матрицы со знаком минус.

Каждый столбец матрицы соответствует элементу ТСИ.

Если рассматриваемый элемент – мельница, то в ее столбце размещается нижняя треугольная матрица измельчения B в строке с номером, соответствующим номеру элемента, в который подают материал из этой мельницы. Все остальные элементы столбца – нулевые.

Если рассматриваемый элемент – двухпродуктовый классификатор, то в его столбце размещаются диагональная матрица классификации C в строке, соответствующей элементу, в который подают мелкий продукт классификации, и матрица $(I-C)$ в строке, соответствующей элементу, в который подают крупный продукт. Все остальные элементы столбца – нулевые.

Если материал из какого-либо элемента полностью покидает ТСИ, то матрица схемы не содержит матрицы этого элемента.

В матричном уравнении (4.7) векторы гранулометрических составов сырья f_{0i} размещаются в строках блочной матрицы F_0 , соответствующих номерам элементов, в которые подается сырье. Если в i -й элемент сырье не подается, то в i -й строке матрицы F_0 размещается нулевой вектор.

Таким образом, в столбце, соответствующем мельнице, не может быть более двух элементов, отличных от нуля, а в столбце, соответствующем классификатору, – не более трех элементов.

Построив матрицу K и решив уравнение (4.9), можно рассчитать гранулометрический состав материала перед любым элементом схемы. Для расчета гранулометрического состава за этим элементом необходимо решить уравнение (4.3). Эти два этапа могут быть объединены в один, если на линии выхода материала из схемы разместить дополнительный искусственный элемент (мельницу или классификатор) и рассчитать гранулометрический состав перед ним, т.е. на выходе из реальной схемы измельчения. Однако при этом размер блочной матрицы K увеличивается на один блок.

При описании ТСИ для смеси разнородных материалов описанная процедура выполняется для каждого компонента смеси. В линейной постановке задачи считается, что процессы в ТСИ для каждого материала не влияют друг на друга.

4.2. Структурная и параметрическая идентификация модели двухступенчатой классифицирующей установки разделения разнородных компонентов смеси сыпучих материалов

Классификация частиц по крупности традиционно рассматривается применительно к однородным материалам, которые необходимо разделить на крупный и мелкий продукты. Однако часто в классифицируемом материале присутствуют примеси, которые отличаются по своим физическим свойствам от базового компонента. При классификации таких смесей различие физических свойств может быть использовано для выделения, очистки или обогащения основного компонента. Выбор технологии для такой переработки разнородных компонентов возможен на базе простых и адекватных моделей. Пример такой модели, разработанной на основе предложенной матричной методологии, рассматривается далее.

В технологии приготовления твердого топлива в энергетике процесс классификации частиц традиционно осуществляется по их крупности [233-237]. В том случае, если в исходном топливе встречаются частицы балластовых компонентов, обусловленные условиями добычи, транспортировки или переработки топлива, эти компоненты могут приводить к снижению эффективности работы оборудования или даже к его механическому повреждению [112, 238-239]. Для энергетической и смежных отраслей промышленности задача выделения балластовых или вредных компонентов на стадии механической переработки сырья является актуальной как с научной так и с практической точек зрения.

Объектом представленного этапа исследования является процесс аэродинамической классификации порошкообразных материалов (код *n.1.2.0* на рисунке 1.6) [126, 131, 218, 238]. В качестве предмета исследования рассматривается процесс многоступенчатой аэродинамической классификации смеси разнородных компонентов [126, 131, 240]. Целью данного исследования является разработка адекватных математических моделей классификации смеси разнородных компонентов.

Для достижения поставленной цели решаются следующие задачи:

- с использованием предложенного матричного подхода к моделированию ТСИ построить модель многоступенчатой аэродинамической классификации смеси разнородных компонентов;
- на основе полученных экспериментальных результатов провести идентификацию и проверку адекватности математической модели.

При выборе математической модели анализируются два варианта: использование общей кривой разделения классификации [131] для обоих компонентов (модель 1) и применение индивидуальных кривых разделения для каждого компонента смеси [244] (модель 2).

На первом этапе моделирования для описания процесса применяется общая кривая разделения для смеси в каждой ступени и модель многоступенчатой классификации для системы [126,245]. Расчетная схема модели приведена на рисунке 4.1, а. Основные расчетные зависимости представлены ниже.

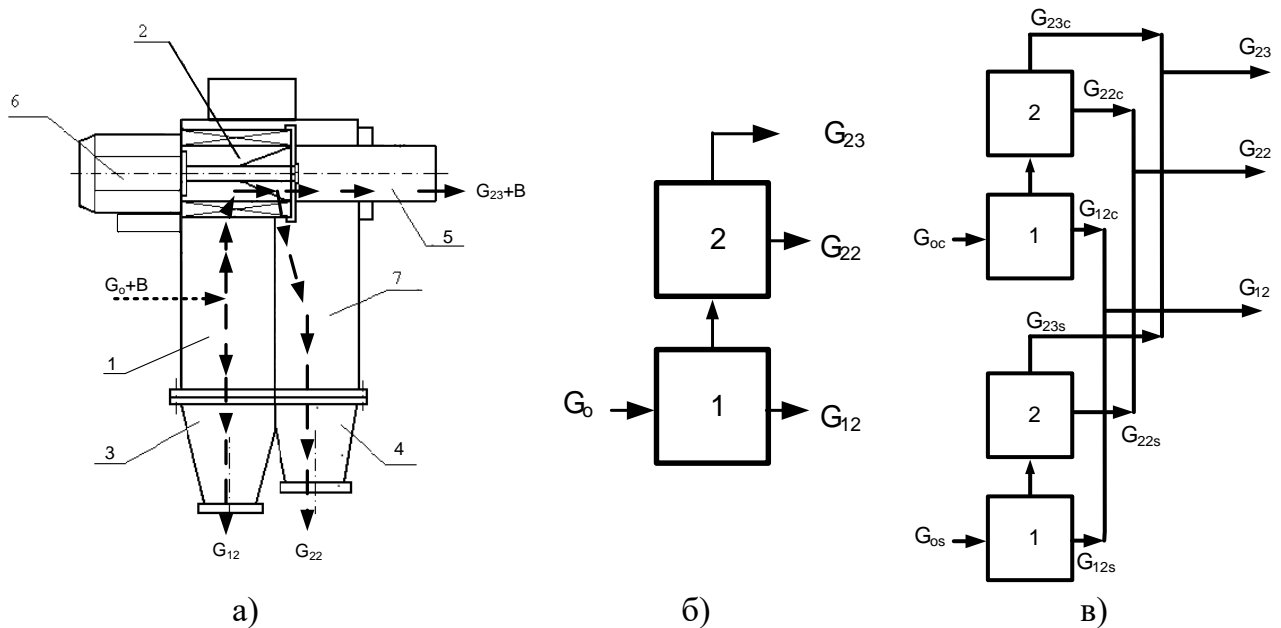


Рисунок 4.1. Эскиз двухступенчатого классификатора (а), расчетные схемы модели 1 (б) и модели 2 (в) двухступенчатой системы классификации: G_0 – подача сырья, G_{ij} – выходы готовых продуктов; индекс i – номер ступени, j – номер продукта, c – известняк, s – кварцевый песок: 1 – гравитационная ступень разделения; 2 – центробежная ступень классификации; 3 – бункер возврата гравитационной ступени; 4 – бункер возврата центробежной ступени; 5 – выход мелкодисперсного материала

Матричная модель многоступенчатой классификации, разработанная в рамках матричной формализации (см. выражение (4.7) раздела 4.1) для расчетной схемы на рисунке 4.1,б, имеет вид

$$K = \begin{bmatrix} -I & 0 \\ C_1 & -I \end{bmatrix}, \quad (4.10)$$

где I – единичная матрица размера $m \times m$, матрица C_1 соответствует матрице классификации для 1-й ступени, m – число анализируемых фракций крупности. Матрица K является

блочной матрицей размера 2×2 блока; F – блочная матрица-столбец размера 2×1 блоков-столбцов, описывающая фракционные составы продуктов на входе в элементы схемы; F_0 – блочная матрица такого же размера, описывающая фракционные составы внешних продуктов, подаваемых в систему.

Диагональная матрица классификации C размера $m \times m$, на главной диагонали которой находятся вероятности попадания соответствующих фракций в тонкий продукт разделения ступени, вычисляется через кривую разделения $\varphi(x)$ [131] согласно выражению

$$C = \begin{bmatrix} \varphi(x_1) & \cdots & 0 \\ \cdots & \varphi(x_j) & \cdots \\ 0 & \cdots & \varphi(x_m) \end{bmatrix}. \quad (4.11)$$

В качестве основной характеристики разделения в ступени предлагается использовать общую для компонентов смеси кривую разделения, в виде зависимости [240]:

$$\varphi(x) = \frac{1}{1 + (x/x_0)^{k_s}}, \quad (4.12)$$

где x_0 – граничное значение размера зерен, при котором вероятность фракции перейти в тонкий продукт равна 0,5; k_s – параметр эффективности или острота разделения, которая характеризует качество процесса.

Идентификация расчетной модели (4.10)-(4.12) проводилась методом наименьших квадратов посредством минимизации суммы квадратов отклонений расчетных и экспериментальных данных [241–243]. Порядок проведения и результаты экспериментальных исследований классификации смеси компонентов на экспериментальной установке подробно описаны в главе 5. В ходе идентификации определялись значения четырех параметров: эффективность разделения и граничный размер для каждой ступени классификации. Задача идентификации решается численно методом Монте-Карло (ММК) согласно алгоритму, который подробно представлен в [290]. Для численного решения задачи идентификации с использованием ММК по предложенному алгоритму разработана компьютерная программа для его реализации.

На стадии предварительных исследований [290] проверялась сходимость найденного численного решения. В работе [290] показана зависимость минимального значения целевой функции от числа генераций вариантов, которое варьировалось в ходе численных

экспериментов от 10^2 до $2 \cdot 10^6$. Согласно данной зависимости значение целевой функции стабилизируется при числе генераций порядка 10^6 .

Результаты решения задачи идентификации показали, что модель 1 неудовлетворительно описывает экспериментальные данные: в ряде случаев результаты расчета существенно отличаются от эксперимента. Очевидно, это связано с игнорированием при построении модели специфики совместной классификации разнородных компонентов.

Для повышения достоверности результатов моделирования дальнейшее развитие модели выполнено в направлении специфики описания классификации с выбором своих параметров идентификации для каждого компонента. Согласно расчетной схеме в рамках этой модели, представленной на рисунке 4.1,в, каждый компонент классифицируется независимо от другого компонента, после чего соответствующие потоки компонентов согласно расчетной схемы смешиваются.

В качестве модельных смесей при проведении эксперимента использовались кварцевый песок (компонент 1) и известняк (компонент 2).

В этом случае матричная модель многоступенчатой классификации (4.7) записывается отдельно для каждого компонента

$$K_c \cdot F_c = -F_{0c}, \quad (4.13)$$

$$K_s \cdot F_s = -F_{0s}, \quad (4.14)$$

где индекс «с» относится к известняку, «s» – к кварцевому песку. В ходе идентификации модели (4.13)–(4.14) определяются значения уже восьми параметров: эффективность разделения и граничный размер для каждого компонента в каждой ступени классификации. Задача идентификации решается также численно с помощью ММК согласно ранее описанному алгоритму.

Значения параметров, найденные в ходе численного решения задачи идентификации, приведены в таблице 4.1.

Сопоставление расчетных и экспериментальных зависимостей массы продуктов разделения для двухступенчатой системы классификации от содержания компонента 2 в исходной смеси представлено на рисунке 4.2.

Параметры идентификации модели

Параметры	Ступень 1		Ступень 2	
	Компонент 1	Компонент 2	Компонент 1	Компонент 2
$x_0, \text{мкм}$	98,67	26,80	37,57	8,20
k_s	10,51	7,06	6,50	1,01

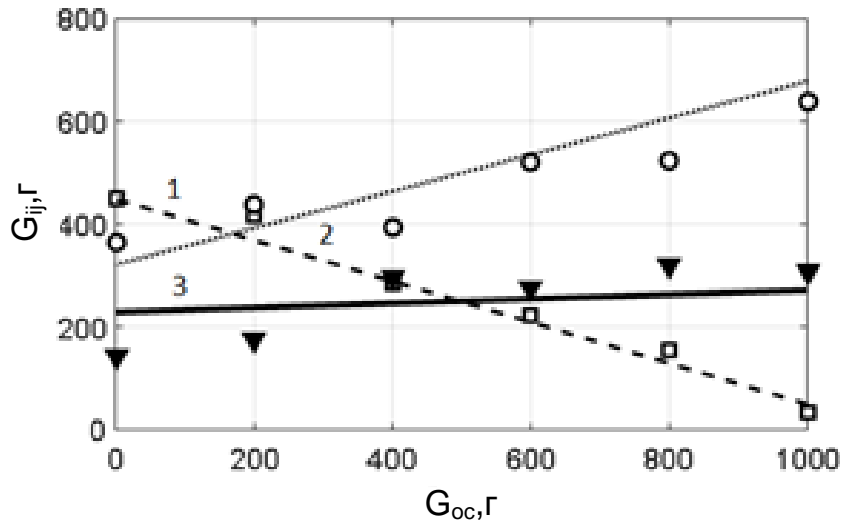


Рисунок 4.2. Сопоставление экспериментальных (точки) и расчетных (линии) зависимостей массы возврата первой ступени (1), возврата второй ступени (2), мелкого продукта установки (3) от содержания компонента 2 в исходной смеси

Проведенный анализ полученных результатов показывает, что среднее рассогласование экспериментальных и расчетных значений составило 4,6 относительных процентов, что следует признать удовлетворительным результатом, так как находится в диапазоне погрешности экспериментального определения результатов расстановок и массопотоков в установке. Анализ погрешности определения результатов расстановок представлен в главе 5 при описании условий проведения экспериментов (см. раздел 5.4). Таким образом, модель (4.13)–(4.14) достоверно описывает экспериментальные результаты.

В качестве ограничений предложенного подхода следует отметить необходимость решения задачи идентификации для восьми параметров, связь между которыми в модели не учитывается. Определение связи между параметрами компонентов при классификации возможно в рамках дискретных моделей уравнения Больцмана [246], где взаимодействие компонентов учитывается через их столкновения в потоке. Однако использование данного подхода существенно усложняет расчет и делает его малоприменимым при решении инженерных задач.

В рамках исследований двухступенчатой классифицирующей установки разделения разнородных компонентов получены экспериментальные результаты классификации смеси разнородных компонентов на лабораторной установке, которая подробно описана в разделе 5.4. Проверка адекватности моделей показала, что модель с найденными параметрами идентификации для каждого компонента при достаточной простоте вычислений позволяет достоверно описывать фракционирование и формирование массопотоков в многоступенчатой системе классификации для смеси разнородных компонентов.

Полученные результаты расчетно-экспериментальных исследований могут использоваться для постановки и решения оптимизационных задач фракционирования дисперсных материалов и повышения эффективности протекания процесса в классифицирующих системах. Полученные результаты могут быть также использованы в энергетической, химической и других отраслях промышленности для повышения эффективности ресурсо- и энергосберегающих технологий при получении продуктов с допустимым содержанием примесей.

4.3. Моделирование разделения смеси компонентов с разной температурой кипения для определения степени разделения компонентов и качества готового продукта

Следующий пример использования методологии матричной формализации рассматривается для многоступенчатой многокомпонентной системы разделения фракций жидкостей с разными температурами кипения. Разработка технологий получения чистых продуктов с нормируемыми концентрациями примесей является актуальной задачей для пищевой, химической и энергетической отраслей промышленности [194, 212, 218, 247-249]. Мероприятия, направленные на совершенствование таких технологий, наиболее эффективно могут быть реализованы на основе простых и адекватных моделей и методов расчета, позволяющих учитывать специфику анализируемых процессов.

Объектом предлагаемого исследования являются процессы тепломассообмена в многопоточных и многоступенчатых системах с участием теплоносителей, состоящих из нескольких компонентов или фракций (код *n.k.m.1* на рисунке 1.6). В качестве предмета исследования рассматривается матричная формализация расчета многопоточных и многоступенчатых систем, в которых в качестве одного из теплоносителей используется смесь компонентов с разными температурами кипения [204, 218, 219, 247-249, 250, 251].

Целью исследования является повышение эффективности тепломассообмена на основе разработанного математического описания процесса в многопоточной многоступенчатой системе, где один из теплоносителей является смесью компонентов с разными температурами кипения.

Для достижения поставленной цели решаются следующие задачи:

- разработка матричного описания процессов тепломассообмена в системе многопоточных многоступенчатых теплообменных аппаратов, один из теплоносителей в которой представлен многокомпонентной смесью;
- демонстрация возможностей предложенного математического описания на примере расчета процесса для многоступенчатой системы, один из теплоносителей которой представлен смесью компонентов с разными температурами кипения.

Многокомпонентные теплоносители характеризуются массовым содержанием компонентов (фракций) с разными температурами кипения. Фракционный состав смесей по истинным температурам кипения (ИТК) является одной из важных и широко используемых характеристик топлив [249]. Так, состав нефти по ИТК выражается в виде дискретных значений массового распределения фракций по температурам кипения, пример которого представлен в таблице 4.2 [238].

Таблица 4.2

Фракционный состав (ИТК) исходной широкой бензиновой фракции питания колонны

N	θ, K	$F(\theta)$
1	0	0
2	303	0,018
3	315	0,072
4	327	0,140
5	339	0,213
6	351	0,29
7	363	0,371
8	375	0,456
9	387	0,542
10	399	0,625
11	411	0,704
12	423	0,779
13	435	0,85
14	447	0,914
15	459	0,96
16	471	0,986

N	θ, K	$F(\theta)$
17	483	0,997
18	495	1

При проведении ИТК анализа получается интегральная кривая вероятности $F(\theta)$, значение которой показывает массовую долю смеси, у которой температура кипения ниже θ . Дифференциальная плотность распределения фракций по температурам кипения может определяться дифференцированием интегральной функции распределения по температуре кипения фракций: $f(\theta) = dF/d\theta$. Произведение плотности распределения на ширину температурного диапазона показывает долю компонентов с температурами кипения в диапазоне $[\theta; \theta+d\theta]$:

$$f(\theta) \cdot d\theta = dF. \quad (4.15)$$

Для разделения многокомпонентных смесей на отдельные фракции используются ректификационные колонны. Принцип действия и схема потоков в таких колоннах проиллюстрированы на рисунке 4.3.

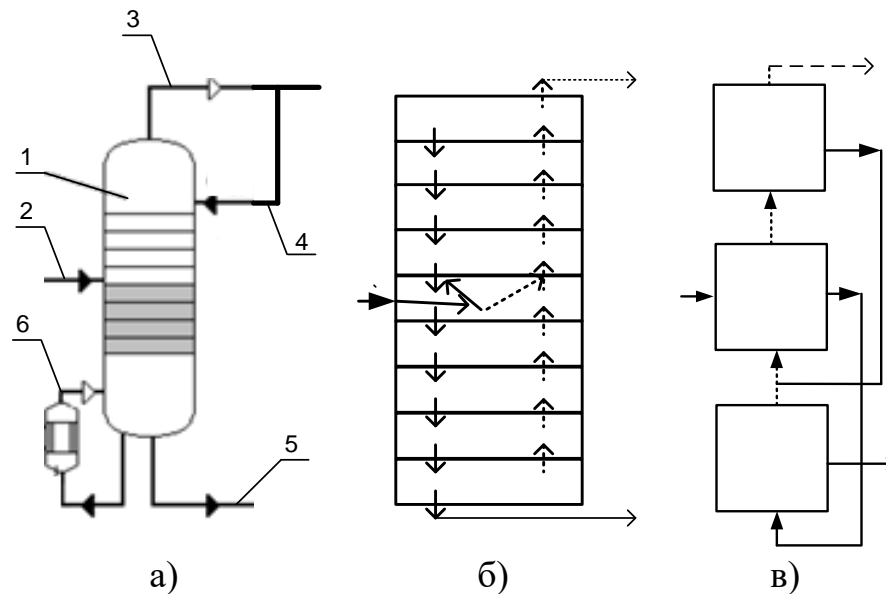


Рисунок 4.3. **Ректификационная колонна (а), схема потоков (б), расчетная схема модели (в):** 1 – ректификационная колонна; 2 – исходная смесь (питание); 3 – дистиллят; 4 – флегма; 5 – кубовый остаток; 6 – испаритель кубового остатка

Ректификация - это процесс многократного испарения и конденсации, в ходе которого исходная смесь разделяется на 2 или более компонентов, и паровая фаза насыщается легколетучим (низкокипящим) компонентом, а жидкая часть смеси насыщается тяжело-летучим (высококипящим) компонентом. Исходная смесь, нагретая до температуры

питания в паровой, парожидкостной или жидкой фазе, поступает в колонну 1 в качестве питания 2. Пары 3 поднимаются в верхнюю часть колонны, охлаждаются, конденсируются в холодильнике-конденсаторе и подаются обратно на верхнюю тарелку колонны в качестве орошения (флегма) 4. Отношение количества возвращаемой в колонну флегмы и количества отводимого дистиллята называется флегмовым числом [218,249]. Таким образом, в верхней части колонны (укрепляющей) противотоком вверх движутся пары и вниз стекает жидкость. Стекая вниз по тарелкам, жидкость обогащается высококипящими компонентами, а пары обогащаются низкокипящими компонентами. Продукт, отводимый с верха колонны и обогащенный легкокипящим компонентом, называют дистиллятом. Для создания восходящего потока паров в кубовой (нижней) части ректификационной колонны часть кубовой жидкости 5 направляют в теплообменник 6, образовавшиеся пары подают обратно под нижнюю тарелку колонны. В случае, если разгоняемый продукт состоит из двух компонентов, конечными продуктами являются дистиллят, выходящий из верхней части колонны, и кубовый остаток, вытекающий из нижней части колонны.

Для моделирования тепломассообмена в системах с многокомпонентным теплоносителем предложен новый вероятностный подход, суть которого заключается в следующем. Для описания процесса ректификации в ступени предлагается использовать вероятностную оценку [131,253] попадания фракции определенной температуры кипения в дистиллят. Считается, что в стационарном режиме фракционные потоки между ступенями стабилизируются, поэтому из ступени в виде пара отводится фиксированная доля каждого компонента. В качестве основной характеристики разделения в ступени предлагается использовать кривую разделения или функцию разделения ректификации $\varphi(\theta)$, значение которой для фракции с температурой кипения θ показывает вероятность ее попадания в дистиллят. Очевидно, что значение этой доли будет зависеть от той температуры, которая установилась в ступени, с одной стороны, и значения температуры кипения фракции, с другой. Для аппроксимации кривой разделения ректификации $\varphi(\theta)$ воспользуемся известным видом S-образной зависимости [240], которая удовлетворяет граничным значениям вероятностей: при нулевых значениях температуры вероятность приближается к единице, а при увеличении значений температуры – к нулю:

$$\varphi(\theta) = \frac{1}{1 + (\theta/\theta_0)^{k_s}}, \quad (4.16)$$

где θ_0 – граничное или медианное значение температуры, при которой вероятность фракции перейти в дистиллят равна 0,5; k_S – параметр эффективности или острота разделения, которая характеризует качество разделения.

Основные расчетные формулы процесса ректификации для одной ступени по аналогии с процессом разделения продуктов при классификации принимают вид [131]:

$$f_3(\theta) = \frac{f_1(\theta) \cdot \varphi(\theta)}{\bar{\varphi}}, \quad (4.17)$$

$$f_2(\theta) = \frac{f_1(\theta) \cdot (1 - \varphi(\theta))}{1 - \bar{\varphi}}, \quad (4.18)$$

$$\bar{\varphi} = \int_0^{\theta_{max}} f_1(\theta) \cdot \varphi(\theta) d\theta, \quad (4.19)$$

где $f_1(\theta)$ – фракционный состав питания; $f_3(\theta)$ – фракционный состав дистиллята; $f_2(\theta)$ – фракционный состав остатка; $\bar{\varphi}$ – доля исходного продукта ступени, перешедшего в дистиллят. Расчетные зависимости (4.17)–(4.18) для ступени ректификации для конечного числа фракций записываются в матричном виде следующим образом [126]:

$$f_3 = C \cdot f_1, \quad (4.20)$$

$$f_2 = (I - C) \cdot f_1, \quad (4.21)$$

где f_1, f_2, f_3 – матрицы размера $m \times 1$ фракционного состава питания ступени, остатка и дистиллята соответственно; C – диагональная матрица размера $m \times m$, на главной диагонали которой находятся вероятности попадания соответствующих фракций в дистиллят. Матрица C определяется через кривую разделения (4.16) согласно выражению

$$C = \begin{bmatrix} \varphi(\theta_1) & \dots & 0 \\ \dots & \varphi(\theta_j) & \dots \\ 0 & \dots & \varphi(\theta_m) \end{bmatrix}. \quad (4.22)$$

Ректификационная колонна в промышленных технологических установках собирается из большого числа ступеней (тарелок) [249]. Для многоступенчатых систем разработаны формальные правила составления матричных расчетных зависимостей. Считается, что для каждой ступени кривые разделения ректификации известны и могут быть аппроксимированы выражением (4.16). Для вывода расчетных зависимостей рассмотрим наиболее общую структуру системы ректификации, которая представлена на рисунке 4.4. Пусть система состоит из n элементов (ступеней), в которых происходит испарение и

конденсация фракций нефти. В каждом элементе схемы происходит преобразование входного фракционного состава f в выходной f' , связь между которыми определяется уравнениями (4.20)-(4.21). В обобщенном матричном виде эти уравнения удобнее записать как $f'=P \cdot f$, где P – квадратная матрица размера $m \times m$, вид которой для перехода в дистиллят и остаток определяется соответственно матрицам C и $I-C$.

Математическое описание системы произвольной структуры строится на основании материальных фракционных балансов для i -го элемента согласно расчетной схеме, представленной на рисунке 4.4.

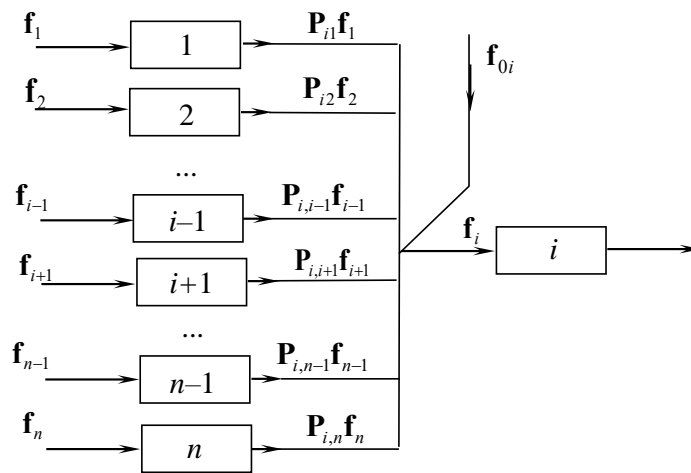


Рисунок 4.4. Составление баланса материальных потоков на входе i -го элемента системы ректификации

В общем случае на вход i -го элемента могут поступать массопотоки из остальных элементов и внешние потоки с известным фракционным составом f_{0i} . Уравнение материального баланса для узла смешения на входе в i -й элемент системы ректификации имеет вид (4.4)-(4.6).

Матрица K для системы ректификации может быть построена на основе универсального алгоритма для всех возможных вариантов схем, содержащих ступени ректификации, узлы питания и вывода готового продукта. Алгоритм с учетом специфики представленных процессов сводится к следующим правилам построения матрицы K .

1. Матрица K – квадратная блочная матрица размером $n \times n$ блоков или $(mn) \times (nm)$ элементов, на главной диагонали которой размещены единичные матрицы со знаком минус.

2. Каждый столбец матрицы соответствует элементу (ступени) системы.

3. Если рассматриваемый элемент – ступень ректификации, то в его столбце размещается диагональная матрица C в строке, соответствующей элементу, в который подают дистиллят, и матрица $(I-C)$ в строке, соответствующей элементу, в который подают остаток. Все остальные элементы столбца – нулевые.

4. Если материал из какого-либо элемента полностью покидает систему, то матрица схемы не содержит матрицы этого элемента.

5. В матричном уравнении векторы фракционных составов питания f_{0i} размещаются в строках блочной матрицы F_0 , соответствующих номерам элементов, в которые подается сырье. Если в i -ый элемент сырье не подается, то в i -ой строке матрицы F_0 размещается нулевой вектор.

Построив матрицу K и решив уравнение (4.9), можно рассчитать фракционный состав продукта перед любым элементом схемы.

В качестве демонстрационного примера рассматривается расчет технологической системы ректификационной колонны, представленной на рисунке 4.3. С учетом структуры потоков в ректификационной колонне, представленной на рисунке 4.3,б, составляется ее расчетная схема, приведенная на рисунке 4.3,в. Ряд тарелок могут объединяться в одну ступень, которая моделируется одной кривой разделения. Число ступеней в расчетном примере равно трем ($n=3$), число контролируемых фракций 17 ($m=17$). Фракционный состав (ИТК) питания колонны приведен в таблице 4.2 [247]. Значения параметров кривой разделения (4.16) для трех ступеней в расчетном примере выбираются следующим образом: $\theta_{01}=463$; $\theta_{02}=438$; $\theta_{03}=300$ °К, $k_{s1} = k_{s2} = k_{s3} = 30$.

В ходе расчетного анализа определялись фракционные составы и массопотоки продуктов на выходе колонны.

Для рассматриваемого примера матрица K , составленная по разработанным правилам, представляется блочной матрицей размером 3×3 или обычной матрицей размером 51×51 элементов:

$$K = \begin{pmatrix} -I & I - C_2 & 0 \\ C_1 & -I & I - C_3 \\ 0 & C_2 & -I \end{pmatrix}. \quad (4.23)$$

Для проведения расчетных исследований согласно модели (4.9), (4.23) разработаны алгоритм и компьютерная программа для его реализации. Результаты расчетного анализа, проведенного в рамках предложенной модели, представлены на рисунке 4.5 в виде

дифференциальных фракционных составов питания (график 1) и дистиллята (график 2). Массовая доля дистиллята на выходе из колонны составила 0,5442, при этом доля нормируемой целевой фракции в дистилляте, выкипающей в интервале температур 303-411°К, составила 0,998.

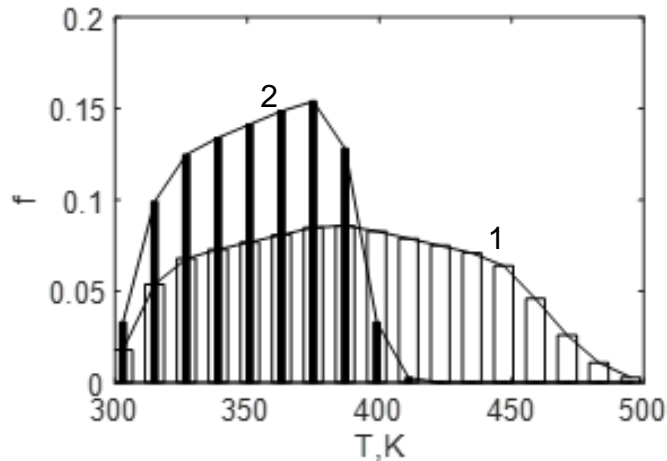


Рисунок 4.5. Результаты расчетного анализа ректификационной колонны, представленные в виде фракционного состава питания (1) и дистиллята (2)

Анализ показывает, что полученные результаты, представленные на рисунке 4.5, достоверно [247] описывают процесс ректификации для многоступенчатой установки.

Следует отметить, что модель позволяет исследовать ректификационные процессы в многопоточных многоступенчатых установках, варьируя число ступеней, значения температуры в них, эффективность разделения в каждой ступени. Предложенный подход позволяет решать задачи по оптимальному распределению температур по тарелкам за счет рециркуляции конденсата выделенных фракций. Предложенный подход также позволяет выбирать число ступеней и структуру потоков между ними, для получения заданного числа товарных фракций с допустимой концентрацией примесей. В качестве ограничения предложенного подхода следует отметить необходимость предварительного определения кривых разделения ступеней, для нахождения которых требуется проведение дополнительных расчетно-экспериментальных исследований.

Применение методологии матричной формализации позволило в рамках единого подхода проводить расчетный анализ многопоточных многоступенчатых и многокомпонентные систем с целью определения условий их эффективного функционирования.

4.4. Оптимизация структуры и режима работы сложных теплообменных систем с многокомпонентными теплоносителями

Для проведения расчетных исследований при поиске эффективных решений требуются адекватные модели и методы расчета технологических систем. Известны подходы к моделированию теплообмена в многоступенчатых аппаратах с многокомпонентными теплоносителями, на основе которых могут выполняться поверочные расчеты сложных систем. Однако наряду с проведением поверочного расчета часто возникает необходимость проведения проектных расчетов, в ходе которых решаются задачи повышения эффективности функционирования таких систем. Постановка оптимизационных задач выбора оптимальной структуры и режима работы теплообменных установок и их использование при выполнении проектных расчетов является актуальной задачей, стоящей перед энергетикой и смежными отраслями промышленности. Для моделирования теплообменных систем используются рассмотренные ранее матричные уравнения баланса массы и энергии, для решения оптимизационных задач применяются методы математического программирования. В рамках ранее разработанной модели теплообмена в многоступенчатых теплообменных аппаратах с многокомпонентными теплоносителями сформулирована и решена задача оптимизации структуры и режима работы теплообменных систем для теплоносителей, состоящих из смеси компонентов с разной температурой кипения. Представлено решение данной задачи, позволяющее оценить эффективность технологической системы по выбранной целевой функции.

Объектом предлагаемого исследования являются многопоточные многоступенчатые системы теплообмена (код *n.k.m.1* на рисунке 1.6) [194, 204, 214, 251, 283, 288]. В качестве предмета исследования рассматривается постановка и решение задач оптимизации многоступенчатых теплообменных систем, в которых в качестве одного из теплоносителей используется смесь компонентов с разными температурами кипения [218, 219, 288].

Целью предлагаемого исследования является повышение эффективности проектирования и функционирования многопоточных многоступенчатых систем, где один из теплоносителей является смесью компонентов с разными температурами кипения.

Для достижения поставленной цели решаются следующие задачи:

- постановка задачи оптимизации процессов тепломассообмена в системе многоступенчатых теплообменных аппаратов, один из теплоносителей в которой представлен многокомпонентной смесью;
- решение оптимизационной задачи для многоступенчатой системы тепломассообмена, один из теплоносителей которой представлен смесью компонентов с разными температурами кипения.

При постановке оптимизационных задач и анализе их решения используется следующая терминология [288], подробно представленная в главе 1. При классификации систем, представленных на рисунке 1.6, по числу ступеней выделяются одноступенчатые и многоступенчатые системы. К многоступенчатым относятся системы, которые включают две и более ступеней. По числу компонентов выделяются однокомпонентные и многокомпонентные системы. К многокомпонентным системам относятся системы, в которых в качестве одного из теплоносителей рассматривается смесь компонентов с разными температурами кипения. По числу потоков теплоносителей системы подразделяются на однопоточные, двухпоточные и многопоточные. Основное внимание в данном случае уделяется исследованию многокомпонентных и многоступенчатых тепломассообменных систем.

В разделе 4.3 разработан подход к моделированию тепломассообмена в многоступенчатых теплообменных аппаратах с многокомпонентными теплоносителями. В данном разделе предлагается постановка и решение оптимизационных задач на основе разработанных математических моделей.

В общем виде задача выбора оптимальных технологических систем может быть сформулирована следующим образом [194,243]. Обозначим через α –вектор известных параметров, x –искомый вектор решений как совокупность искомых параметров, W –целевую функцию или показатель эффективности решения, u – управление (регулирование) процессом. При заданном комплексе условий α найти такое решение $x=x^*$, которое при управлении процессом u обеспечивает экстремальное значение показателя эффективности W . Математическая запись постановки оптимизационной задачи представляется в виде

$$W = W(\alpha, x, u) \Rightarrow \max_x .$$

Для исследуемых тепломассообменных систем общая формулировка задачи конкретизируется следующим образом. В качестве целевой функции предлагается использовать

суммарную экономическую эффективность функционирования системы, которая определяется суммой произведений производительности системы по i -му готовому продукту B_i на его стоимостной показатель c_i :

$$W = \sum_i c_i \cdot B_i(\alpha, \mathbf{x}, \mathbf{u}) \Rightarrow \max_{\mathbf{x}}. \quad (4.24)$$

В качестве искомого вектора решений предлагается набор параметров, который однозначно определяет структуру системы и режим ее работы. Искомый вектор \mathbf{x} представляется как совокупность двух векторов $\mathbf{x} = [\mathbf{x}_1 \quad \mathbf{x}_2]$, первый из которых \mathbf{x}_1 определяет структуру системы, а второй \mathbf{x}_2 – режим ее работы. Предложенная запись означает объединение компонентов вектора \mathbf{x}_1 и компонентов вектора \mathbf{x}_2 . В вектор \mathbf{x} , при этом число компонентов (проекций) искомого вектора \mathbf{x} , определяется суммой числа проекций векторов \mathbf{x}_1 и \mathbf{x}_2 . При анализе только структуры системы фиксируются режимные параметры ($\mathbf{x}_2 = \text{const}$), а при оптимизации только режима фиксируется набор параметров, определяющий структуру системы ($\mathbf{x}_1 = \text{const}$). Такое представление вектора искомых параметров позволяет решение сложной задачи одновременной оптимизации режима и структуры разбить на последовательное решение двух более простых задач: структурной и режимной оптимизации.

Без ущерба для общности подхода к постановке оптимизационной задачи дальнейший анализ будем проводить на примере систем ректификации нефти [218, 219, 247, 248, 249, 288]. Принцип действия и схема потоков в ректификационных колоннах представлены в разделе 4.3 и на рисунке 4.6,а. Если исходный продукт состоит из двух компонентов, конечными продуктами являются дистиллят и кубовый остаток. Для многокомпонентных смесей обычно используются несколько ректификационных колонок. Такая система для выделения трех продуктов, состоящая из двух колонок, приведена на рисунке 4.6,в.

Для описания набора искомых параметров, определяющих структуру системы, предлагается использовать код, который с помощью специально разработанной системы кодификации [194,126] позволяет однозначно определить структуру системы. При этом искомый вектор параметров структуры системы \mathbf{x}_1 записывается в виде этого кода.

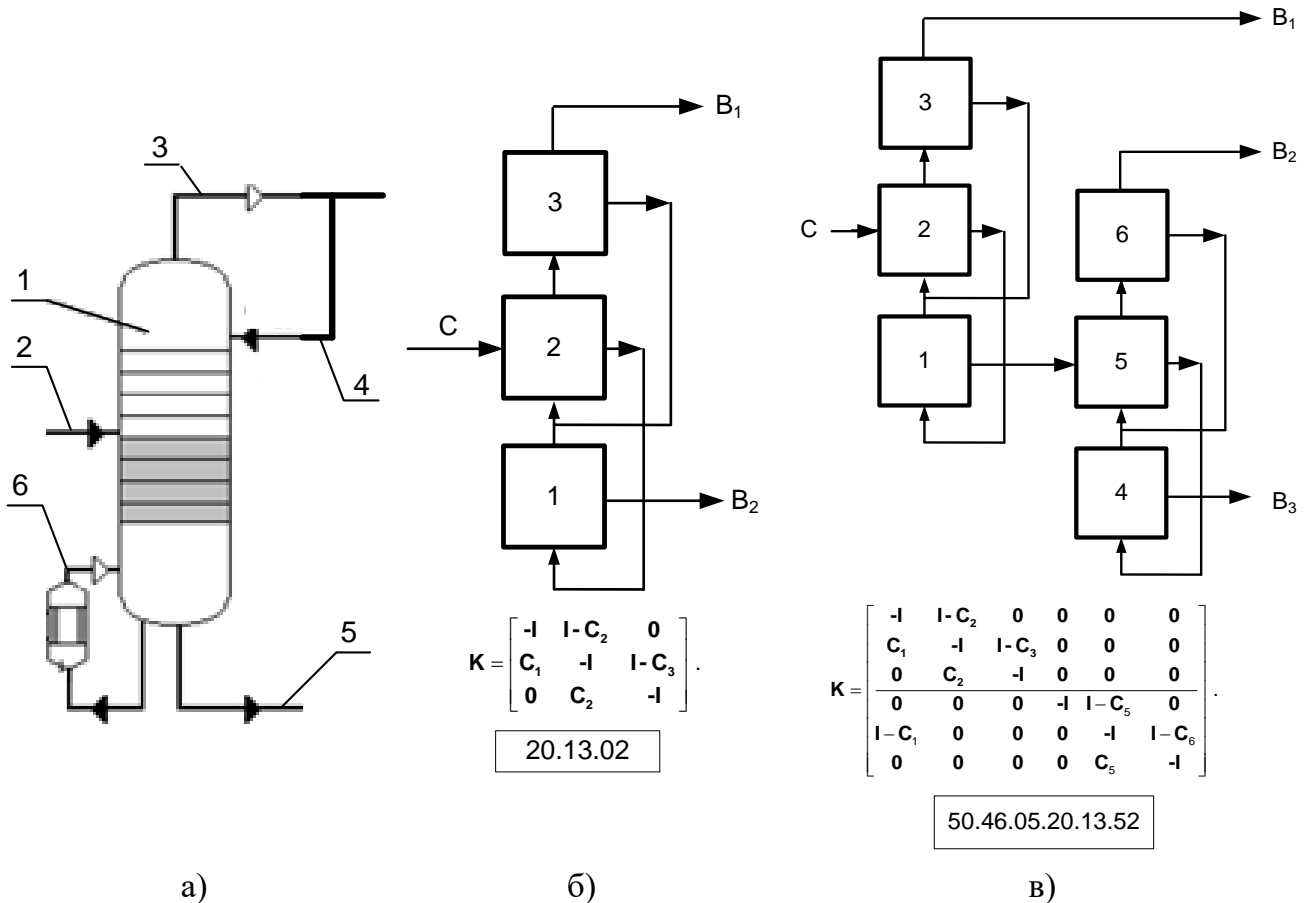


Рисунок 4.6. Ректификационная колонна (а), расчетная схема модели одной колонны (б), расчетная схема системы из двух колонок (в): 1–ректификационная колонна; 2 – исходная смесь (питание); 3 – дистиллят; 4 – флегма; 5 – кубовый остаток; 6 – испаритель кубового остатка. Обозначения: C – подача сырья, V_i – выход i -го готового продукта

Система кодификации представлена следующими правилами, которые позволяют для любой структуры технологической схемы однозначно сформировать код, а по коду восстановить структуру системы:

1. Система разбивается на подсистемы или ступени, каждой из которых присваивается номер. Каждая ступень имеет один вход и два выхода: дистиллят и кубовый остаток. При числе выходящих потоков более двух, ступень дополнительно разбивается на более мелкие фрагменты таким образом, чтобы число выходных потоков было равно двум. Любой выход ступени может направляться на вход любой другой ступени или покидать систему.

2. Код состоит из ячеек, разделенных знаками (например, точками). Каждая ячейка соответствует предварительно пронумерованным элементам схемы; возрастание номера ступени в коде идет справа налево. Код структуры записывается набором цифр.

3. В ячейке для каждой ступени размещается два числа: справа – номер элемента, в который уходит поток низкокипящей фракции (дистиллята), слева – номер элемента, в который уходит поток высококипящей фракции (кубового остатка) ступени.

4. Если после какого-либо элемента один или несколько потоков покидают схему, то в соответствующем месте кода ставится нуль.

Расчетная схема для одной ректификационной колонны, представленной тремя ступенями, и код ее структуры, построенный по разработанным правилам кодификации, приведены на рисунке 4.6,б. Код системы из трех ступеней состоит из 6 цифр, разделенных попарно точками: две правые цифры относятся к первой, две средние – ко второй и две левые – к третьей ступени расчетной схемы. Правая цифра каждой пары показывает номер ступени, в которую направляется после текущей ступени низкокипящая фракция (дистиллят), а вторая – высококипящая фракция (кубовый остаток). Следует отметить, что в модели каждая ступень может соответствовать отдельной тарелке колонны, а можно несколько тарелок объединить в одну расчетную ступень. Увеличение числа ступеней усложняет расчет, но позволяет получить более подробные данные о процессе ректификации.

При разделении сырья на три и более продукта используются системы из нескольких колонок. Расчетная схема системы из двух ректификационных колонок приведена на рисунке 4.6,в. Согласно этой схеме из первой колонны дистиллят сразу выделяется в готовый продукт V_1 , а кубовый остаток подается на вход второй колонны, на выходе которой получается еще два готовых продукта V_2 и V_3 . Расчетная схема системы включает шесть ступеней, а ее код – двенадцать цифр, который также представлен на рисунке. При увеличении числа ступеней более десяти, цифры заменяются на числа или буквы с сохранением принципов построения кода.

Предложенный подход позволяет однозначно кодировать любую структуру технологической схемы и автоматизировать процедуру составления ее матричной математической модели [288].

Для описания вектора искомых режимных параметров системы (x_2) используются параметры модели, разработанной в рамках матричной формализации [288]. Основные положения модели, необходимые для понимания постановки и решения оптимизационной задачи, представлены разделах 4.1-4.3.

Для расчета фракционных составов продуктов в любой точке системы из n ступеней при анализе m фракций нефтепродуктов используется матричная модель (4.7), в которой

$$\mathbf{K} = \begin{pmatrix} -\mathbf{I} & \mathbf{C}_{12} & \mathbf{C}_{13} & \dots & \mathbf{C}_{1n} \\ \mathbf{C}_{21} & -\mathbf{I} & \mathbf{C}_{23} & \dots & \mathbf{C}_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \mathbf{C}_{n1} & \mathbf{C}_{n2} & \mathbf{C}_{n3} & \dots & -\mathbf{I} \end{pmatrix}. \quad (4.25)$$

Вид матрицы \mathbf{K} , ранее рассмотренной в разделе 4.1, для двух анализируемых систем представлен на рисунке 4.6 под соответствующими расчетными схемами. Сама матрица \mathbf{K} может быть построена согласно универсальному алгоритму для всех возможных вариантов схем, содержащих ступени ректификации, узлы питания и вывода готового продукта (см. раздел 4.3).

Вектор \mathbf{x}_2 режимных параметров оптимизации предлагается в рамках рассматриваемой матричной модели представить распределением температур θ_0 по ступеням

$$\mathbf{x}_2 = [\theta_{01} \quad \theta_{02} \quad \dots \quad \theta_{0n}]. \quad (4.26)$$

Уравнения (4.7), (4.11), (4.16), (4.22), (4.24), (4.25), (4.26) представляют математическую формулировку оптимизационной задачи систем многоступенчатых теплообменных аппаратов, один из теплоносителей в которой представлен многокомпонентной смесью.

Алгоритм и результаты решения сформулированной задачи рассматриваются более подробно для системы, состоящей из двух ректификационных колонок, представленной на рисунке 4.6,в. Число ступеней в расчетном примере равно шести ($n=6$), число контролируемых фракций семнадцати ($m=17$).

В ходе решения задачи для выбранной структуры ($\mathbf{x}_1 = \text{const}$) необходимо определить вектор режимных параметров ($\mathbf{x}_2 = \mathbf{x}_2^*$), которому соответствует максимальное значение целевой функции (4.24). В качестве искоемых режимных параметров рассматривается распределение температур (4.26) по шести ступеням. Эффективность разделения для каждой ступени системы принимается одинаковой: $k_{si} = 30$.

Сформулированная оптимизационная задача (4.24) решается численно методом Монте-Карло (ММК) [241, 242, 243, 254] согласно следующему алгоритму:

1. Случайным образом генерируется вектор искоемых решений, каждое значение которого выбирается в заданном диапазоне технологических ограничений.
2. Согласно (4.9) рассчитываются фракционные составы, доли и производительности по готовым продуктам. Проводится проверка выполнения технологических

требований по готовым продуктам. Если ограничения не выполняются, то сгенерированный вариант бракуется и в дальнейшем анализе не участвует.

3. Согласно (4.24) определяется значение целевой функции оптимизации, которое сравнивается с максимальным значением. При расчете целевой функции считается, что ценность первого, второго и третьего продуктов в условных единицах составляет: $c_1=3$; $c_2=2$; $c_3=1$.

4. Если текущее значение целевой функции оказывается больше максимального, то максимальное значение обновляется.

5. Пункты 1,2,3,4 выполняются заданное число раз или до достижения заданного значения целевой функции.

Для численного решения оптимизационной задачи (4.7), (4.11), (4.16), (4.22), (4.24), (4.25), (4.26) по предложенному алгоритму разработана компьютерная программа для его реализации. Результаты расчетного анализа приведены на рисунках 4.7 и 4.8.

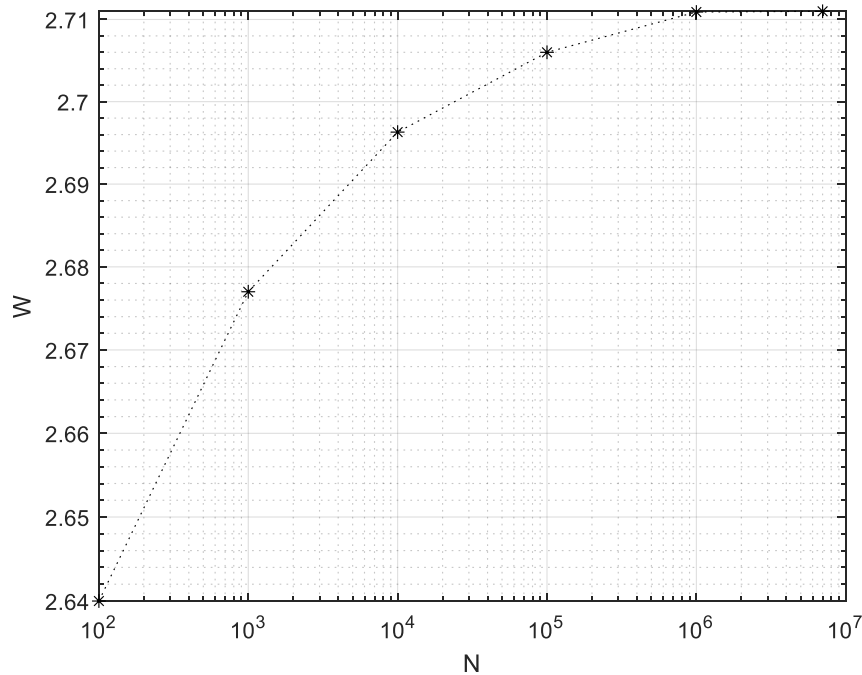


Рисунок 4.7. Зависимость максимального значения целевой функции оптимизации от числа генераций вектора решения N

На стадии предварительных исследований проверялась сходимость метода к оптимальному решению. На рисунке 4.7 показана зависимость максимального значения целевой функции от числа генераций N , которое варьировалось в ходе численных экспериментов от 10^2 до $7 \cdot 10^6$. Приведенная зависимость показывает, что при числе генераций порядка 10^6 значение целевой функции стабилизируется.

Найденное оптимальное решение представлено на рисунке 4.8 в виде фракционных составов трех целевых продуктов, которым соответствует максимальное значение целевой функции $W_{max}=2,7110$.

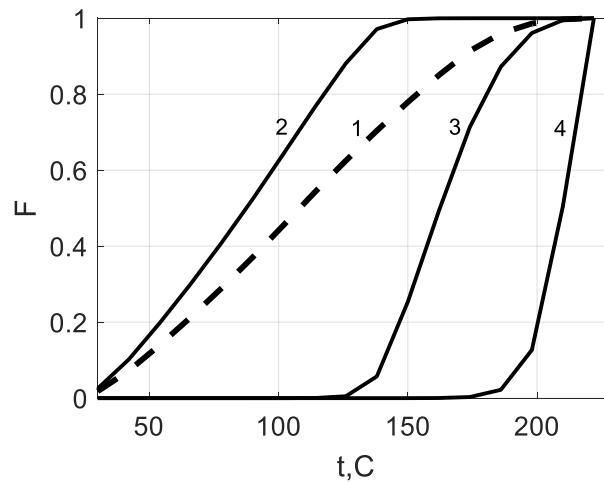


Рисунок 4.8. Результаты решения оптимизационной задачи в виде фракционного состава питания (1) и фракционных составов дистиллята первой колонны (2), дистиллята второй колонны (3) и кубового остатка второй колонны (4)

Производительности по готовым продуктам в долях от производительности исходного питания составили: $B_1=0,7101$; $B_2=0,2829$; $B_3=0,007$. При этом вектор оптимального распределения температур по ступеням имеет вид:

$$x_2^* = [214,24 \quad 188,80 \quad 51,60 \quad 323,97 \quad 229,76 \quad 149,66], ^\circ\text{C}.$$

Анализ показывает, что полученные результаты, представленные на рисунке 4.8, достоверно описывают процесс ректификации для многоступенчатой установки. Первый готовый продукт (B_1) по фракционному составу (кривая 2) соответствует бензиновой фракции, которая выкипает в пределах 40-150 $^\circ\text{C}$, используется как компонент товарного автомобильного бензина. Вторым продуктом (B_2) – керосиновая фракция (кривая 3), которая выкипает в пределах 140-220 $^\circ\text{C}$, используется как топливо для реактивных и тракторных карбюраторных двигателей. Третий продукт (B_3) близок по своим характеристикам к дизельной фракции (кривая 4) (лёгкий или атмосферный газойль, соляровый дистиллят), которая выкипает в пределах 180-220 $^\circ\text{C}$, используется как топливо.

В качестве ограничений предложенного подхода следует отметить необходимость проведения дополнительных исследований, направленных на практическую реализацию оптимальных решений и на предварительное определение кривых разделения для отдельных тарелок или некоторой их совокупности.

В рамках проведенных исследований сформулирована задача оптимизации процессов тепломассообмена в системе многоступенчатых теплообменных аппаратов, один из теплоносителей в которой представлен многокомпонентной смесью; получено ее решение для системы из двух ректификационных колонок, проведен анализ полученных результатов. Представленный подход позволяет исследовать и оптимизировать многопоточные многоступенчатые установки, варьируя число ступеней, распределение значений температур по ступеням. Полученные результаты могут быть использованы в энергетической [194, 256], химической и пищевой [218, 249, 252] отраслях промышленности для повышения эффективности ресурсо- и энергосберегающих технологий и получения товарных продуктов с допустимым содержанием примесей.

4.5. Выводы по четвертой главе

1. В рамках проведенных исследований использованы экспериментальные результаты классификации смеси разнородных компонентов на лабораторной установке (см. раздел 5.4), на основе которых проведена идентификация и проверка адекватности двух моделей. Сопоставление результатов проверки адекватности моделей показало, что модель с определением параметров идентификации для каждого компонента при достаточной простоте вычислений позволяет достоверно описывать фракционирование и формирование массопотоков в многоступенчатой системе классификации для смеси разнородных компонентов. Представленные экспериментальные результаты и расчетная модель могут применяться для постановки и решения оптимизационных задач фракционирования дисперсных материалов и повышения эффективности протекания процесса в классифицирующих системах. Полученные результаты могут быть также использованы в энергетической, химической и других отраслях промышленности для повышения эффективности ресурсо- и энергосберегающих технологий при получении продуктов с допустимым содержанием примесей.

2. Применение методологии матричной формализации позволяет в рамках единого подхода проводить расчетный анализ многопоточных многоступенчатых и многокомпонентных систем с целью определения условий их эффективного функционирования.

3. В рамках проведенных исследований сформулирована задача оптимизации процессов тепломассообмена в системе многоступенчатых теплообменных аппаратов, один

из теплоносителей в которой представлен многокомпонентной смесью; получено ее решение для системы из двух ректификационных колонок, проведен анализ полученных результатов. Представленный подход позволяет исследовать и оптимизировать многоступенчатые установки, варьируя число ступеней, распределение значений температур по ступеням.

Материалы главы 4 опубликованы в работах [301, 288, 290, 291, 304, 305, 335, 336].

ГЛАВА 5. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ МНОГОКОМПОНЕНТНЫХ МНОГОПОТОЧНЫХ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СИСТЕМ

В пятой главе представлены результаты экспериментальных исследований тепло-массообменных систем, полученные с целью проведения идентификации, проверки адекватности и разработки эмпирического обеспечения предложенных моделей. Данные исследования проводились на конденсационных водогрейных котлах, паротурбинных установках и лабораторных классификаторах для разделения многокомпонентных смесей.

5.1. Экспериментальные исследования конденсационных котлов

В качестве одного из направлений проведения экспериментальных исследований и практической реализации результатов работы решается задача разработки и идентификации модели МММС выделения влаги и тепловой энергии из дымовых газов энергетических и теплофикационных котлов, работающих в конденсационном режиме.

Экспериментальные данные получены в ходе режимно-наладочных испытаний конденсационных котлов.

5.1.1. Краткая характеристика оборудования

В 2020 году ООО «Нижегородтеплогаз» произвело техническое перевооружение квартальной котельной № 27 в городе Дзержинск Нижегородской области. Был произведен демонтаж существующих газовых котлов устаревшей модификации НР-18м со средним КПД 85% и монтаж трех газовых конденсационных котлов GEFENMB 3.1-1000 и одного котла MB 3.1-530 с полной заменой технологической схемы и вспомогательного оборудования котельной.

Технологическая схема котельной предусматривает разделение котлового и сетевого контуров через пластинчатые теплообменники с регулированием отпуска тепловой энергии по температурному графику 95/70°C (датчик температуры в подающем трубопроводе сетевой воды) за счет изменения мощности и количества включенных котлов.

Технико-экономические характеристики котлов на высоком уровне: номинальная мощность достигнута, фактическое значение КПД «брутто» котлов за прошедший период отопительного сезона составил 99,8%. Особенностью данных котлов является использование энергии, выделяющейся при конденсации водяного пара из уходящих газов. При температуре точки росы 56°C происходит конденсация водяного пара. При этом

выделяется дополнительная энергия, ранее затраченная на испарение воды, которая образуется при сгорании в котле газообразного топлива. Максимально эффективно котлы данной модификации работают при пониженных температурах теплоносителя. Работа в стандартных температурных режимах допускается, однако КПД установки при работе в таком режиме ниже.

5.1.2. Программа проведения испытаний водогрейных котлов

Цель испытаний – идентификация модели, построение режимных карт и повышение эффективности использования топлива (достижение максимально возможного КПД котла в рабочем диапазоне тепловых нагрузок).

Объем выполняемых работ

1. Подготовительные работы:

1.1. Ознакомление с технической документацией, схемами и руководствами по эксплуатации котла, вспомогательного оборудования и оборудования КИП и А, автоматик безопасности и регулирования;

1.2. Наружный осмотр котла, вспомогательного оборудования и оборудования КИП и А;

1.3. Внутренний осмотр котла (при возможности и необходимости);

1.4. Проверка исправности и корректной работы автоматики безопасности;

1.5. Определение необходимости внутреннего осмотра котла для выявления и устранения причин отклонений в режимах работы;

1.6. Разработка задания на устранение дефектов в работе котла;

1.7. Проверка качества выполненных работ по выданному заданию.

2. Проведение режимно-наладочных экспериментальных испытаний при различных нагрузках:

2.1. Минимальная нагрузка;

2.2. Максимальная нагрузка;

2.3. Промежуточная нагрузка.

3. Анализ и обработка материалов по проведенным работам (расчетные исследования, составление таблиц, режимных карт, графиков);

4. Разработка организационно-технических мероприятий, направленных на повышение эффективности работы котла, вспомогательного оборудования и оборудования КИП и А;

5. Составление отчета о проведенных режимно-наладочных испытаниях:

5.1. Режимных карт котла;

5.2. Графиков режимов;

5.3. Режимной карты автоматики безопасности;

5.4. Рекомендации о рациональной загрузке оборудования котла;

5.5. Рекомендации о техническом обслуживании оборудования, КИП и А;

5.6. Расчет средневзвешенного КПД котла и норм расхода топлива на выработанную теплоэнергию.

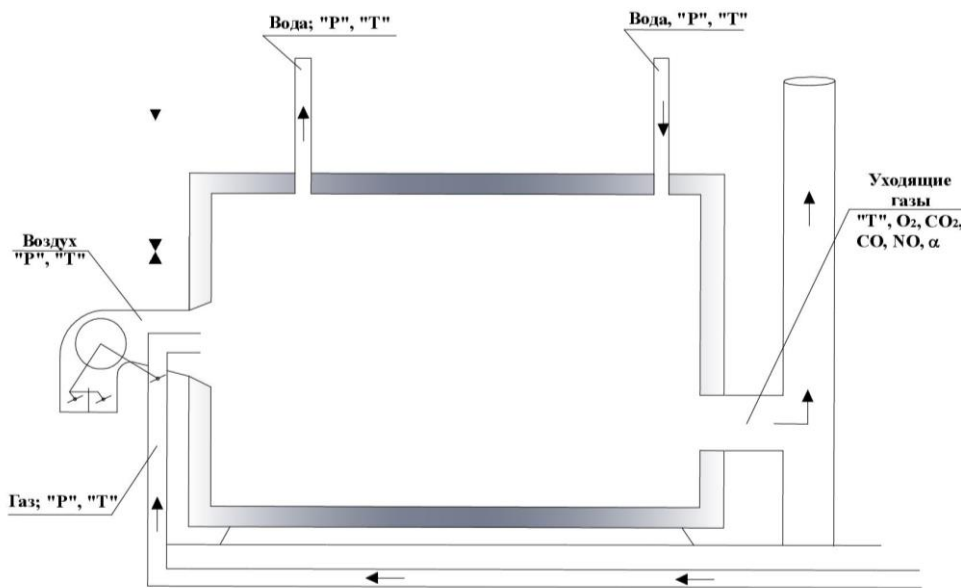


Рисунок 5.1. Схема расположения точек замеров при испытании котлов

Контролируемые параметры:

- температура котловой воды (погружной датчик температуры);
- минимальное давление теплоносителя (реле минимального давления);
- максимальное давление теплоносителя (реле максимального давления);
- заполнение котлового блока водой (ограничитель уровня воды);
- температура уходящих газов (датчик температуры уходящих газов);
- значение рН конденсата (реле контроля значения рН);
- уровень конденсата в устройстве нейтрализации (датчик контроля уровня);
- максимальная температура теплоносителя в котловом блоке (термостат);
- превышение максимально допустимой температуры теплоносителя в котловом блоке (защитный ограничитель температуры).

Характеристики приборов учета приведены в таблицах 5.1, 5.2.

Штатные приборы, применяемые при испытаниях

№ п/п	Измеряемый параметр	Тип прибора	Единица измерения	Предел измерения	Класс точности
Топливо					
1	Расход природного газа	Счетчик газа ротационный RVGG100	м ³ /ч	3-160	-
2	Давление природного газа перед регулятором	Манометр WIKA	бар	0 – 4,0	1,5
3	Давление природного газа перед котлом	Манометр G1/4	мбар	0 - 400	1,5
Вода					
4	Расход воды	Расходомер счетчик электромагнитный Ду65	м ³ /ч	-	-
5	Давление воды перед котлом	Манометр технический МЕТЕР	бар	0 – 10,0	1,5
6	Давление воды после котла	Манометр технический МЕТЕР	бар	0 – 10,0	1,5
7	Температура воды перед котлом	Термометр биметаллический МЕТЕР	°С	0 - 120	2,5
8	Температура воды после котла	Термометр биметаллический МЕТЕР	°С	0 - 120	2,5
Уходящие газы					
9	Температура уходящих газов	Биметаллический термометр Viessmann	°С	0 - 300	1,5

Таблица 5.2

Дополнительные переносные приборы, применяемые при испытаниях

№ п/п	Измеряемые параметры, условные обозначения	Тип прибора	Предел измерения	Класс точности	
		Газоанализатор			
1	Состав дымовых газов за котлом:	O ₂	ДАГ 510	(0 ÷ 21)%	0,5
		CO	ДАГ 510	(0 ÷ 40000) ppm	0,5
		CO ₂	ДАГ 510	Не нормирован	
		NO	ДАГ 510	(0 ÷ 2000) ppm	0,5
		NO ₂	ДАГ 510	(0 ÷ 400) ppm	0,5
		SO ₂	ДАГ 510	(0 ÷ 2000) ppm	0,5
		NO _x	ДАГ 510	Не нормирован	
2	Температура дымовых газов	ДАГ 510	-20 ÷ +800 °С	0,5	
3	Температура воздуха на горение	ДАГ 510	-20 ÷ +800 °С	0,5	
4	Коэффициент избытка воздуха, α	ДАГ 510	Не нормирован		
5	Потери тепла с уходящими газами, q ₂	ДАГ 510	Не нормирован		
6	Потери тепла от химической неполноты сгорания топлива, q ₃	ДАГ 510	Не нормирован		

Объем и организация измерений

Измерения, проводимые при испытаниях котлов, определяют следующие показатели: минимальную и максимальную производительность горелочных устройств, а также

расходные характеристики горелок во всем диапазоне регулирования их тепловой мощности, оптимальные коэффициенты избытка воздуха, потери теплоты и удельный расход топлива на выработку 1 Гкал тепла.

Проведение испытаний

Испытания проводятся в определенной последовательности: сначала производится тарировка сечений газоходов и воздухопроводов для правильной работы измерительных устройств, затем определяются присосы воздуха в топку. После чего проводятся прикидочные опыты для определения оптимального коэффициента избытка воздуха и проводятся балансовые испытания при оптимальных режимных условиях.

Прикидочные опыты

Целью прикидочных опытов является обработка условий наиболее экономичного сжигания топлива при различной нагрузке на горелке (Таблица 5.3).

Таблица 5.3

Продолжительность опытов

Длительность опыта	1,0-1,5 ч
Время между опытами при изменении давления (расхода) топлива на горелке для измерения состава уходящих газов	30 мин
Время между опытами при изменении нагрузки	1,0 ч
Время между отчетами по приборам	5-10 мин

По данным прикидочных опытов были проведены балансовые испытания. Балансовые испытания проводятся с целью определения:

- экономических показателей работы горелки и котла в целом;
- причин превышения потерь теплоты над расчетными значениями с выдачей рекомендаций по их уменьшению;
- КПД котла;
- оптимальных режимов сжигания топлива.

Балансовая точка выбирается в последнем газоходе за котлом.

Испытания проводятся на режимах, выбранных по результатам прикидочных опытов. Продолжительность опытов, условия проведения, методика обработки результатов аналогичны прикидочным опытам. На основании результатов балансовых испытаний составляются режимная и оперативная карты, приведенные в разделе 5.1.3.

5.1.3. Результаты испытаний

Исследования проводились на режимах в диапазоне от минимальной до максимальной производительности, при каждом режиме выполнялись прикидочные и балансовые испытания. Измерения проводились при стабилизированном режиме, причем параметры работы котлов (давление и температура воды, температура подпиточной воды поддерживались на уровне проектных или допускаемых инструкцией завода-изготовителя). Котлы выводились на заданные режимы регулированием необходимого количества топлива и воздуха.

В результате проведенных режимно-наладочных испытаний была произведена регулировка соотношения «топливо - воздух», вместе с регулировкой проверялось содержание O_2 , CO_2 , CO , NO , α в дымовых газах.

Это дало возможность установить оптимальные значения коэффициентов избытка воздуха в топке, что способствовало наилучшему использованию теплоты сгорания топлива, в результате чего определены оптимальные режимы работы котла в рабочем диапазоне нагрузок.

Произведённые испытания на природном газе дали возможность определить оптимальные режимы работы котлов и сделать следующие выводы:

- коэффициент избытка воздуха за котлами при работе на природном газе составляет 1,29 – 1,30;
- температура уходящих газов за котлами не превышают нормативных значений, что говорит о чистоте внутренних поверхностей нагрева котлов;
- горелочные устройства работают удовлетворительно и обеспечивают качественное сжигание топлива во всем диапазоне нагрузок;
- КПД котлов близок к расчетному;
- на основании полученных данных составлены сводные ведомости;
- составлены режимные карты, содержащие оперативные и контрольные параметры, обеспечивающие безопасную и экономичную работу котлов на природном газе в требуемом диапазоне производительности;
- построены графики зависимости расхода топлива, температуры уходящих газов, коэффициента избытка воздуха, КПД, потерь тепла в окружающую среду, с уходящими газами от теплопроизводительности котла.

По результатам испытаний котла GEFFENMB 3.1-1000 ст. № 1 построены основные энергетические характеристики на рисунках 5.2, 5.3, 5.4. На рисунках использованы следующие условные обозначения: Q , МВт – тепловая нагрузка котла; V , м³/ч – расход природного газа на котел; t_{yx} , °С – температура уходящих газов на выходе из котла; $\eta_{бр}$, % – КПД «брутто» котла (по низшей теплоте сгорания). Точками на рисунке 5.2 обозначены данные завода-изготовителя.

Для проверки корректности полученных опытных данных было выполнено сравнение приведенных энергетических характеристик с данными завода-изготовителя. По результатам сравнения среднее отклонение опытных данных составило 2,2 %.

Режимные карты водогрейных котлов ст. № 1, 2, 3, 4, составленные по результатам проведенных испытаний, приведены соответственно в таблицах 5.4, 5.5, 5.6, 5.7

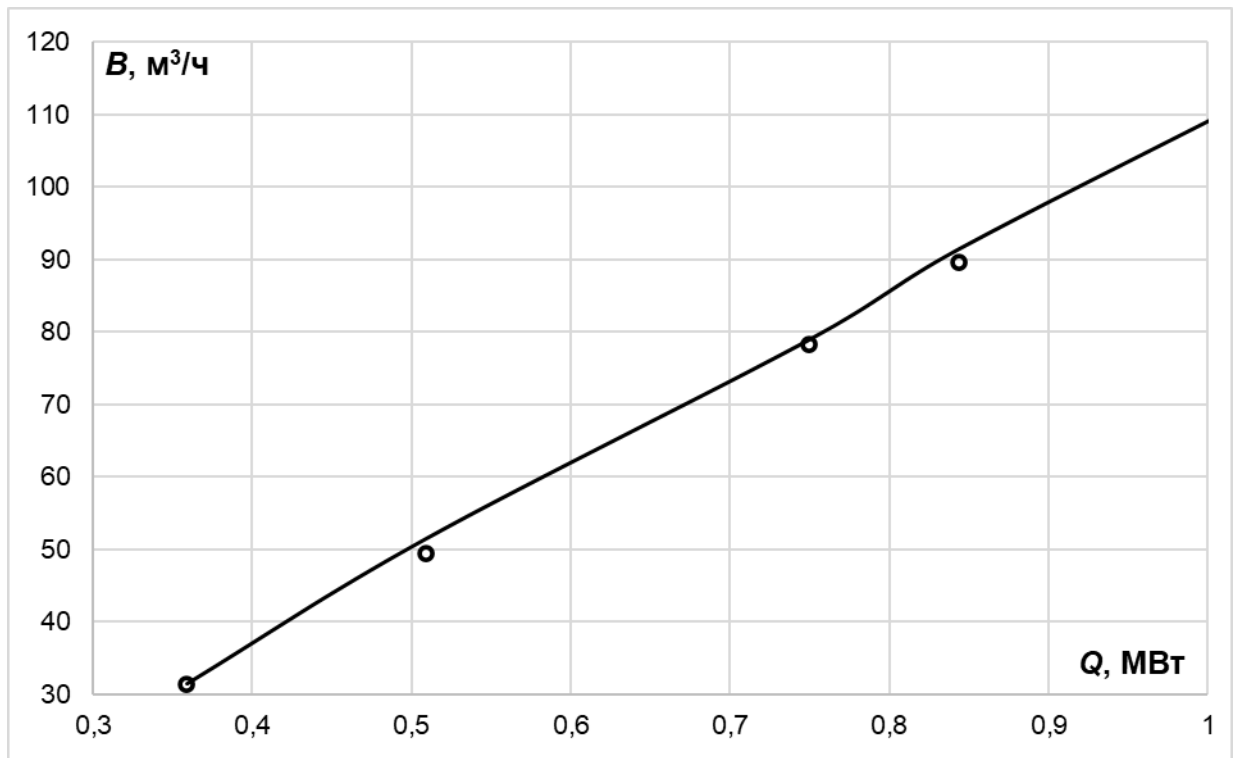


Рисунок 5.2. Зависимость расхода топлива на котел от тепловой производительности котла: линия – результаты испытаний; точки – данные завода-изготовителя

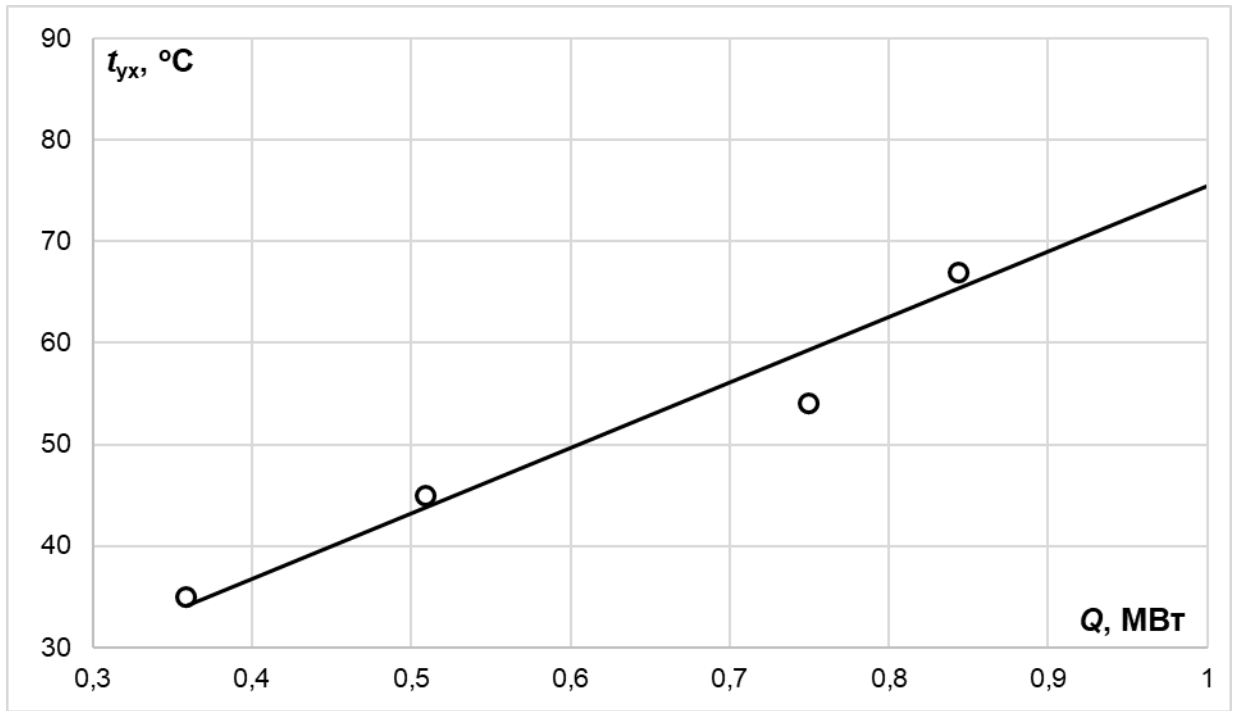


Рисунок 5.3. Зависимость температуры уходящих газов от тепловой производительности котла: линия – аппроксимирующая зависимость; точки – экспериментальные данные

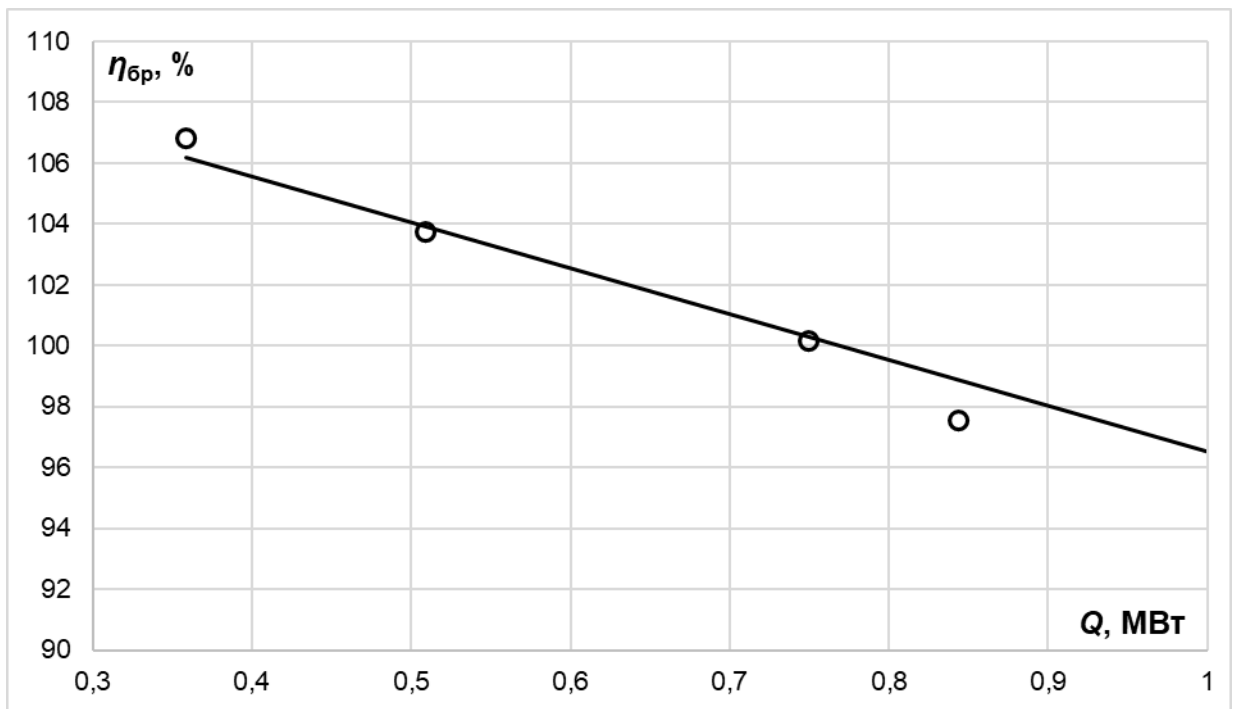


Рисунок 5.4. КПД «брутто» котла (по низшей теплоте сгорания) от тепловой производительности котла: линия – аппроксимирующая зависимость; точки – экспериментальные данные

**Режимная карта водогрейного котла ст. № 1 типа GEFREN MB 3/1 -1000 (1060)
при работе на природном газе с высшей теплотой сгорания 9143 ккал/нм³**

№ п/п	Наименование показателей	Тепловая нагрузка в % от номинальной				
		34	48	71	80	98
1	Теплопроизводительность котла, МВт	0,359	0,509	0,750	0,844	1,044
2	Давление воды на входе в котел, МПа	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30
3	Давление воды на выходе из котла, МПа	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26
4	Расход воды через котел, м ³ /ч	48,0	48,0	48,0	48,0	48,0
5	Температура воды на входе в котел, °С	35,0	45,0	54,0	65,0	72,5
6	Температура воды на выходе из котла, °С	42,5	55,6	69,5	82,4	94,2
7	Расход газа, нм ³ /ч	31,5	51,5	79,0	91,5	114,0
8	Давление газа перед клапанами, кПа	4,1	4,1	4,1	4,0	4,0
9	Скорость вращения вентилятора, об/мин	1600	2500	3450	4450	5400
10	Диапазон регулирования вентилятора, %	0	25	50	75	100
11	Количество конденсата, л/ч	43,0	27,0	6,0	-	-
12	Состав продуктов сгорания за котлом					
	О ₂ , %	5,2	5,2	5,2	5,1	5,1
	СО ₂ , %	8,9	8,9	8,9	8,9	8,9
	NO _x , ppm	30	27	25	24	22
	пересчет на NO ₂ при α=1, мг/м ³	80	72	67	63	58
	СО, ppm	20	35	70	100	130
13	Коэффициент избытка воздуха за котлом	1,30	1,30	1,30	1,29	1,29
14	Температура уходящих газов, °С	35	45	54	67	80
15	Температура воздуха на горение, °С	18	16	16	16	16
16	Потери тепла котлом:					
	- с уносом несконденсировавшимся водяным паром q_2' , %	3,29	5,88	9,12	11,13	11,13
	- с уходящими газами: q_2'' , %	0,78	1,32	1,73	2,31	2,90
	- с уходящими газами: q_2^B , %	4,06	7,21	10,86	13,44	14,03
	- от хим. недожога, %	0,01	0,01	0,03	0,04	0,05
	- в окружающую среду: q_5 , %	0,23	0,16	0,11	0,10	0,080
17	КПД «брутто» котла (по низшей теплоте сгорания), %	106,82	103,75	100,14	97,55	96,97
18	Средневзвешенный КПД «брутто» котла (по низшей теплоте сгорания), %	99,78				
19	КПД «брутто» котла (по высшей теплоте сгорания), %	95,69	92,62	89,01	86,42	85,84
20	Средневзвешенный КПД «брутто» котла (по высшей теплоте сгорания), %	88,65				

**Режимная карта водогрейного котла ст. № 2 типа GEFREN MB 3/1 -1000 (1060)
при работе на природном газе с высшей теплотой сгорания 9143 ккал/нм³**

№ п/п	Наименование показателей	Тепловая нагрузка в % от номинальной				
		34	48	72	80	100
1	Теплопроизводительность котла, МВт	0,365	0,514	0,760	0,848	1,063
2	Давление воды на входе в котел, МПа	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30
3	Давление воды на выходе из котла, МПа	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26
4	Расход воды через котел, м ³ /ч	49,0	49,0	49,0	49,0	49,0
5	Температура воды на входе в котел, °С	35,0	45,0	54,0	65,0	72,5
6	Температура воды на выходе из котла, °С	42,5	55,5	69,5	82,3	94,2
7	Расход газа, нм ³ /ч	32,0	52,0	80,0	92,0	116,0
8	Давление газа перед клапанами, кПа	4,1	4,1	4,1	4,0	4,0
9	Скорость вращения вентилятора, об/мин	1600	2500	3450	4400	5400
10	Диапазон регулирования вентилятора, %	0	25	50	75	100
11	Количество конденсата, л/ч	44,0	27,0	5,0	-	-
12	Состав продуктов сгорания за котлом					
	О ₂ , %	5,1	5,1	5,1	5,0	5,0
	СО ₂ , %	8,9	8,9	8,9	9,0	9,0
	NO _x , ppm	31	30	27	23	23
	пересчет на NO ₂ при $\alpha=1$, мг/м ³	82	79	71	60	60
	СО, ppm	15	38	75	105	140
13	Коэффициент избытка воздуха за котлом	1,29	1,29	1,29	1,28	1,28
14	Температура уходящих газов, °С	35	45	54	67	79
15	Температура воздуха на горение, °С	18	16	16	16	16
16	Потери тепла котлом:					
	- с уносом несконденсировавшимся водяным паром q_2' , %	3,27	5,85	9,07	11,13	11,13
	- с уходящими газами: q_2'' , %	0,77	1,32	1,72	2,30	2,84
	- с уходящими газами: q_2^B , %	4,04	7,16	10,79	13,43	13,97
	- от хим. недожога, %	0,01	0,01	0,03	0,04	0,05
	- в окружающую среду: q_5 , %	0,23	0,16	0,11	0,10	0,080
17	КПД «брутто» котла (по низшей теплоте сгорания), %	106,85	103,79	100,20	97,56	97,03
18	Средневзвешенный КПД «брутто» котла (по низшей теплоте сгорания), %	99,82				
19	КПД «брутто» котла (по высшей теплоте сгорания), %	95,72	92,66	89,07	86,43	85,90
20	Средневзвешенный КПД «брутто» котла (по высшей теплоте сгорания), %	88,69				

**Режимная карта водогрейного котла ст. № 3 типа GEFREN MB 3/1 -1000 (1060)
при работе на природном газе с высшей теплотой сгорания 9143 ккал/нм³**

№ п/п	Наименование показателей	Тепловая нагрузка в % от номинальной				
		34	49	70	79	99
1	Теплопроизводительность котла, МВт	0,359	0,516	0,747	0,843	1,053
2	Давление воды на входе в котел, МПа	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30
3	Давление воды на выходе из котла, МПа	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26
4	Расход воды через котел, м ³ /ч	49,0	49,0	49,0	49,0	49,0
5	Температура воды на входе в котел, °С	35,0	45,0	54,0	65,0	72,5
6	Температура воды на выходе из котла, °С	42,5	55,5	69,5	82,3	94,2
7	Расход газа, нм ³ /ч	31,5	52,2	79,0	91,5	115,0
8	Давление газа перед клапанами, кПа	4,1	4,1	4,1	4,0	4,0
9	Скорость вращения вентилятора, об/мин	1600	2500	3450	4400	5400
10	Диапазон регулирования вентилятора, %	0	25	50	75	100
11	Количество конденсата, л/ч	43,0	27,0	7,0	-	-
12	Состав продуктов сгорания за котлом					
	О ₂ , %	4,8	5,0	4,9	4,9	4,8
	СО ₂ , %	9,1	9,0	9,0	9,0	9,1
	NO _x , ppm	37	30	28	28	27
	пересчет на NO ₂ при $\alpha=1$, мг/м ³	96	79	73	73	70
	СО, ppm	20	40	80	110	145
13	Коэффициент избытка воздуха за котлом	1,27	1,28	1,27	1,27	1,27
14	Температура уходящих газов, °С	35	45	55	70	82
15	Температура воздуха на горение, °С	18	16	16	16	16
16	Потери тепла котлом:					
	- с уносом несконденсировавшимся водяным паром q_2' , %	3,21	5,81	9,50	11,13	11,13
	- с уходящими газами: q_2'' , %	0,76	1,31	1,75	2,42	2,94
	- с уходящими газами: q_2^B , %	3,97	7,12	11,25	13,55	14,07
	- от хим. недожога, %	0,01	0,01	0,03	0,04	0,05
	- в окружающую среду: q_5 , %	0,23	0,16	0,11	0,10	0,080
17	КПД «брутто» котла (по низшей теплоте сгорания), %	106,92	103,83	99,74	97,44	96,92
18	Средневзвешенный КПД «брутто» котла (по низшей теплоте сгорания), %	99,68				
19	КПД «брутто» котла (по высшей теплоте сгорания), %	95,79	92,70	88,61	86,31	85,79
20	Средневзвешенный КПД «брутто» котла (по высшей теплоте сгорания), %	88,55				

**Режимная карта водогрейного котла ст. № 4 типа GEFEN MB 3/1 -530 (530)
при работе на природном газе с высшей теплотой сгорания 9143 ккал/нм³**

№ п/п	Наименование показателей	Тепловая нагрузка в % от номинальной				
		37	42	56	63	76
1	Теплопроизводительность котла, МВт	0,195	0,225	0,296	0,332	0,404
2	Давление воды на входе в котел, МПа	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30
3	Давление воды на выходе из котла, МПа	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26
4	Расход воды через котел, м ³ /ч	31,5	31,5	31,5	31,5	31,5
5	Температура воды на входе в котел, °С	33,5	45,0	53,5	65,5	75,5
6	Температура воды на выходе из котла, °С	39,7	52,2	63,0	76,1	88,3
7	Расход газа, нм ³ /ч	17,0	23,0	31,1	36,0	44,0
8	Давление газа перед клапанами, кПа	4,1	4,1	4,1	4,0	4,0
9	Скорость вращения вентилятора, об/мин	1900	2450	3050	3650	4300
10	Диапазон регулирования вентилятора, %	0	20	50	75	100
11	Количество конденсата, л/ч	24,0	16,0	5,5	-	-
12	Состав продуктов сгорания за котлом					
	О ₂ , %	4,3	5,3	4,8	4,8	4,7
	СО ₂ , %	9,4	8,8	9,1	9,1	9,2
	NO _x , ppm	38	25	22	21	20
	пересчет на NO ₂ при $\alpha=1$, мг/м ³	96	67	57	55	52
	СО, ppm	55	48	70	100	120
13	Коэффициент избытка воздуха за котлом	1,23	1,30	1,27	1,27	1,26
14	Температура уходящих газов, °С	34	45	54	67	78
15	Температура воздуха на горение, °С	18	16	15	15	15
16	Потери тепла котлом:					
	- с уносом несконденсировавшимся водяным паром q_2' , %	2,88	6,75	8,90	11,13	11,13
	- с уходящими газами: q_2'' , %	0,69	1,33	1,74	2,32	2,80
	- с уходящими газами: q_2^B , %	3,58	8,09	10,64	13,45	13,93
	- от хим. недожога, %	0,02	0,02	0,03	0,04	0,04
	- в окружающую среду: q_5 , %	0,14	0,12	0,09	0,08	0,07
17	КПД «брутто» котла (по низшей теплоте сгорания), %	107,40	102,91	100,38	97,56	97,10
18	Средневзвешенный КПД «брутто» котла (по низшей теплоте сгорания), %	100,16				
19	КПД «брутто» котла (по высшей теплоте сгорания), %	96,27	91,78	89,25	86,43	85,97
20	Средневзвешенный КПД «брутто» котла (по высшей теплоте сгорания), %	89,03				

5.2. Экспериментальные исследования турбоустановки с турбиной ПТ-12-35/10М КТЗ ПАО «Северсталь»

Другим направлением экспериментальных исследований является идентификация модели паротурбинной установки с турбиной ПТ-12-35/10М КТЗ с целью уточнения энергетических характеристик.

5.2.1. Краткая характеристика оборудования турбоустановки

Турбина ПТ-12-35/10М КТЗ установлена на металлургическом предприятии ПАО «Северсталь» в городе Череповец. Номинальная электрическая мощность турбины 12 МВт. Номинальное давление пара на входе в турбину составляет 35 кгс/см², температура – 435 °С. Номинальное давление пара в производственном отборе 10 кгс/см² при расходе пара 50 т/ч. Номинальное давление пара в теплофикационном отборе 1,2 кгс/см² при расходе пара 40 т/ч. Номинальный расход пара на входе в турбину при работе в режиме «ПТ» составляет 108,8 т/ч, при работе в режиме «К»-58,5 т/ч. Максимальный расход пара на входе в турбину 120 т/ч.

5.2.2. Программа проведения испытаний турбоустановки

Целью испытаний турбоустановки является получение достоверной информации о фактической экономичности турбоустановки в базовых режимах работы.

Конденсационный режим (регуляторы давления пара в отборах отключены)

1. Проводится 10 опытов для тарировки расходомерного устройства на трубопроводе свежего пара. Продолжительность каждого опыта 30 минут. ПНД-1 отключен.

2. Опыты для расчёта диаграммы режимов $G_0=f(N_T)$ и удельного расхода тепла брутто на выработку электроэнергии $q_T=f(N_T)$. Количество опытов – 20; продолжительность каждого опыта 60 минут. ПНД-1 включен.

Режим с отпуском пара из производственного отбора «П» (регулятор давления пара Т-отбора отключен)

Выполнены 4 серии опытов при изменении нагрузки производственного отбора от до 80 % от номинального значения. В каждой серии проводится по 4 опыта при изменении расхода острого пара на турбину от минимально возможного до максимально допустимого. Давление пара в производственном отборе 9,0 кгс/см². Продолжительность каждого опыта 60 мин.

Схема расположения точек замеров при проведении экспериментальных исследований представлена на рисунке 5.5. Перечень использованных приборов учета приведены в таблицах 5.8, 5.9.

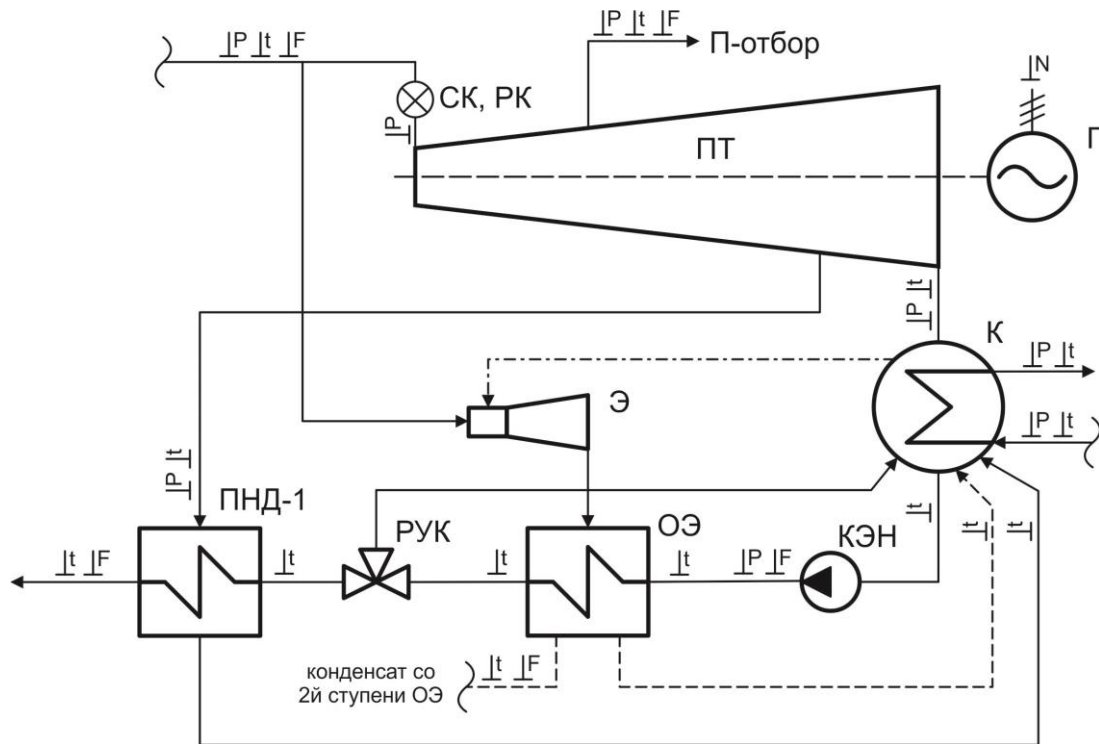


Рисунок 5.5. Схема установки приборов учета на турбине ПТ-12-35/10М ПАО «Северсталь»: P – давление, t – температура, F – расход; СК – стопорный клапан, РК – регулирующий клапан, ПТ – паровая турбина, Г – генератор, К – конденсатор, Э – основной эжектор, ОЭ – охладитель эжектора, КЭН – конденсатный электрический насос, РУК – регулятор уровня конденсатора, ПНД-1 – подогреватель низкого давления

Таблица 5.8

Штатные приборы, используемые при испытаниях

№ п/п	Измеряемый параметр, единица измерения	Наименование и тип средства измерения	Класс точности
1	Давление острого пара, кгс/см ²	ВМД, МЭД	2,0
2	Давление масла в системе смазки, кгс/см ²	Сапфир-22м, А-100	2,0
3	Расход острого пара, т/ч	КСД-2/ДМ	2,0
4	Давление пара производственного отбора, кгс/см ²	Сапфир-22м, А-542	2,0
5	Температура активного железа генератора, °С	Ш69000 гр 23	1,0
6	Расход пара из производственного отбора, т/ч	Сапфир-22м, А-542	2,0
7	Давление масла в масляном клине упорного подшипника (правая сторона), кгс/см ²	ВМД/МЭД	2,0
8	Расход конденсата в деаэраторы, т/ч	ВФС/ДМ	2,0
9	Температура воды до и после воздухоохладителя, °С	Л-64/Гр 50П	1,0
10	Температура подшипников, °С	КСМ-4, ТСМ-50М	0,5
11	Давление масла в системе регулирования, кгс/см ²	ВМД/МЭД	2,0

№ п/п	Измеряемый параметр, единица измерения	Наименование и тип средства измерения	Класс точности
12	Давление масла в масляном клине упорного подшипника (левая сторона), кгс/см ²	ВМД/МЭД	2,0
13	Температура пара на производство, °С	Л-64/Гр 21	1,0
14	Давление пара на производство, кгс/см ²	КСД-1/МЭД	2,0
15	Температура острого пара, °С	КСМ-4, ТХК	0,5
16	Уровень конденсата, мм	ВФС/ДМ	2,0
17	Вакуум в конденсаторе, кгс/см ²	Сапфир-22м, А-542	2,0
18	Расход охлаждающей воды, т/ч	ВФП, ДМ	2,0

Таблица 5.9

Дополнительные приборы, используемые при испытаниях

№ п/п	Измеряемый параметр, единица измерения	Требуемый диапазон измерения	Требуемые характеристики
1	Температура основного конденсата после конденсатора турбины, °С	От 0 до 50	Цена деления 0,1
2	Температура конденсата греющего пара ПНД-1, °С	От 0 до 100	Цена деления 0,2
3	Температура рабочего пара регулятора пара уплотнений, °С	От 0 до 400	0,5(КТ)
4	Избыточное давление основного конденсата перед конденсатным насосом, кгс/см ²	От минус 0 до 10,0	0,6(КТ)
5	Расход рабочего пара на регулятор пара уплотнений, т/ч	От 0 до 1	Погрешность не более 5 %
6	Избыточное давление циркуляционной воды на перед и после конденсатора, кгс/см ²	От 0 до 4	Погрешность не более 5 %
7	Избыточное давление пара в теплофикационном отборе, кгс/см ²	От минус 1 до 1,6	0,6(КТ)
8	Температура конденсата перед и после ОЭ, °С	От 0 до 100	Цена деления 0,2
9	Температура основного конденсата перед конденсатным насосом, °С	От 0 до 50	Цена деления 0,1
10	Избыточное давление рабочего пара регулятора пара уплотнений, кгс/см ²	От 0 до 40	2,0(КТ)
11	Расход конденсата через ОЭ, м ³ /ч	От 0 до 12	Погрешность не более 2 %
12	Температура рабочего пара на эжекторы, °С	От 0 до 400	0,5(КТ)
13	Температура пар на входе в конденсатор, °С	От 0 до 100	Цена деления 0,1
14	Расход пара на эжекторы, т/ч	От 0 до 1	Погрешность не более 5 %
15	Температура циркуляционной воды перед и после конденсатора, °С	От 0 до 50	Цена деления 0,1
16	Избыточное давление пара эжекторов, кгс/см ²	От 0 до 40	2,0(КТ)

5.2.3. Результаты экспериментальных исследований

По результатам испытаний турбоагрегата ПТ-12-35/10М КТЗ построены основные энергетические характеристики. На рисунках 5.6, 5.7 приведены энергетические характеристики для конденсационного режима работы, на рисунках 5.8, 5.9 - энергетические

характеристики для теплофикационных режимов работы. На рисунках использованы следующие условные обозначения: G_0 , т/ч – расход свежего пара; N_T , кВт – электрическая мощность турбогенератора; $q_T^{бр}$, кДж/(кВт·ч) – удельный расход тепловой энергии брутто на выработку электроэнергии. Точками обозначены данные завода-изготовителя.

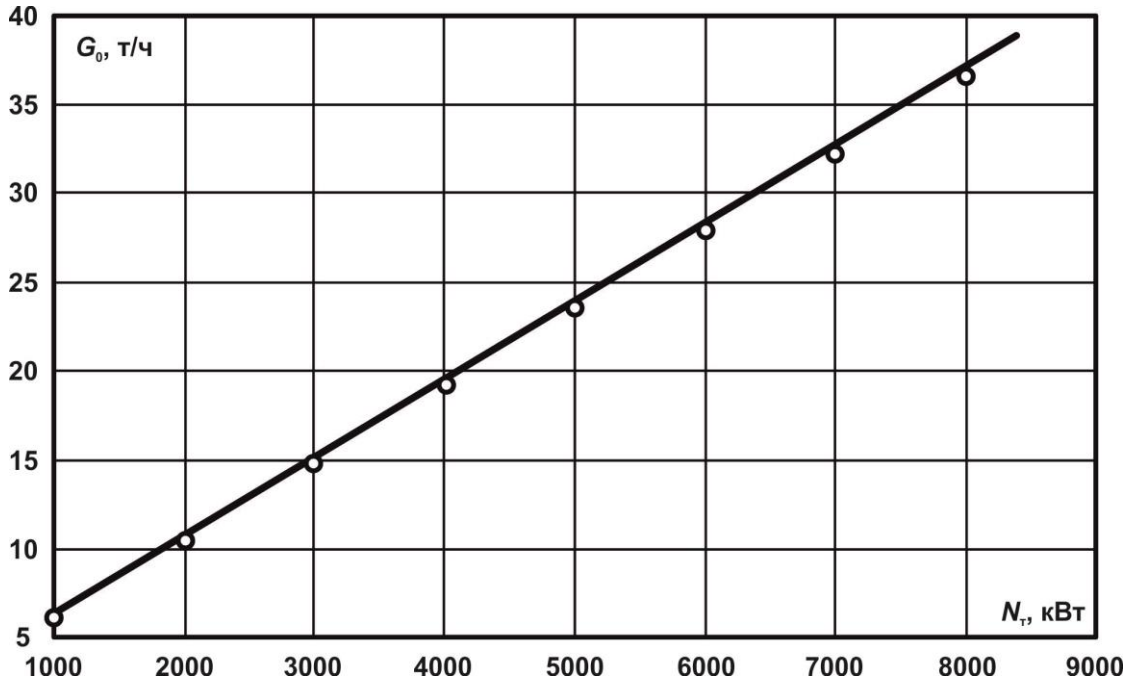


Рисунок 5.6. Диаграмма режимов турбоагрегата ПТ-12-35/10М КТЗ в конденсационном режиме: линия – результаты испытаний; точки – данные завода-изготовителя

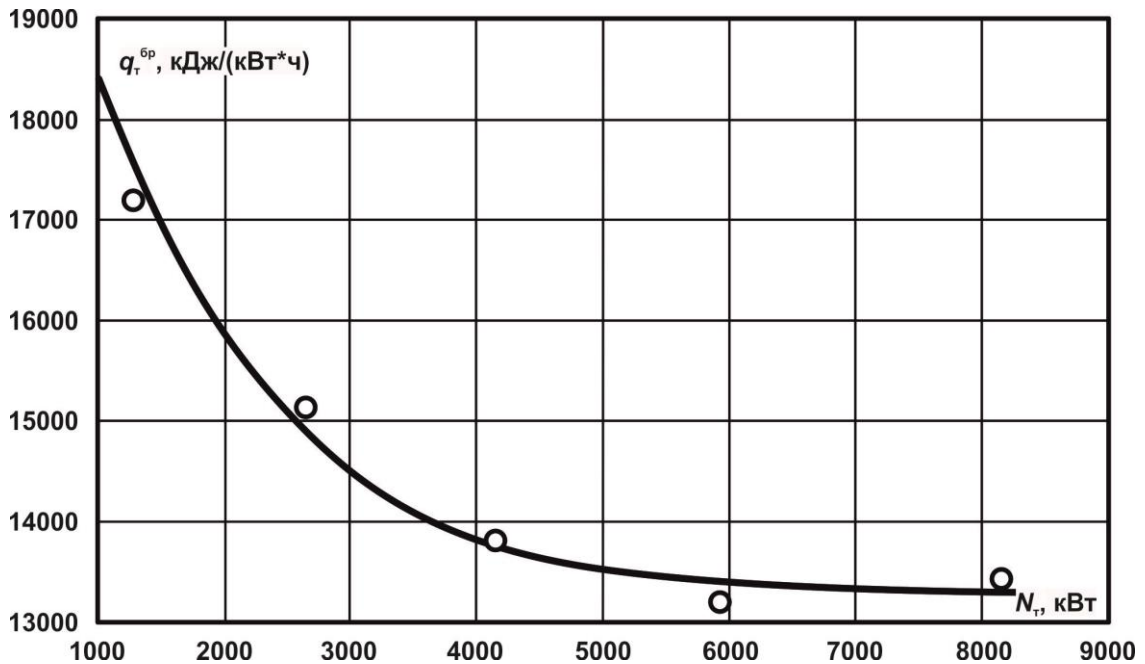


Рисунок 5.7. Энергетическая характеристика турбоагрегата ПТ-12-35/10М КТЗ в конденсационном режиме: точки – результаты испытаний; линия – результаты расчета согласно математической модели

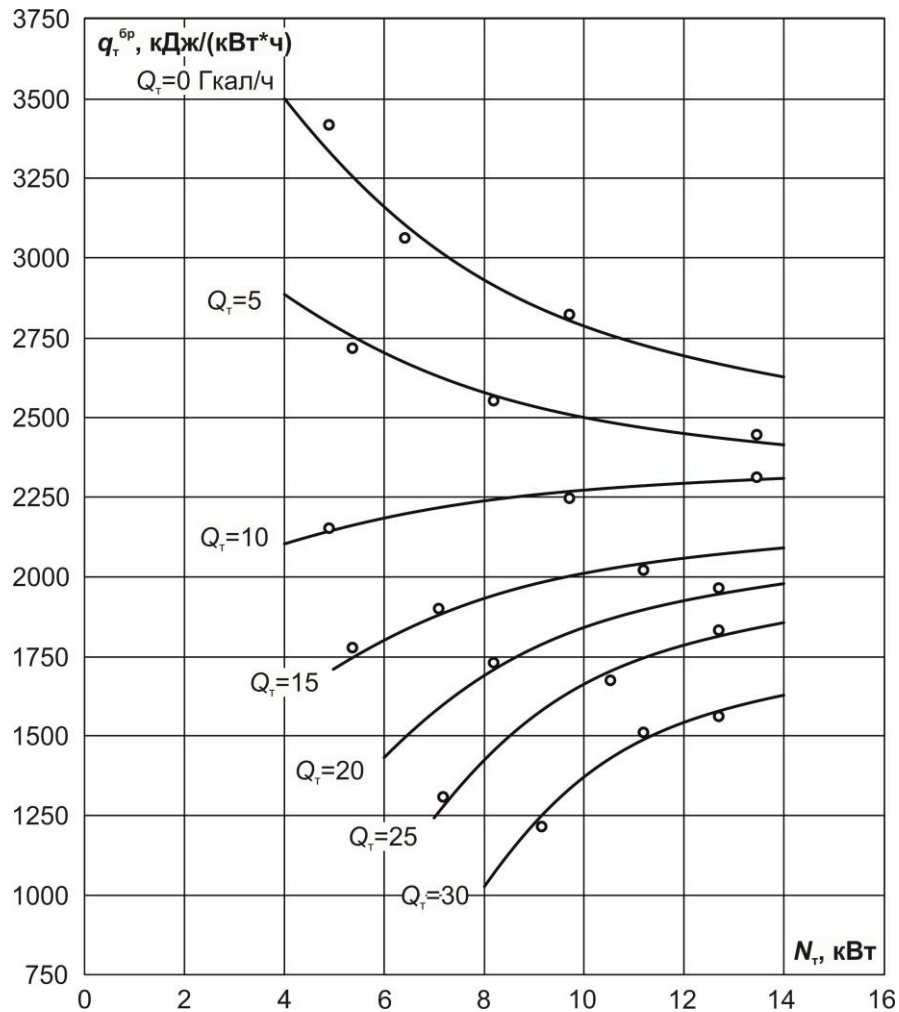


Рисунок 5.8. Энергетическая характеристика турбоагрегата ПТ-12-35/10М КТЗ в теплофикационном режиме при нагрузке производственного отбора 10 Гкал/ч: точки – результаты испытаний; линия – результаты расчета согласно математической модели

Для проверки корректности полученных опытных данных было выполнено сравнение приведенных энергетических характеристик с данными завода-изготовителя. По результатам сравнения расхода свежего пара для конденсационного режима работы отклонение опытных данных составило не более 0,5 т/ч.

По результатам сравнения удельного расхода тепловой энергии брутто на выработку электроэнергии, полученного при проведении испытаний турбины и при математическом моделировании, среднее отклонение составило 2,7 %.

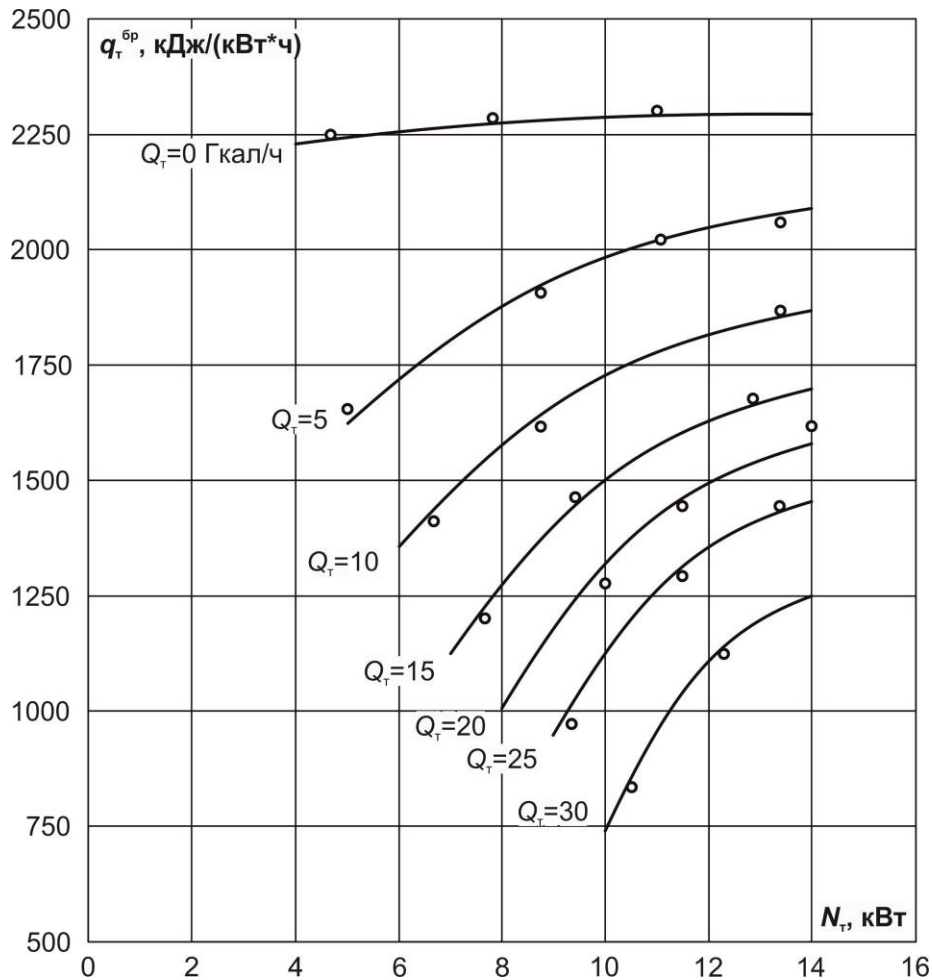


Рисунок 5.9. Энергетическая характеристика турбоагрегата ПТ-12-35/10М КТЗ в теплофикационном режиме при нагрузке производственного отбора 30 Гкал/ч: точки – результаты испытаний; линия – результаты расчета согласно математической модели

5.3. Экспериментальные исследования турбоустановки с турбиной Тп-115/125-130-1ТП

В качестве следующего объекта экспериментальных исследований выбирается паротурбинная установка с турбиной Тп-115/125-130-1ТП ТМЗ с целью идентификации модели энергетических характеристик.

5.3.1. Краткая характеристика оборудования турбоустановки

Турбина Тп-115/125-130-1ТП, ст. № 2 установлена на Йошкар-Олинской ТЭЦ-2.

Номинальная электрическая мощность турбины 115 МВт. Номинальное давление пара на входе в турбину составляет 128 кгс/см^2 , температура – $550 \text{ }^\circ\text{C}$. Номинальный расход свежего пара 490 т/ч. Номинальная тепловая нагрузка отопительных отборов 180 Гкал/ч. Пределы регулирования давления пара в верхнем отопительном отборе (нижний включён) – от 0,6 до $2,5 \text{ кгс/см}^2$, в нижнем отопительном отборе (верхний отключён) –

от 0,5 до 2,0 кгс/см², в производственном отборе – от 12 до 18 кгс/см². Номинальный расход охлаждающей воды через конденсатор 8000 м³/ч. Расчётная температура охлаждающей воды на входе в конденсатор 27 °С. Максимальная температура подогрева сетевой воды (с учётом недогрева в ПСГ) 124 °С.

5.3.2. Программа проведения испытаний турбоустановки

Целью испытаний турбоагрегата является получение достоверной информации о фактической экономичности турбоустановки в базовых режимах работы.

Схема расположения точек замеров при проведении экспериментальных исследований турбины представлена на рисунке 5.10. Перечень использованных приборов учета приведен в таблице 5.10 [255]. Все приборы прошли поверку до и после испытаний. Испытания проведены по первой категории сложности [257–264] методом активного эксперимента [265–268].

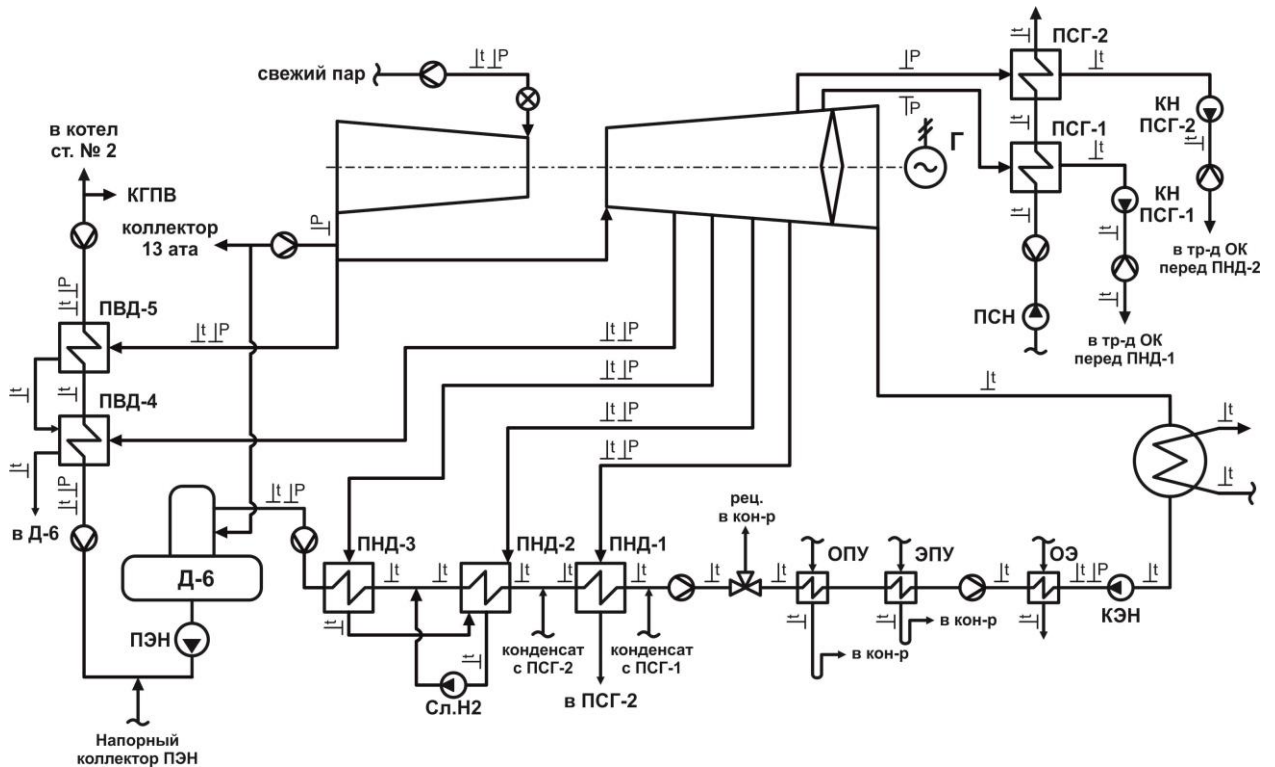


Рисунок 5.10. Схема расположения точек контроля теплотехнических параметров: Д-6 – деаэратор питательной воды; Г – генератор; КЭН – конденсатный насос турбоагрегата; ОК – основной конденсат; ПЭН – питательный насос; ЭПУ – охладитель эжектора уплотнений; ОПУ – охладитель пара промежуточных камер концевых уплотнений турбоагрегата; ПНД – регенеративный подогреватель низкого давления; ПВД – регенеративный подогреватель высокого давления; ОЭ – охладитель основного эжектора; ПСГ-1 – нижний сетевой подогреватель; ПСГ-2 – верхний сетевой подогреватель; Сл.Н2 – сливной насос ПНД-2; ГКПВ – горячий коллектор питательной воды; КН ПСГ-1 – конденсатный насос ПСГ-1; КН ПСГ-2 – конденсатный насос ПСГ-2; ПСН – подкачивающий сетевой насос

Метрологическое обеспечение тепловых испытаний турбоустановки

№ п/п	Измеряемый параметр, единица измерения	Наименование и тип средства измерения	Диапазон измерения	Класс точности, погрешность
Приборы измерения расхода				
1	Расход свежего пара на турбину, т/ч	Расходомерное устройство - сопло ИСА 1932; дифманометр – Сапфир ДД2444; преобразователь ЭП2715; показывающий прибор РП160; давление и температура среды – по п. 1, 6, 7	0 ~ 500	0,5; 0,25 и 0,5 (класс точности)
2	Расход основного конденсата после охладителей основных эжекторов, т/ч	Расходомерное устройство – диафрагма угловая; дифманометр - Сапфир ДД2444; преобразователь ЭП2715; показывающий прибор РП160-0,8; давление и температура среды – по п. 1, 93, 88 (с поправкой на потерю давления)	0 ~ 500	0,5; 0,25 и 0,5 (класс точности)
3	Расход основного конденсата после РУК (нитка 1), т/ч	Расходомерное устройство – диафрагма ДКС10-80-А/Б-3; дифманометр стрелочный показывающий ДСП160М; давление и температура среды – по п. 1, 79, 88 (с поправкой на потерю давления)	0 ~ 25,0	1,5 (класс точности)
4	Расход основного конденсата после РУК (нитка 2), т/ч	Расходомерное устройство – диафрагма угловая; дифманометр стрелочный показывающий ДСП160М; давление и температура среды – по п. 1, 79, 88 (с поправкой на потерю давления)	0 ~ 250	1,5 (класс точности)
5	Расход основного конденсата за ПНД-3, т/ч	Расходомерное устройство – диафрагма угловая; дифманометр Сапфир ДД2444; преобразователь ЭП2715; показывающий прибор РП160-0,9; давление и температура среды – по п. 1, 89, 90	0 ~ 500	0,5; 0,25 и 0,5 (класс точности)
6	Расход основного конденсата за ПНД-3 (дублир.), т/ч	Расходомерное устройство – диафрагма угловая; дифманометр Сапфир ДД2444; преобразователь ЭП2715; показывающий прибор КП140; давление и температура среды – по п. 1, 89, 90	0 ~ 500	0,5; 0,25 и 0,5 (класс точности)
7	Расход охлаждающей воды через встроенный пучок конденсатора, суммарный по двум потокам, т/ч	Расходомер-счетчик ультразвуковой UFM 001	0,0 ~ 2500,0	3 % от 0 до 100 т/ч; 1,5 % от 100 до 250 т/ч; 1,0 % от 250 до 2500 т/ч (относит.)
8	Расход охлаждающей воды через основной пучок конденсатора по половине А, т/ч	Расходомер-счетчик ультразвуковой UFM 001	0,0 ~ 4000,0	3 % от 0 до 160 т/ч; 1,5 % от 160 до 400 т/ч; 1,0 % от 400 до 4000 т/ч (относит.)
9	Расход охлаждающей воды через основной пучок конденсатора по половине Б, т/ч	Расходомер-счетчик ультразвуковой UFM 001	0,0 ~ 4000,0	3 % от 0 до 160 т/ч; 1,5 % от 160 до 400 т/ч; 1,0 % от 400 до 4000 т/ч (относит.)

№ п/п	Измеряемый параметр, единица измерения	Наименование и тип средства измерения	Диапазон измерения	Класс точности, погрешность
10	Расход сетевой воды через ПСГ (перед ПСГ-1), т/ч	Расходомер-счетчик ультразвуковой UFM 001	0,0 ~ 5000,0	3 % от 0 до 200 т/ч; 1,5 % от 200 до 500 т/ч; 1,0 % от 500 до 5000 т/ч (относит.)
11	Расход сетевой воды через байпас ПСГ, т/ч	Расходомер-счетчик ультразвуковой UFM 001	0,0 ~ 5000,0	3 % от 0 до 200 т/ч; 1,5 % от 200 до 500 т/ч; 1,0 % от 500 до 5000 т/ч (относит.)
12	Расход питательной воды через ПВД турбины, т/ч	Расходомерное устройство – диафрагма угловая; дифманометр – Сапфир ДД2444; преобразователь ЭП2715; показывающий прибор КП140-109	0 ~ 600	0,5; 0,25 и 0,5 (класс точности)
13	Расход конденсата греющего пара ПСГ-1 на напоре конденсатных насосов КН ПСГ-1, т/ч	Расходомерное устройство – диафрагма угловая; дифманометр стрелочный показывающий ДСП4Сг; давление и температура среды	0 ~ 40	1,5 (класс точности)
14	Расход конденсата греющего пара ПСГ-2 на напоре конденсатного насоса КН ПСГ-2А, т/ч	Расходомерное устройство – диафрагма угловая; дифманометр стрелочный показывающий ДСП4Сг; давление и температура среды	0,0 ~ 25,0	1,5 (класс точности)
15	Расход конденсата греющего пара ПСГ-2 на напоре конденсатного насоса КН ПСГ-2Б, т/ч	Расходомерное устройство – диафрагма ДКС10-100-А/Б-3; дифманометр стрелочный показывающий ДСП-160М; давление и температура среды	0,0 ~ 32,0	1,5 (класс точности)
Приборы измерения температуры				
16	Температура свежего пара перед ГПЗ, °С	Штатное средство измерения температуры (датчик температуры ТХА-1193-02 + показывающий прибор КП140-101)	0 ~ 600	2,5 (до 333 °С); 0,0075*t (свыше 333 °С) (абс.) + 0,5 (класс точности)
17	Температура свежего пара перед стопорным клапаном, °С	Штатное средство измерения температуры (датчик температуры ТХА-1193-02 + регистрирующий прибор РП160М-51)	0 ~ 600	2,5 (до 333 оС); 0,0075*t (свыше 333 оС) (абс.) + 0,5 (класс точности)
18	Температура питательной воды за ПВД-5, °С	Термометр контактный цифровой ТК-5.06	-40,0 ~ 250,0	(0,1 + 0,005*t) (абс.)
19	Температура питательной воды за ПВД-5 (дублир.), °С	Штатное средство измерения температуры (датчик температуры ТХА-1193-02 + показывающий прибор КП140-101)	0 ~ 400	2,5 (до 333 °С); 0,0075*t (свыше 333 °С) (абс.) + 0,5 (класс точности)
20	Температура питательной воды за ПВД-4, °С	Термометр контактный цифровой ТК-5.06	-40,0 ~ 250,0	(0,1 + 0,005*t) (абс.)
21	Температура питательной воды за ПВД-4 (дублир.), °С	Штатное средство измерения температуры (датчик температуры ТХА-1193-02 + показывающий прибор КП140-101)	0 ~ 400	2,5 (до 333 °С); 0,0075*t (свыше 333 °С) (абс.) + 0,5 (класс точности)

№ п/п	Измеряемый параметр, единица измерения	Наименование и тип средства измерения	Диапазон измерения	Класс точности, погрешность
22	Температура греющего пара перед ПВД-5, °С	Штатное средство измерения температуры (датчик температуры ТХА-1193-02 + показывающий прибор КП140-101)	0 ~ 400	2,5 (до 333 °С); 0,0075*t (свыше 333 °С) (абс.) + 0,5 (класс точности)
23	Температура греющего пара перед ПВД-4, оС	Штатное средство измерения температуры (датчик температуры ТХА-1193-02 + показывающий прибор КП140-101)	0 ~ 400	2,5 (до 333 оС); 0,0075*t (свыше 333 оС) (абс.) + 0,5 (класс точности)
24	Температура конденсата греющего пара за ПВД-5, оС	Термометр контактный цифровой ТК-5.06	-40,0 ~ 250,0	(0,1 + 0,005*t) (абс.)
25	Температура конденсата греющего пара за ПВД-5 (дублир.), оС	Штатное средство измерения температуры (датчик температуры ТХА-1193-02 + показывающий прибор КП140-101)	0 ~ 400	2,5 (до 333 оС); 0,0075*t (свыше 333 оС) (абс.) + 0,5 (класс точности)
26	Температура конденсата греющего пара за ПВД-4, °С	Термометр контактный цифровой ТК-5.06	-40,0 ~ 250,0	(0,1 + 0,005*t) (абс.)
27	Температура конденсата греющего пара за ПВД-4 (дублир.), °С	Штатное средство измерения температуры (датчик температуры ТХА-1193-02 + показывающий прибор КП140-101)	0 ~ 400	2,5 (до 333 °С); 0,0075*t (свыше 333 °С) (абс.) + 0,5 (класс точности)
28	Температура основного конденсата на входе в ПНД-1, °С	Термометр контактный цифровой ТК-5.06	-40,0 ~ 250,0	(0,1 + 0,005*t) (абс.)
29	Температура основного конденсата на входе в ПНД-1 (дублир.), оС	Штатное средство измерения температуры (датчик температуры ТХА-1193-02 + показывающий прибор КП140-101)	0 ~ 300	2,5 (до 333 оС); 0,0075*t (свыше 333 оС) (абс.) + 0,5 (класс точности)
30	Температура основного конденсата на выходе из ПНД-1, оС	Термометр контактный цифровой ТК-5.06	-40,0 ~ 250,0	(0,1 + 0,005*t) (абс.)
31	Температура основного конденсата на выходе из ПНД-1 (дублир.), оС	Штатное средство измерения температуры (датчик температуры ТХА-1193-02 + показывающий прибор КП140-101)	0 ~ 300	2,5 (до 333 оС); 0,0075*t (свыше 333 оС) (абс.) + 0,5 (класс точности)
32	Температура основного конденсата на входе в ПНД-2, оС	Термометр контактный цифровой ТК-5.06	-40,0 ~ 250,0	(0,1 + 0,005*t) (абс.)
33	Температура основного конденсата на входе в ПНД-2 (дублир.), оС	Штатное средство измерения температуры (датчик температуры ТХА-1193-02 + показывающий прибор КП140-101)	0 ~ 300	2,5 (до 333 оС); 0,0075*t (свыше 333 оС) (абс.) + 0,5 (класс точности)
34	Температура основного конденсата на выходе из ПНД-2, оС	Термометр контактный цифровой ТК-5.06	-40,0 ~ 250,0	(0,1 + 0,005*t) (абс.)
35	Температура основного конденсата на выходе из ПНД-2 (дублир.), оС	Штатное средство измерения температуры (датчик температуры ТХА-1193-02 + показывающий прибор КП140-101)	0 ~ 300	2,5 (до 333 оС); 0,0075*t (свыше 333 оС) (абс.) + 0,5 (класс точности)

№ п/п	Измеряемый параметр, единица измерения	Наименование и тип средства измерения	Диапазон измерения	Класс точности, погрешность
36	Температура греющего пара перед ПНД-1, оС	Штатное средство измерения температуры (датчик температуры ТХА-1193-02 + показывающий прибор КП140-101)	0 ~ 300	2,5 (до 333 оС); 0,0075*t (свыше 333 оС) (абс.) + 0,5 (класс точности)
37	Температура греющего пара перед ПНД-2, оС	Штатное средство измерения температуры (датчик температуры ТХА-1193-02 + показывающий прибор КП140-101)	0 ~ 300	2,5 (до 333 оС); 0,0075*t (свыше 333 оС) (абс.) + 0,5 (класс точности)
38	Температура конденсата греющего пара за ПНД-1, оС	Термометр контактный цифровой ТК-5.06	-40,0 ~ 250,0	(0,1 + 0,005*t) (абс.)
39	Температура конденсата греющего пара за ПНД-1 (дублир.), оС	Штатное средство измерения температуры (датчик температуры ТХА-1193-02 + показывающий прибор КП140-101)	0 ~ 300	2,5 (до 333 оС); 0,0075*t (свыше 333 оС) (абс.) + 0,5 (класс точности)
40	Температура конденсата греющего пара за ПНД-2, оС	Термометр контактный цифровой ТК-5.06	-40,0 ~ 250,0	(0,1 + 0,005*t) (абс.)
41	Температура конденсата греющего пара за ПНД-2 (дублир.), оС	Штатное средство измерения температуры (датчик температуры ТХА-1193-02 + показывающий прибор КП140-101)	0 ~ 300	2,5 (до 333 оС); 0,0075*t (свыше 333 оС) (абс.) + 0,5 (класс точности)
42	Температура основного конденсата на входе в ПНД-3, оС	Термометр контактный цифровой ТК-5.06	-40,0 ~ 250,0	(0,1 + 0,005*t) (абс.)
43	Температура основного конденсата на входе в ПНД-3 (дублир.), оС	Штатное средство измерения температуры (датчик температуры ТХА-1193-02 + показывающий прибор КП140-101)	0 ~ 300	2,5 (до 333 оС); 0,0075*t (свыше 333 оС) (абс.) + 0,5 (класс точности)
44	Температура основного конденсата на выходе из ПНД-3, оС	Термометр контактный цифровой ТК-5.06	-40,0 ~ 250,0	(0,1 + 0,005*t) (абс.)
45	Температура основного конденсата на выходе из ПНД-3 (дублир.), оС	Штатное средство измерения температуры (датчик температуры ТХА-1193-02 + показывающий прибор КП140-101)	0 ~ 300	2,5 (до 333 оС); 0,0075*t (свыше 333 оС) (абс.) + 0,5 (класс точности)
46	Температура греющего пара перед ПНД-3, оС	Штатное средство измерения температуры (датчик температуры ТХА-1193-02 + показывающий прибор КП140-101)	0 ~ 300	2,5 (до 333 оС); 0,0075*t (свыше 333 оС) (абс.) + 0,5 (класс точности)
47	Температура конденсата греющего пара за ПНД-3, оС	Термометр контактный цифровой ТК-5.06	-40,0 ~ 250,0	(0,1 + 0,005*t) (абс.)
48	Температура конденсата греющего пара за ПНД-3 (дублир.), оС	Штатное средство измерения температуры (датчик температуры ТХА-1193-02 + показывающий прибор КП140-101)	0 ~ 300	2,5 (до 333 оС); 0,0075*t (свыше 333 оС) (абс.) + 0,5 (класс точности)
49	Температура сетевой воды на входе в ПСГ-1, оС	Термометр контактный цифровой ТК-5.06	-40,0 ~ 250,0	(0,1 + 0,005*t) (абс.)

№ п/п	Измеряемый параметр, единица измерения	Наименование и тип средства измерения	Диапазон измерения	Класс точности, погрешность
50	Температура сетевой воды на входе в ПСГ-1 (дублир.), оС	Штатное средство измерения температуры (датчик температуры ТСМ-0193-02 + показывающий прибор КМ140-101)	0 ~ 150	2,5 (до 333 оС); 0,0075*t (свыше 333 оС) (абс.) + 0,5 (класс точности)
51	Температура сетевой воды на входе в ПСГ-2, оС	Термометр контактный цифровой ТК-5.06	-40,0 ~ 250,0	(0,1 + 0,005*t) (абс.)
52	Температура сетевой воды на входе в ПСГ-2 (дублир.), оС	Штатное средство измерения температуры (датчик температуры ТСМ-0193-02 + показывающий прибор КМ140-101)	0 ~ 150	2,5 (до 333 оС); 0,0075*t (свыше 333 оС) (абс.) + 0,5 (класс точности)
53	Температура сетевой воды на выходе из ПСГ-2, оС	Термометр контактный цифровой ТК-5.06	-40,0 ~ 250,0	(0,1 + 0,005*t) (абс.)
54	Температура сетевой воды на выходе из ПСГ-2 (дублир.), оС	Штатное средство измерения температуры (датчик температуры ТСМ-0193-02 + показывающий прибор КМ140-101)	0 ~ 150	2,5 (до 333 оС); 0,0075*t (свыше 333 оС) (абс.) + 0,5 (класс точности)
55	Температура конденсата греющего пара непосредственно за ПСГ-1, оС	Термометр контактный цифровой ТК-5.06	-40,0 ~ 250,0	(0,1 + 0,005*t) (абс.)
56	Температура конденсата греющего пара на всасе КН ПСГ-1, оС	Штатное средство измерения температуры (датчик температуры ТСМ-0193-02 + показывающий прибор КМ140-101)	0 ~ 150	2,5 (до 333 оС); 0,0075*t (свыше 333 оС) (абс.) + 0,5 (класс точности)
57	Температура конденсата греющего пара непосредственно за ПСГ-2, оС	Термометр контактный цифровой ТК-5.06	-40,0 ~ 250,0	(0,1 + 0,005*t) (абс.)
58	Температура конденсата греющего пара на всасе КН ПСГ-2, оС	Штатное средство измерения температуры (датчик температуры ТСМ-0193-02 + показывающий прибор КМ140-101)	0 ~ 150	2,5 (до 333 оС); 0,0075*t (свыше 333 оС) (абс.) + 0,5 (класс точности)
59	Температура охлаждающей воды на входе основных пучков конденсатора, оС	Штатное средство измерения температуры (датчик температуры ТСМ-0193-02 + показывающий прибор КМ140-101)	0 ~ 100	2,5 (до 333 оС); 0,0075*t (свыше 333 оС) (абс.) + 0,5 (класс точности)
60	Температура охлаждающей воды на входе основного пучка конденсатора по половине А, оС	Термометр контактный цифровой ТК-5.06	-40,0 ~ 250,0	(0,1 + 0,005*t) (абс.)
61	Температура охлаждающей воды на входе основного пучка конденсатора по половине Б, оС	Термометр контактный цифровой ТК-5.06	-40,0 ~ 250,0	(0,1 + 0,005*t) (абс.)
62	Температура охлаждающей воды на выходе основного пучка конденсатора по половине А, оС	Термометр контактный цифровой ТК-5.06	-40,0 ~ 250,0	(0,1 + 0,005*t) (абс.)

№ п/п	Измеряемый параметр, единица измерения	Наименование и тип средства измерения	Диапазон измерения	Класс точности, погрешность
63	Температура охлаждающей воды на выходе основного пучка конденсатора по половине А (дублир.), оС	Штатное средство измерения температуры (датчик температуры ТСМ-0193-02 + показывающий прибор КМ140-101)	0 ~ 100	2,5 (до 333 оС); 0,0075*t (свыше 333 оС) (абс.) + 0,5 (класс точности)
64	Температура охлаждающей воды на выходе основного пучка конденсатора по половине Б, оС	Термометр контактный цифровой ТК-5.06	-40,0 ~ 250,0	(0,1 + 0,005*t) (абс.)
65	Температура охлаждающей воды на выходе основного пучка конденсатора по половине Б (дублир.), оС	Штатное средство измерения температуры (датчик температуры ТСМ-0193-02 + показывающий прибор КМ140-101)	0 ~ 100	2,5 (до 333 оС); 0,0075*t (свыше 333 оС) (абс.) + 0,5 (класс точности)
66	Температура охлаждающей воды на входе встроенного пучка конденсатора (в коллекторе), оС	Штатное средство измерения температуры (датчик температуры ТСМ-0193-02 + показывающий прибор КМ140-101)	0 ~ 100	2,5 (до 333 оС); 0,0075*t (свыше 333 оС) (абс.) + 0,5 (класс точности)
67	Температура охлаждающей воды на входе встроенного пучка конденсатора (поток А), оС	Термометр контактный цифровой ТК-5.06	-40,0 ~ 250,0	(0,1 + 0,005*t) (абс.)
68	Температура охлаждающей воды на входе встроенного пучка конденсатора (поток Б), оС	Термометр контактный цифровой ТК-5.06	-40,0 ~ 250,0	(0,1 + 0,005*t) (абс.)
69	Температура охлаждающей воды на выходе встроенного пучка конденсатора (в коллекторе), оС	Штатное средство измерения температуры (датчик температуры ТСМ-0193-02 + показывающий прибор КМ140-101)	0 ~ 100	2,5 (до 333 оС); 0,0075*t (свыше 333 оС) (абс.) + 0,5 (класс точности)
70	Температура охлаждающей воды на выходе встроенного пучка конденсатора (поток А), оС	Термометр контактный цифровой ТК-5.06	-40,0 ~ 250,0	(0,1 + 0,005*t) (абс.)
71	Температура охлаждающей воды на выходе встроенного пучка конденсатора (поток Б)	Термометр контактный цифровой ТК-5.06	-40,0 ~ 250,0	(0,1 + 0,005*t) (абс.)
72	Температура конденсата на выходе из конденсатосборника конденсатора, оС	Термометр контактный цифровой ТК-5.06	-40,0 ~ 250,0	(0,1 + 0,005*t) (абс.)
73	Температура конденсата на выходе из конденсатосборника конденсатора (дублир.), оС	Штатное средство измерения температуры (датчик температуры ТСМ-0193-02 + показывающий прибор КМ140-101)	0 ~ 100	2,5 (до 333 оС); 0,0075*t (свыше 333 оС) (абс.) + 0,5 (класс точности)
74	Температура металла выхлопного патрубка турбины (справа), оС	Штатное средство измерения температуры (датчик температуры ТСМ-1193-02 + регистрирующий прибор РП160М-67)	0 ~ 180	2,5 (до 333 оС); 0,0075*t (свыше 333 оС) (абс.) + 0,5 (класс точности)
75	Температура металла выхлопного патрубка турбины (слева), оС	Штатное средство измерения температуры (датчик температуры ТСМ-1193-02 + регистрирующий прибор РП160М-67)	0 ~ 180	2,5 (до 333 оС); 0,0075*t (свыше 333 оС) (абс.) + 0,5 (класс точности)

Продолжение таблицы 5.10

№ п/п	Измеряемый параметр, единица измерения	Наименование и тип средства измерения	Диапазон измерения	Класс точности, погрешность
76	Температура пара в выхлопном патрубке турбины (справа), оС	Штатное средство измерения температуры (датчик температуры ТСМ-1193-01 + регистрирующий прибор РП160М-67)	0 ~ 180	0,5 + 0,0065*t (абс.) + 0,5 (класс точности)
77	Температура пара в выхлопном патрубке турбины (слева), оС	Штатное средство измерения температуры (датчик температуры ТСМ-1193-01 + регистрирующий прибор РП160М-67)	0 ~ 180	0,5 + 0,0065*t (абс.) + 0,5 (класс точности)
78	Температура пара в камере регулирующей ступени турбины, оС	Штатное средство измерения температуры (датчик температуры ТХА-1193-02 + регистрирующий прибор РП160М-50)	0 ~ 600	2,5 (до 333 оС); 0,0075*t (свыше 333 оС) (абс.) + 0,5 (класс точности)
79	Температура основного конденсата за ПН-100, оС	Термометр контактный цифровой ТК-5.06	-40,0 ~ 250,0	(0,1 + 0,005*t) (абс.)
80	Температура конденсата пара за холодильником основного эжектора, оС	Термометр контактный цифровой ТК-5.06	-40,0 ~ 250,0	(0,1 + 0,005*t) (абс.)
81	Температура конденсата пара за холодильником эжектора уплотнений, оС	Термометр контактный цифровой ТК-5.06	-40,0 ~ 250,0	(0,1 + 0,005*t) (абс.)
82	Температура конденсата пара за ПН-100, оС	Термометр контактный цифровой ТК-5.06	-40,0 ~ 250,0	(0,1 + 0,005*t) (абс.)
83	Температура основного конденсата перед холодильниками основных эжекторов, оС	Термометр контактный цифровой ТК-5.06	-40,0 ~ 250,0	(0,1 + 0,005*t) (абс.)
84	Температура конденсата греющего пара ПСГ-1 на напоре КН ПСГ-1, оС	Термометр контактный цифровой ТК-5.06	-40,0 ~ 250,0	(0,1 + 0,005*t) (абс.)
85	Температура конденсата греющего пара ПСГ-2 на напоре КН ПСГ-2А, оС	Термометр контактный цифровой ТК-5.06	-40,0 ~ 250,0	(0,1 + 0,005*t) (абс.)
86	Температура конденсата греющего пара ПСГ-2 на напоре КН ПСГ-2Б, оС	Термометр контактный цифровой ТК-5.06	-40,0 ~ 250,0	(0,1 + 0,005*t) (абс.)
87	Температура питательной воды непосредственно на входе ПВД-4, оС	Термометр контактный цифровой ТК-5.06	-40,0 ~ 250,0	(0,1 + 0,005*t) (абс.)
88	Температура основного конденсата около точки установки расходомерной диафрагмы основного конденсата за ПНД-3 (перед 2ОК-34), оС	Термометр контактный цифровой ТК-5.06	-40,0 ~ 250,0	(0,1 + 0,005*t) (абс.)
89	Температура основного конденсата за холодильниками основных эжекторов, оС	Термометр контактный цифровой ТК-5.06	-40,0 ~ 250,0	(0,1 + 0,005*t) (абс.)

№ п/п	Измеряемый параметр, единица измерения	Наименование и тип средства измерения	Диапазон измерения	Класс точности, погрешность
90	Температура питательной воды после врезки защитного и регулируемого байпаса ПВД, °С	Термометр контактный цифровой ТК-5.06	-40,0 ~ 250,0	(0,1 + 0,005*t) (абс.)
91	Температура питательной воды после врезки защитного и регулируемого байпаса ПВД (дублир.), °С	Штатное средство измерения температуры (датчик температуры ТХА-1193-02 + показывающий прибор КП140-101)	0 ~ 400	2,5 (до 333 оС); 0,0075*t (свыше 333 оС) (абс.) + 0,5 (класс точности)
92	Температура сетевой воды непосредственно за ПСГ-1, °С	Термометр контактный цифровой ТК-5.06	-40,0 ~ 250,0	(0,1 + 0,005*t) (абс.)
Приборы измерения давления				
93	Давление свежего пара перед ГПЗ, избыточное, кгс/см ²	Штатное средство измерения давления (датчик давления Сапфир ДИ 2160 + показывающий прибор КП140-109)	0 ~ 160	0,5 и 0,5 (класс точности)
94	Давление свежего пара перед стопорным клапаном, избыточное, кгс/см ²	Штатное средство измерения давления (датчик давления Сапфир ДИ 2160 + регистрирующий прибор РП160М1-09)	0 ~ 160	0,5 и 0,5 (класс точности)
95	Давление в камере регулирующей ступени турбины, избыточное, кгс/см ²	Штатное средство измерения давления (датчик давления Сапфир ДИ 2160 + регистрирующий прибор РП160М1-08)	0 ~ 160	0,5 и 0,5 (класс точности)
96	Давление в камере нижнего теплофикационного отбора, избыточное, кгс/см ²	Манометр образцовый МО 11202 с условной шкалой (зав. № 4479)	0,00 ~ 2,50	0,4 (класс точности)
97	Давление в камере нижнего теплофикационного отбора, избыточное (дублир.), кгс/см ²	Штатное средство измерения давления (датчик давления Сапфир ДИВ2350 + регистрирующий прибор РП160М1-09)	-1,00 ~ 3,00	0,5 и 0,5 (класс точности)
98	Давление (разрежение) в конденсаторе, кгс/см ²	Штатное средство измерения давления (датчик давления Сапфир ДВ2240 + регистрирующий прибор РП160М1-09)	-1,00 ~ 0,00	0,5 и 0,5 (класс точности)
99	Давление (разрежение) в конденсаторе (зонд 1), кгс/см ²	Вакуумметр образцовый типа ВО 1227 с условной шкалой (зав. № 978)	-1,0000 ~ 0,0000	0,25 (класс точности)
100	Давление (разрежение) в конденсаторе (зонд 2), кгс/см ²	Вакуумметр показывающий ДВ2005СгУЗ	-1,00 ~ 0,00	1,5 (класс точности)
101	Давление (разрежение) в конденсаторе (зонд 3), кгс/см ²	Вакуумметр образцовый типа ВО 1227 с условной шкалой (зав. № 975)	-1,0000 ~ 0,0000	0,25 (класс точности)
102	Давление (разрежение) в конденсаторе (зонд 4), кгс/см ²	Вакуумметр показывающий ДВ2005СгУЗ	-1,00 ~ 0,00	1,5 (класс точности)
103	Давление в камере верхнего теплофикационного отбора, избыточное, кгс/см ²	Манометр образцовый МО 11202 с условной шкалой (зав. № 5014)	0,000 ~ 4,000	0,4 (класс точности)

№ п/п	Измеряемый параметр, единица измерения	Наименование и тип средства измерения	Диапазон измерения	Класс точности, погрешность
104	Давление в камере верхнего теплофикационного отбора, избыточное (дублир.), кгс/см ²	Штатное средство измерения давления (датчик давления Сапфир ДВ2240 + регистрирующий прибор РП160М1-09)	-1,00 ~ 3,00	0,5 и 0,5 (класс точности)
105	Давление пара за регулирующим клапаном РК-1, избыточное, кгс/см ²	Манометр технический показывающий МП4-УУ2	0 ~ 250	1,5 (класс точности)
106	Давление пара за регулирующим клапаном РК-2, избыточное, кгс/см ²	Манометр технический показывающий МП4-УУ2	0 ~ 250	1,5 (класс точности)
107	Давление пара за регулирующим клапаном РК-3, избыточное, кгс/см ²	Манометр технический показывающий МП4-УУ2	0 ~ 250	1,5 (класс точности)
108	Давление пара за регулирующим клапаном РК-4, избыточное, кгс/см ²	Манометр технический показывающий МП4-УУ2	0 ~ 250	1,5 (класс точности)
109	Давление питательной воды на входе ПВД-4, избыточное, кгс/см ²	Манометр технический показывающий МТП-160	0 ~ 400	1,5 (класс точности)
110	Давление питательной воды на выходе ПВД-5, избыточное, кгс/см ²	Манометр технический показывающий МП4-УУ2	0 ~ 400	1,5 (класс точности)
111	Давление пара в камере 1-го отбора (на выхлопе ЦВД) турбины, избыточное, кгс/см ²	Манометр технический показывающий МВПЗ-У	0 ~ 60	1,5 (класс точности)
112	Давление пара в камере 2-го отбора турбины, избыточное, кгс/см ²	Манометр технический показывающий МПЗ-У	0,0 ~ 25,0	1,5 (класс точности)
113	Давление пара в камере 3-го отбора турбины, избыточное, кгс/см ²	Манометр образцовый МО 11202 с условной шкалой (зав. № 4978)	0,00 ~ 10,00	0,4 (класс точности)
114	Давление пара в камере 4-го отбора турбины, избыточное, кгс/см ²	Манометр образцовый МО 11202 с условной шкалой (зав. № 4992)	0,000 ~ 6,000	0,4 (класс точности)
115	Давление пара в камере 5-го отбора турбины (на ПСГ-2 и ПНД-1), избыточное, кгс/см ²	Манометр технический показывающий МВП4-УУ2	-1,0 ~ 5,0	1,5 (класс точности)
116	Давление греющего пара перед ПНД-1, избыточное	Манометр образцовый МО 11202 с условной шкалой (зав. № 4480)	0,00 ~ 2,50	0,4 (класс точности)
117	Давление греющего пара перед ПНД-2, избыточное, кгс/см ²	Манометр показывающий для точных измерений МПТИ-УЗ (зав. № 094104)	0,00 ~ 6,00	0,4 (класс точности)
118	Давление греющего пара перед ПНД-3, избыточное, кгс/см ²	Манометр показывающий для точных измерений МПТИ-УЗ (зав. № 095377)	0 ~ 16,0	0,4 (класс точности)
119	Давление греющего пара перед ПВД-4, избыточное, кгс/см ²	Манометр показывающий ДМ2005СгУЗ	0,0 ~ 25,0	1,5 (класс точности)
120	Давление греющего пара перед ПВД-5, избыточное, кгс/см ²	Манометр технический показывающий МП4-УУ2	0 ~ 60	1,5 (класс точности)

№ п/п	Измеряемый параметр, единица измерения	Наименование и тип средства измерения	Диапазон измерения	Класс точности, погрешность
121	Давление основного конденсата на напоре КЭН, избыточное, кгс/см ²	Манометр технический показывающий МП4-У	0,0 ~ 40,0	1,5 (класс точности)
122	Давление основного конденсата около точки установки расходомерной диафрагмы основного конденсата за ПНД-3 (перед 2ОК-34), избыточное, кгс/см ²	Манометр технический показывающий МП4-УУ2	0,0 ~ 25,0	1,5 (класс точности)
123	Давление в деаэраторе питательной воды ДП-2, избыточное, кгс/см ²	Штатное средство измерения давления (датчик давления Сапфир ДИ2150 + регистрирующий прибор РП160М1-09)	0,0 ~ 10,0	0,5 и 0,5 (класс точности)
Прочие приборы измерения				
124	Атмосферное давление, мм рт. ст.	Барометр-анероид контрольный М-67 (зав. № 619)	610,0 ~ 790,0	0,8 (предел допускаемой абс. погрешности)
125	Мощность турбогенератора активная, МВт	АСКУЭ	0 ~ 120	–
126	Мощность турбогенератора реактивная, МВАр	АСКУЭ	0 ~ 120	–
127	Выработка электроэнергии турбогенератором за время опыта, кВт.ч	АСКУЭ	–	–
128	Время опыта, с	Секундомер	–	1 (абс.)

Конденсационный режим с отключённым регулятором давления в «Т - отборе»

1. Проводится 10 опытов для тарировки расходомерного устройства на трубопроводе свежего пара. Продолжительность каждого опыта 30 минут. Электрическая мощность турбины изменяется от 30 МВт до 70 МВт.

2. Проводится 13 опытов для построения энергетических характеристик. Электрическая мощность турбины изменяется от 35 МВт до 75 МВт. Продолжительность каждого опыта 60 минут.

Одноступенчатый режим работы турбины по тепловому графику (поворотная диафрагма закрыта)

1. Проводится три серии по 7 опытов в каждой для построения энергетических характеристик. Продолжительность каждого опыта 60 минут. Абсолютное давление в камере нижнего теплофикационного отбора для первой серии опытов 0,5 кгс/см², для второй серии опытов – 1,2 кгс/см², для третьей серии опытов – 2,0 кгс/см².

Одноступенчатый режим работы турбины по электрическому графику нагрузки

1. Проводится три серии по 9 опытов в каждой для построения энергетических характеристик. Продолжительность каждого опыта 60 минут. Абсолютное давление в камере нижнего теплофикационного отбора изменяется от 0,5 кгс/см² до 2,0 кгс/см².

Двухступенчатый режим работы турбины по тепловому графику (поворотная диафрагма закрыта)

1. Проводится три серии по 7 опытов в каждой для построения энергетических характеристик. Продолжительность каждого опыта 60 минут. Абсолютное давление в камере верхнего теплофикационного отбора изменяется от 0,6 кгс/см² до 2,5 кгс/см².

Двухступенчатый режим работы турбины по электрическому графику нагрузок

1. Проводится три серии по 9 опытов в каждой для построения энергетических характеристик. Продолжительность каждого опыта 60 минут. Абсолютное давление в камере верхнего теплофикационного отбора изменяется от 0,6 кгс/см² до 2,5 кгс/см².

5.3.3. Результаты экспериментальных исследований

По результатам испытаний турбоагрегата Тп-115/125-130-1ТП построены основные энергетические характеристики. На рисунках 5.11, 5.12 приведены энергетические характеристики для конденсационного режима работы, на рисунках 5.13, 5.14 - энергетические характеристики для теплофикационных режимов работы. На рисунках использованы следующие условные обозначения: N_T , МВт – электрическая мощность; G_0 , т/ч – расход свежего пара; $q_T^{бр}$, кДж/(кВт·ч) – удельный расход тепловой энергии брутто на выработку электроэнергии.

Для проверки корректности полученных опытных данных было выполнено сравнение приведенных энергетических характеристик с данными Уральского турбинного завода. По результатам сравнения для конденсационного режима работы среднее отклонение опытных данных составило 2,7 %. Для теплофикационного режима работы среднее расхождение расхода свежего пара составило 0,5 т/ч, что не превышает 0,15 %. При увеличении давления пара в камере верхнего теплофикационного отбора выше 0,196 МПа (2,0 кгс/см²) данное расхождение увеличивается до 8 т/ч, что не превышает 1,7 %.

По результатам сравнения удельного расхода тепловой энергии брутто на выработку электроэнергии, полученного при проведении испытаний турбины и при математическом моделировании, среднее отклонение составило 2,4 %.

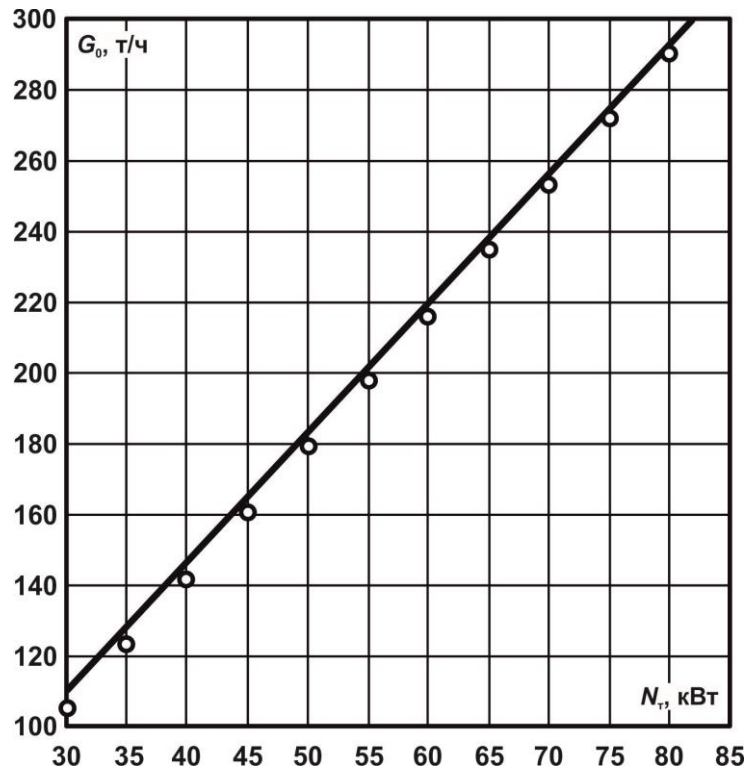


Рисунок 5.11. Диаграммы режимов турбоагрегата при работе в конденсационном режиме: линия – результаты испытаний; точки – данные завода-изготовителя

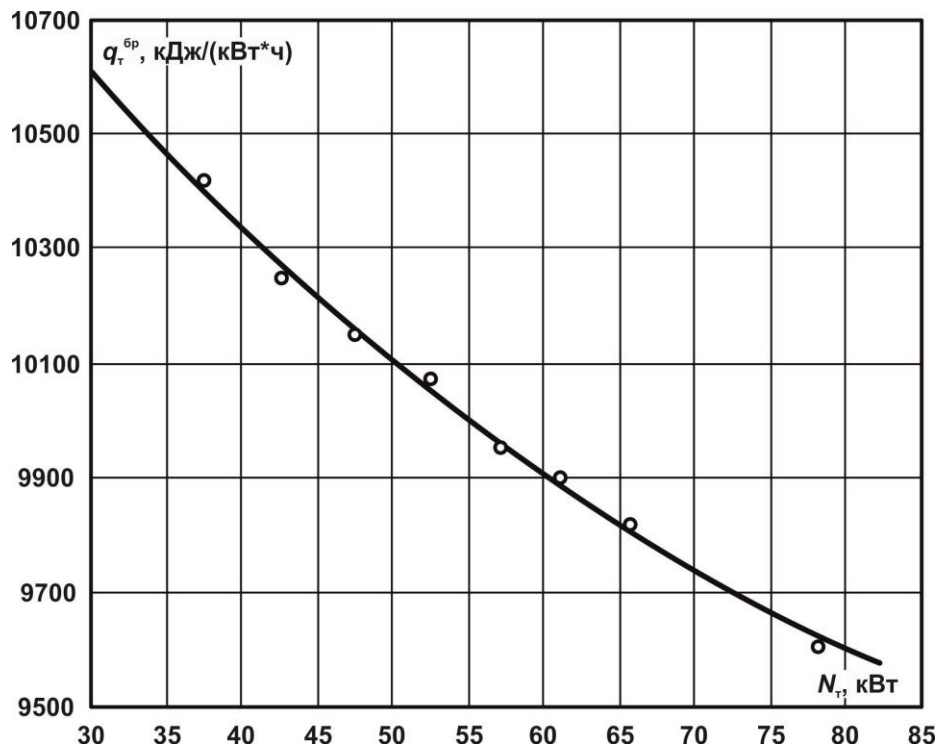


Рисунок 5.12. Энергетическая характеристика турбоагрегата при работе в конденсационном режиме: точки – результаты испытаний; линия – результаты расчета в математической модели

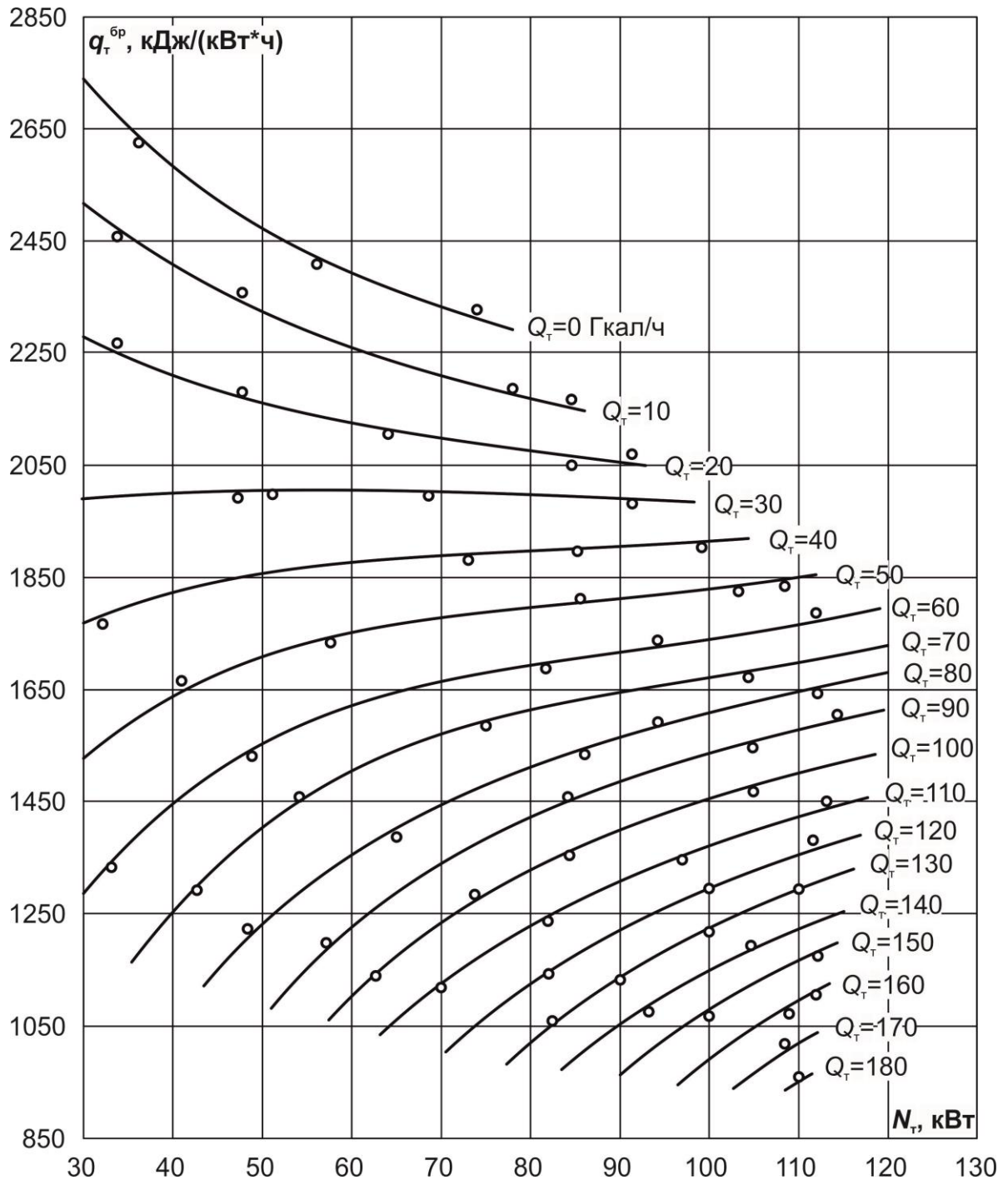


Рисунок 5.13. Энергетическая характеристика турбоагрегата при работе в теплофикационном режиме с одноступенчатым подогревом сетевой воды при давлении в нижнем теплофикационном отборе $0,7 \text{ кг}/\text{см}^2$: точки – результаты испытаний; линии – результаты расчета в математической модели

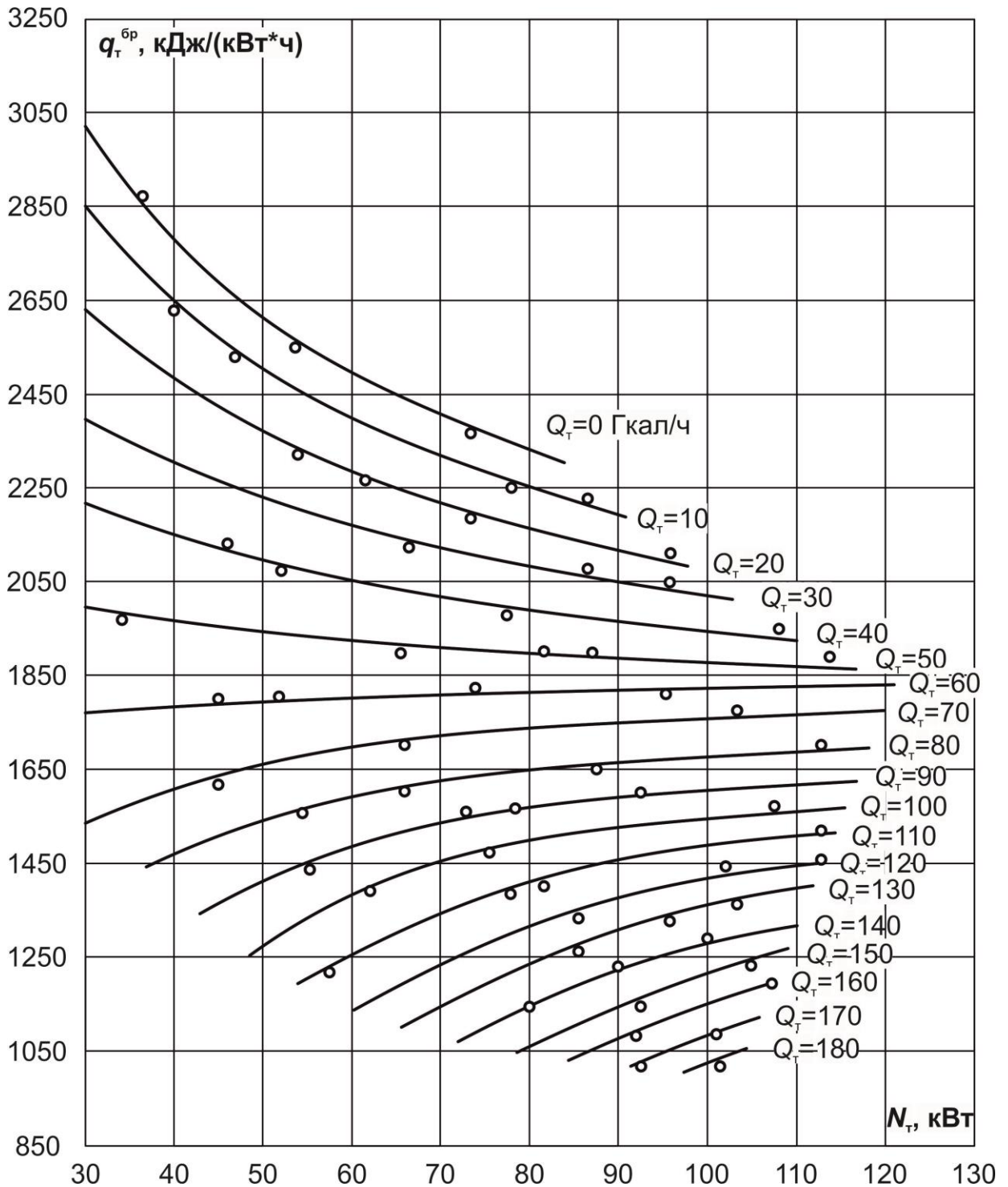


Рисунок 5.14. Энергетическая характеристика турбоагрегата при работе в теплофикационном режим с двухступенчатым подогревом сетевой воды при давлении в верхнем теплофикационном отборе $2,2 \text{ кгс}/\text{см}^2$: точки – результаты испытаний; линии – результаты расчета в математической модели

5.4. Экспериментальные исследования разделения разнородных компонентов смеси сыпучих материалов

5.4.1. Краткая характеристика оборудования классификатора

Целью проведения экспериментальных исследований является получение опытных данных для идентификации модели разделения смеси разнородных компонентов, представленной в разделе 4.2. Экспериментальные исследования проводились в рамках международного договора о сотрудничестве с Ченстоховским политехническим университетом (Польша) на специальной лабораторной установке с двухступенчатым классификатором. Схема экспериментальной установки для исследования процесса разделения представлена на рисунке 5.15.

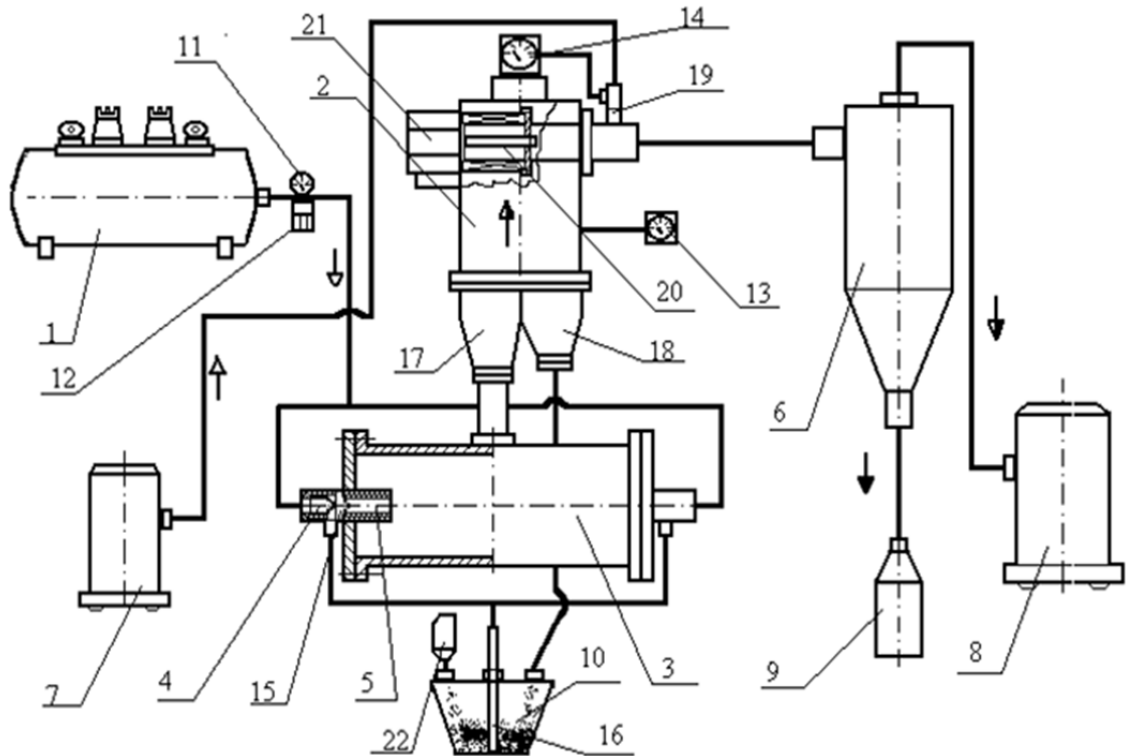


Рисунок 5.15. Схема экспериментальной установки: 1 – поршневой компрессор, 2 – центробежный классификатор, 3 – струйная мельница, 4 – конвергентное сопло, 5 – трубка ускорителя, 6 – циклон, 7 – вентилятор, 8 – вытяжной вентилятор, 9 – бак для мелкодисперсного материала, 10 – бак подачи и реверсирования, 11 – пружинный манометр для измерения рабочего давления, 12 – поточный дегидратор, 13 – пружинный манометр для измерения отрицательного давления в камере классификатора, 14 – пружинный манометр для измерения давления уплотнения подшипника, 15 – улавливающая камера, 16 – всасывающая насадка для подачи исходного материала, 17 – подводящий кабель с рабочим воздухом, 18 – подводящий кабель для крупнозернистого продукта, 19 – уплотнительный вакуумный впуск, 20 – ротор классификатора, 21 – двигатель классификатора, 22 – питающий бак.

Следует отметить, что струйная мельница 3 на рисунке 5.15 при исследовании многоступенчатой классификации для предотвращения измельчения материала была отключена. Фотография экспериментальной установки при отключенной мельнице и эскиз исследуемого двухступенчатого классификатора представлены на рисунке 5.16.

Исходная смесь (G_0) с воздухом (B) подается в гравитационную ступень классификатора 1, после которой мелкий продукт разделения направляется в центробежную ступень 2, а грубый продукт (G_{12}) – в бункер 3. Грубый продукт второй ступени классификации (G_{22}) направляется в бункер 4, а мелкий продукт (G_{23}) выносится воздухом из аппарата через патрубок 5. Для привода ротора центробежной ступени установлен электрический двигатель 6. Эвакуация крупного продукта из второй ступени осуществляется через патрубок 7.

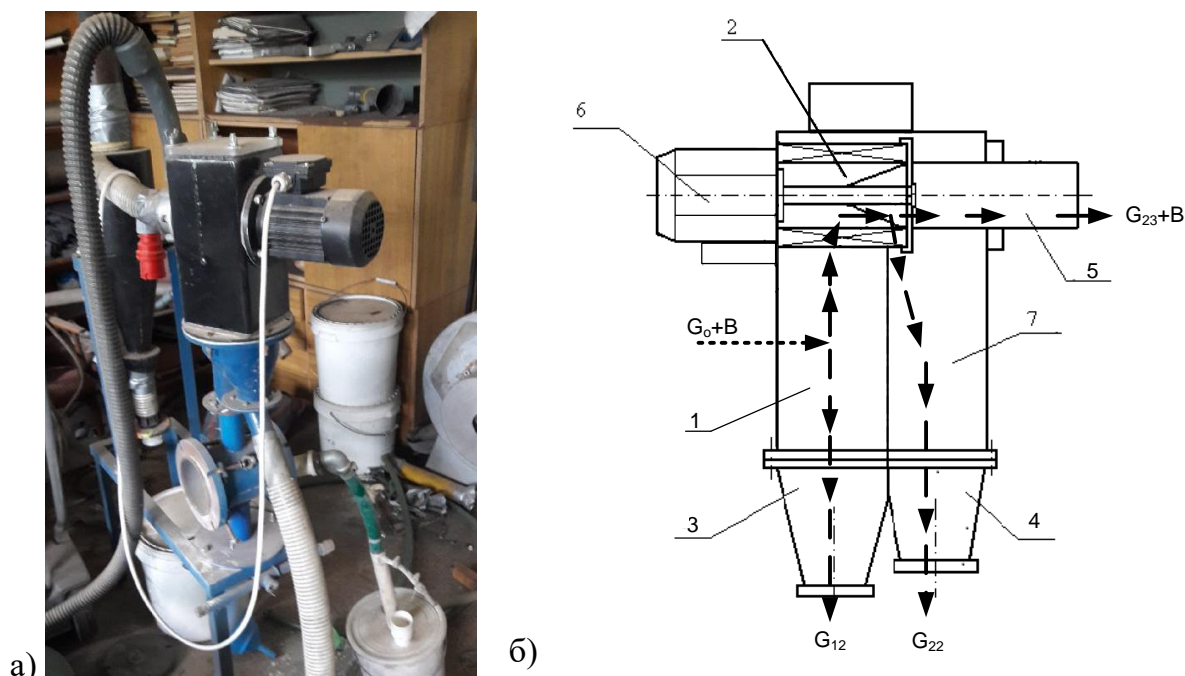


Рисунок 5.16. Фотография экспериментальной установки (а) и эскиз двухступенчатого классификатора (б): 1–гравитационная ступень разделения; 2 – центробежная ступень классификации; 3 – бункер возврата гравитационной ступени; 4– бункер возврата центробежной ступени; 5 – выход мелкодисперсного материала центробежной ступени, 6 – электрический двигатель; 7 – патрубок возврата второй ступени

5.4.2. Программа проведения испытаний классификатора

В ходе экспериментальных исследований изучалось влияние содержания целевого компонента в смеси на результаты разделения. Перед опытом исходная смесь формировалась в заданной пропорции из известняка (компонент 1) и кварцевого песка (компонент 2), которые использовались в качестве модельных материалов. Содержание известняка в

смеси в проводимых опытах варьировалось в диапазоне от 0 до 100% согласно таблице 5.16. После проведения каждого опыта продукты взвешивались и рассеивались. Следует отметить, что исходные компоненты анализировались по крупности отдельно, а гранулометрический состав продуктов после классификации определялся для смеси компонентов. Всего было проведено 6 опытов.

Во всех опытах скорость вращения ротора классификатора составляла 30 1/с; продолжительность каждого опыта – 360 с; расход воздуха через классификатор – 11,9 м³/ч; избыточное давление воздуха – 400 кПа; масса порции загружаемой смеси оставалась постоянной и составляла 1000 г; температура воздуха в лаборатории – 23°C; относительная влажность – 29 %; температура атмосферного воздуха – 9°C; атмосферное давление – 100,9 кПа. Масса компонентов смеси в серии до проведенных опытов и масса готовых продуктов представлены в таблице 5.11.

Таблица 5.11

Режимы классификации

№ опыта	Масса компонента № 1 (песок) на входе в классификатор (m_{1Si}), Г	Масса компонента № 2 (известняк) на входе в классификатор (m_{1Ca}), Г	Масса грубого продукта после первой ступени классификатора (m_{12}), Г	Масса грубого продукта после второй ступени классификатора (m_{22}), Г	Масса мелкого продукта после классификатора (m_{23}), Г
101	1000	0	35,2	638,8	307,9
102	800	200	54,5	473,4	370,2
103	600	400	122,5	369,8	375,6
104	400	600	283,9	395,2	295,5
105	200	800	416,5	438,8	177,1
106	0	1000	451,4	365,7	144,0

5.4.3. Результаты испытаний классификатора

Гранулометрические составы порошков до и после классификации приведены в таблице 5.12.

Таблица 5.12

Гранулометрические составы продуктов до и после классификации

N, п/п	$x(i)$	m_{1Si} , Г	m_{1Ca} , Г	Опыт 101		Опыт 102		Опыт 103		Опыт 104		Опыт 105		Опыт 106	
				$m_{12} + m_{22}$, Г	m_{23} , Г	$m_{12} + m_{22}$, Г	m_{23} , Г	$m_{12} + m_{22}$, Г	m_{23} , Г	$m_{12} + m_{22}$, Г	m_{23} , Г	$m_{12} + m_{22}$, Г	m_{23} , Г	$m_{12} + m_{22}$, Г	m_{23} , Г
0	0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
1	4,7	0,22	17,45	0,10	3,05	0,68	10,91	3,52	15,41	6,32	17,76	20,45	15,84	22,94	14,17
2	14,5	2,18	41,33	1,63	14,94	2,50	27,91	8,37	35,48	16,96	39,01	41,71	35,49	50,98	32,55

N, п/п	x(i)	m _{1Si} , Г	m _{1Ca} , Г	Опыт 101		Опыт 102		Опыт 103		Опыт 104		Опыт 105		Опыт 106	
				m ₁₂ + m ₂₂ , Г	m ₂₃ , Г	m ₁₂ + m ₂₂ , Г	m ₂₃ , Г	m ₁₂ + m ₂₂ , Г	m ₂₃ , Г	m ₁₂ + m ₂₂ , Г	m ₂₃ , Г	m ₁₂ + m ₂₂ , Г	m ₂₃ , Г	m ₁₂ + m ₂₂ , Г	m ₂₃ , Г
3	24,6	8,68	59,31	6,94	34,64	7,47	50,30	14,38	52,64	29,63	54,64	55,48	49,34	67,81	45,17
4	34,7	26,38	74,00	20,33	63,05	20,54	77,72	27,55	74,04	45,36	69,29	66,69	61,85	79,23	56,56
5	44,8	49,77	86,00	43,10	85,71	43,54	92,92	48,37	88,28	63,05	82,12	76,14	73,67	86,93	67,31
6	54,9	71,60	94,03	68,41	95,70	69,52	98,10	71,44	93,97	82,65	88,70	83,23	81,19	91,63	77,20
7	65,0	85,62	98,12	84,04	98,77	85,40	99,54	85,84	96,85	90,69	94,25	87,51	87,84	94,48	86,06
8	75,1	91,67	99,58	90,36	99,64	91,56	99,81	91,39	98,08	94,07	97,85	90,30	92,13	96,03	90,85
9	85,2	94,51	99,83	93,34	99,83	94,20	99,87	93,89	98,50	95,50	98,83	92,61	95,38	97,11	93,61
10	95,3	96,18	99,95	95,36	99,91	95,89	99,93	95,49	98,79	96,45	99,33	94,66	97,19	98,01	95,50
11	105,0	97,32	100,00	96,73	99,95	97,25	99,96	96,82	99,06	97,23	99,73	95,64	98,62	98,76	97,16
12	116,0	98,16	100,00	97,75	99,97	98,03	100,00	97,73	99,27	97,76	99,97	96,51	99,71	99,29	98,73
13	126,0	98,66	100,00	98,38	99,99	98,75	100,00	98,39	99,46	98,25	100,00	97,34	100,00	99,66	99,61
14	136,0	99,08	100,00	98,84	100,00	99,15	100,00	98,85	99,64	98,69	100,00	98,12	100,00	99,90	100,00
15	146,0	99,35	100,00	99,19	100,00	99,37	100,00	99,18	99,80	99,11	100,00	98,75	100,00	100,00	100,00
16	156,0	99,54	100,00	99,40	100,00	99,67	100,00	99,47	99,95	99,44	100,00	99,29	100,00	100,00	100,00
17	166,0	99,69	100,00	99,56	100,00	99,79	100,00	99,64	100,00	99,65	100,00	99,60	100,00	100,00	100,00
18	176,0	99,85	100,00	99,68	100,00	99,89	100,00	99,79	100,00	99,79	100,00	99,82	100,00	100,00	100,00
19	186,0	99,93	100,00	99,78	100,00	99,94	100,00	99,93	100,00	99,91	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00
20	196,0	100,00	100,00	99,86	100,00	99,97	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00
21	206,0	100,00	100,00	99,93	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00
22	217,0	100,00	100,00	99,98	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00
23	227,0	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00
24	237,0	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00
25	247,0	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00
26	257,0	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00
27	267,0	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00
28	277,0	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00
29	287,0	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00
30	297,0	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00
31	308,0	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00
32	318,0	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00

Анализ относительной погрешности экспериментальных данных определения гранулометрических составов порошков представлен на рисунке 5.17 для условий проведения опыта № 101. Для других опытов получены схожие показатели погрешности.

Исходные гранулометрические составы для отдельных компонентов и гранулометрические составы смеси после проведения экспериментов для разных исходных составов смеси показаны также на рисунке 5.18. Гранулометрические составы исходных

компонентов представлены на рисунке пунктирными линиями, при этом верхняя пунктирная линия относится к известняку, а нижняя – к кварцевому песку. Гранулометрический состав грубого продукта разделения, который определяется смесью возврата первой и второй ступеней, представлен на рисунке штриховой линией. Гранулометрический состав мелкого продукта разделения показан сплошной линией

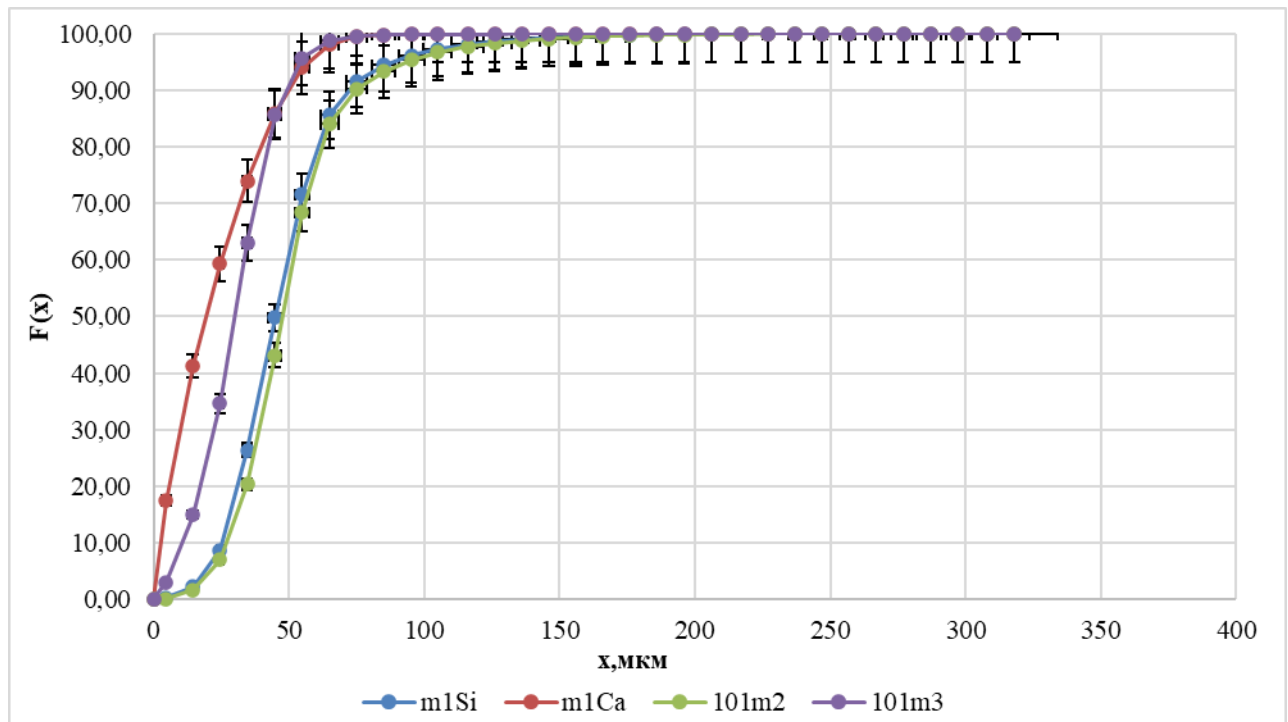


Рисунок 5.17. Относительные погрешности экспериментальных данных определения гранулометрических составы исходных компонентов, грубого и мелкого продуктов разделения: опыт № 101

Анализ приведенных результатов показывает, что состав исходной смеси существенно влияет на результаты классификации. Для идентификации моделей и проверки их адекватности проведены специальные расчетные исследования, представленные и прокомментированные в разделе 4.2 диссертации. Анализ приведенных результатов подтвердил достоверность модели в диапазоне варьирования исследованных параметров, что позволяет использовать предложенный подход для расчета и совершенствования процесса классификации смеси с учетом возможных требований к готовым продуктам как в отдельном аппарате так и в каскаде классификаторов.

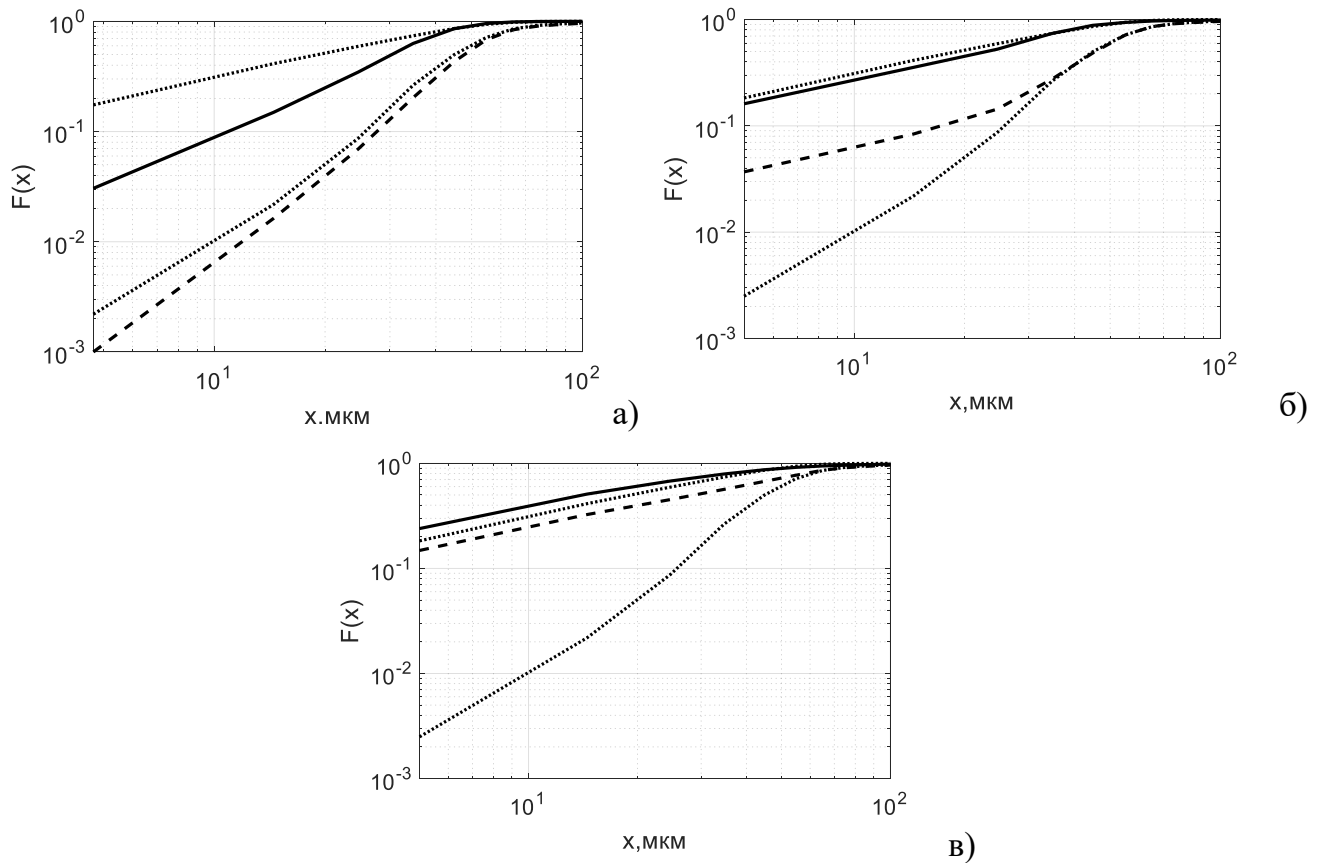


Рисунок 5.18. Гранулометрические составы исходных компонентов (пунктирные линии), грубого (штриховая) и мелкого (сплошная) продуктов разделения при разных составах исходной смеси: а) 0 %; б) 40 %; в) 100 % известняка

5.5. Выводы по пятой главе

1. Проведены экспериментальные испытания конденсационных котлов GEFFENMB 3.1-1000 и MB 3.1-530, необходимые для идентификации модели и решения задачи выделения влаги и тепловой энергии из дымовых газов энергетических и теплофикационных котлов, работающих в конденсационном режиме.

2. Для идентификации модели и построения реальных энергетических характеристик теплофикационной паровой турбины ПТ-12-35/10М ПАО «Северсталь» разработана техническая программа и метрологическое обеспечение тепловых балансовых испытаний турбоагрегата в регулировочном диапазоне нагрузок, проведены испытания, выполнена первичная обработка результатов измерения контролируемых параметров, включая проверку сходимости материальных балансов по установке в целом и отдельным технологическим подсистемам в условиях каждого опыта.

3. Для идентификации модели и построения реальных энергетических характеристик теплофикационной паровой турбины Тп-115/125-130-1ТП проведены экспериментальные

испытания. В ходе обработки результатов испытаний для конденсационного режима работы получены важнейшие зависимости по турбоустановке: диаграмма режимов – зависимость расхода свежего пара от электрической мощности и энергетическая характеристика – зависимость удельного расхода тепловой энергии брутто на выработку электроэнергии от электрической мощности.

4. Получены экспериментальные результаты классификации смеси разнородных компонентов на лабораторной установке, на основе которых проведена идентификация и проверка адекватности моделей. Представленные экспериментальные результаты и построенная расчетная модель могут применяться для постановки и решения оптимизационных задач фракционирования дисперсных материалов и повышения эффективности протекания процесса в классифицирующих системах.

Материалы главы 5 опубликованы в работах [301, 288, 291, 294, 298, 337,349].

ГЛАВА 6. ПРАКТИЧЕСКАЯ РЕАЛИЗАЦИИ РЕЗУЛЬТАТОВ РАБОТЫ

6.1. Направления практического использования результатов работы

Практическая реализация результатов работы осуществляется по следующим направлениям:

- использование моделей, методов расчета МММС для разработки алгоритмов и их программной реализации;
- использование разработанного программного обеспечения для решения практических задач;
- использование полученных результатов решения расчетных и оптимизационных задач для систем тепломассообменного оборудования с целью повышения эффективности функционирования энергетических систем и установок;
- использование методологии матричной формализации в научно-исследовательской деятельности при разработке новых моделей и методов расчета тепломассообменных систем, при разработке РИД и непосредственно в учебном процессе.

6.2. Методы расчета МММС и их реализация в виде программных продуктов

На базе математических моделей и методов расчета систем многокомпонентных многопоточных многоступенчатых тепломассообменных аппаратов со сложной конфигурацией потоков теплоносителей и методов решения обратных задач, представленных во второй главе, разработаны алгоритмы и выполнена их реализация в программные продукты. В соответствии с разработанными моделями разработаны следующие программные продукты, защищенные свидетельствами о государственной регистрации программы для ЭВМ:

- модуль расчета энергетических характеристик теплофикационной паровой турбины с учетом характеристик экономичности отсеков ее проточной части (Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2022615258);
- модуль решения обратной задачи для многопоточных многоступенчатых систем (Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2022615259);

- модуль расчета процесса тепломассообмена в башенных градирнях с учетом фазового перехода в теплоносителях (Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2022682290).

6.2.1. Модуль расчета энергетических характеристик теплофикационной паровой турбины с учетом характеристик экономичности отсеков ее проточной части

Программа предназначена для расчета показателя удельного расхода тепловой энергии брутто на выработку электроэнергии теплофикационным турбоагрегатом с учетом характеристик экономичности отсеков ее проточной части. В ходе расчета с учетом заданных значений электрической нагрузки и нагрузок производственного и теплофикационного отборов определяются необходимые значения расходов свежего и греющего пара, питательной воды и основного конденсата по элементам тепловой схемы теплофикационной паровой турбины. Данная программа может использоваться инженерами-теплоэнергетиками, которые занимаются вопросами эксплуатации, наладки и актуализации энергетических характеристик основного и вспомогательного оборудования ТЭС.

Алгоритм расчета энергетических характеристик включает блоки ввода исходных данных, расчета процесса согласно (2.5) и вывода результатов расчета. Алгоритм расчета энергетических характеристик приводится на рисунке 6.1, структура и состав исходных данных с указанием единиц измерения и способа определения показаны в таблице 6.1.

Таблица 6.1

Входные параметры для расчета энергетических характеристик теплофикационной паровой турбины с учетом характеристик экономичности отсеков ее проточной части

№	Наименование параметра	Обозначение	Единица измерения	Значение, способ определения
1	Электрическая мощность	N	МВт	Справочная литература / измерение
2	Производственная нагрузка	Q_p	Гкал/ч	Справочная литература / измерение
3	Теплофикационная нагрузка	Q_t	Гкал/ч	Справочная литература / измерение
4	Нагрев охлаждающей воды в конденсаторе	Δt	°С	Справочная литература / измерение
5	Удельная низшая теплота сгорания топлива на рабочую массу	Q_p^H	кДж/кг	Справочная литература / измерение

№	Наименование параметра	Обозначение	Единица измерения	Значение, способ определения
6	Острый пар: - энтальпия, - давление	i_o p_o	кДж/кг бар	Справочная литература / измерение
7	Пар производственного отбора: - энтальпия, - давление	i_p p_p	кДж/кг бар	Справочная литература / измерение
8	Пар теплофикационного отбора: - энтальпия, - давление - степень сухости	i_t p_t x_t	кДж/кг бар ед.	Справочная литература / измерение
9	Пар перед конденсатором: - энтальпия, - давление	i_k p_k	кДж/кг бар	Справочная литература / измерение
10	Удельная теплоемкость теплоносителей	c	кДж/(кг·К)	Справочная литература
11	Удельная теплота парообразования теплоносителей	r	кДж/кг	Справочная литература

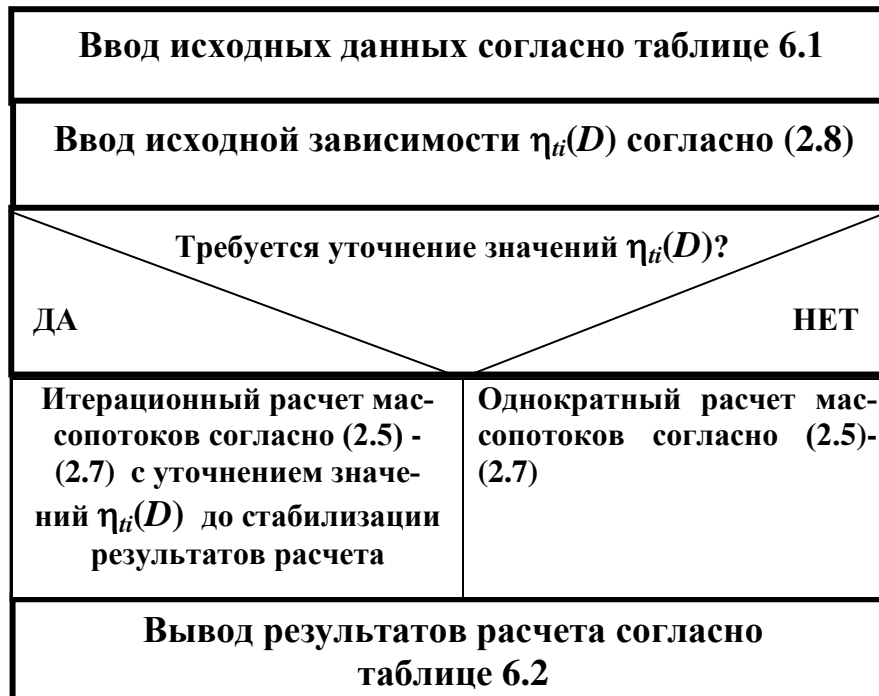


Рисунок 6.1. Алгоритм расчетного модуля энергетических характеристик теплофикационной паровой турбины с учетом характеристик экономичности отсеков ее проточной части

Выходные параметры расчета энергетических характеристик теплофикационной паровой турбины с учетом характеристик экономичности отсеков ее проточной части

№	Наименование параметра	Обозначение	Единица измерения
1	Расход топлива	B	кг/с
2	Расход свежего пара	D_0	кг/с
3	Расход пара в производственный отбор	D_p	кг/с
4	Расход пара в теплофикационный отбор	Q_t	кг/с
5	Расход пара на регенерацию	D_r	кг/с
6	Расход пара в конденсатор	D_k	кг/с
7	Расход циркуляционной воды	$D_{цв}$	кг/с
8	Расход тепловой энергии брутто на выработку электроэнергии	q_t	ккал/(кВт·ч)
9	Общий расход тепловой энергии на выработку электроэнергии	$Q=N q_t$	МВт

В ходе расчета определяются значения расходов теплоносителей, на основании которых рассчитывается удельный расход тепловой энергии брутто на выработку электроэнергии q_t , ккал/(кВт·ч), который является величиной обратной абсолютному электрическому КПД турбоустановки η (2.7). Пример вывода результатов расчета энергетических характеристик теплофикационной турбины ПТ-65/75-130/13 в виде зависимости $Q=f(N)$ приведен на рисунке 6.2, для турбины ПТ-12-35/10М КТЗ - на рисунке 6.3, для турбины Тп-115/125-130-1 - на рисунке 6.4.

При проведении расчета предусматривается возможность уточнения значений $\eta_i(D)$ при найденных расходах пара через отсеки турбины. Данное уточнение проводится до стабилизации результатов расчета, которая определяется рассогласованием параметров после двух последовательных итераций. Уточнение коэффициентов полезного действия отсеков проточной части выполняется по известным из литературы [203] или полученной в главе 2 зависимости (2.6).

Отличие предлагаемой методики расчета от известных [203] заключается в возможности оперативно учитывать влияние расхода пара через отсек на эффективность проточной части при построении энергетических характеристик.

Рассматриваемый расчетный модуль может использоваться автономно и вместе с другими модулями при выполнении поверочных, конструкторских расчетов или оптимизации системы по выбранной целевой функции.

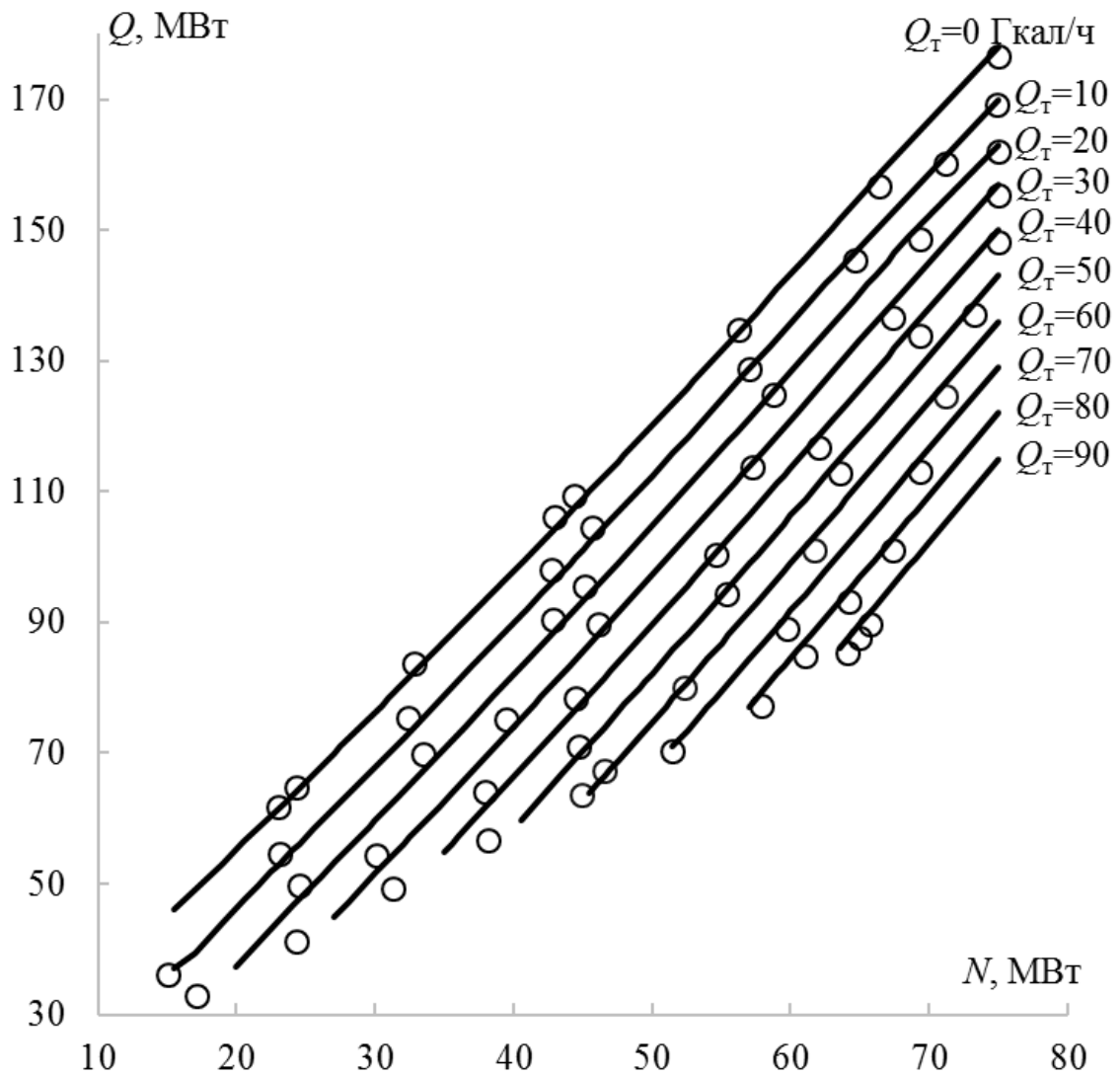


Рисунок 6.2. Пример вывода результатов расчета энергетических характеристик теплофикационной паровой турбины с учетом характеристик экономичности отсеков ее проточной части для турбины ПТ-65/75-130/13 при нагрузке производственного отбора 0 Гкал/ч: линии – результаты расчетного анализа; точки – значения, принятые для турбины ПТ-65/75-130/13 [206]

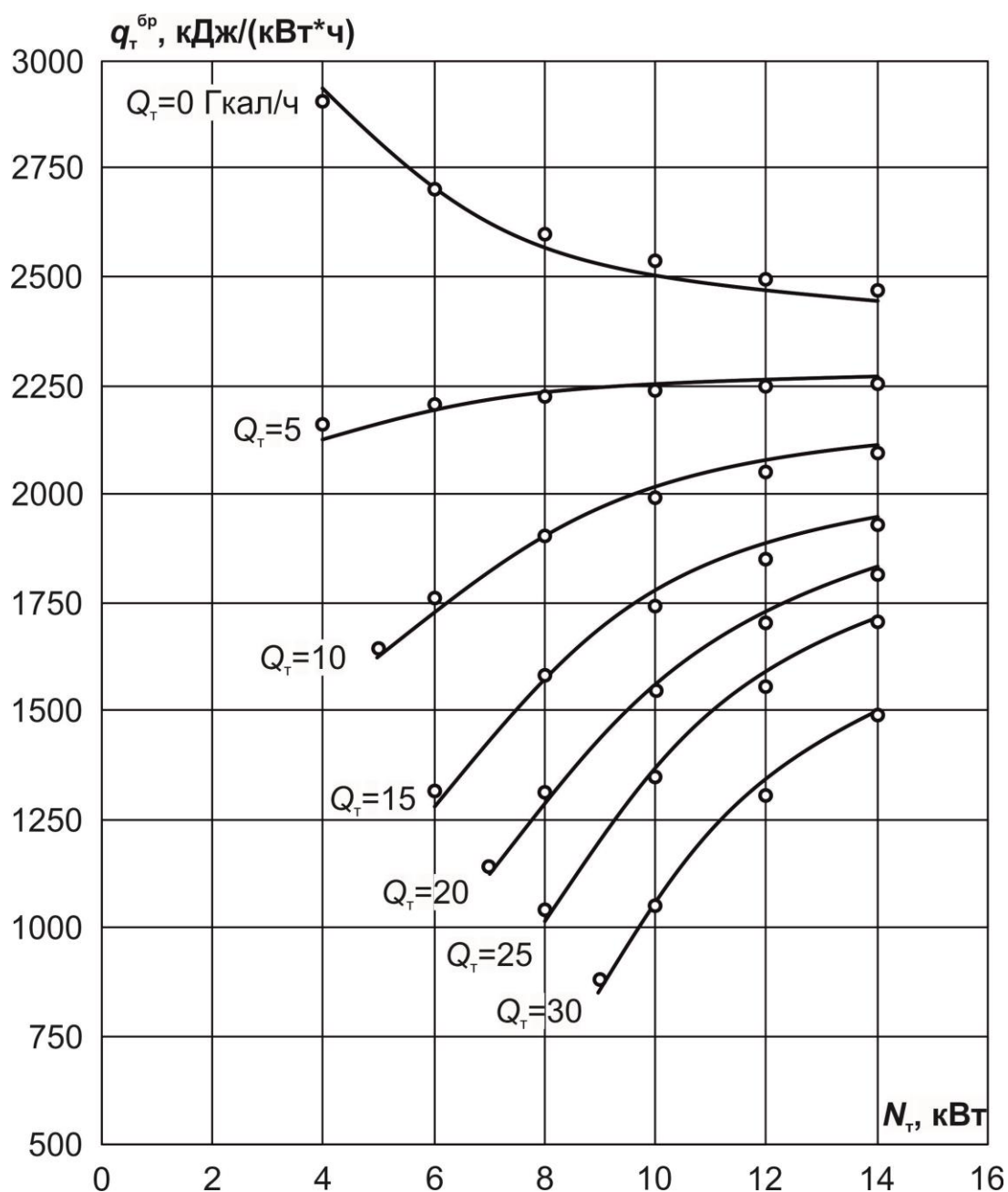


Рисунок 6.3. Пример вывода результатов расчета энергетических характеристик теплофикационной паровой турбины с учетом характеристик экономичности отсеков ее проточной части для турбины ПТ-12-35/10М КТЗ при работе в теплофикационном режиме при нагрузке производственного отбора 20 Гкал/ч: линии – результаты расчетного анализа; точки – значения, принятые для турбины ПТ-12-35/10М КТЗ [210]

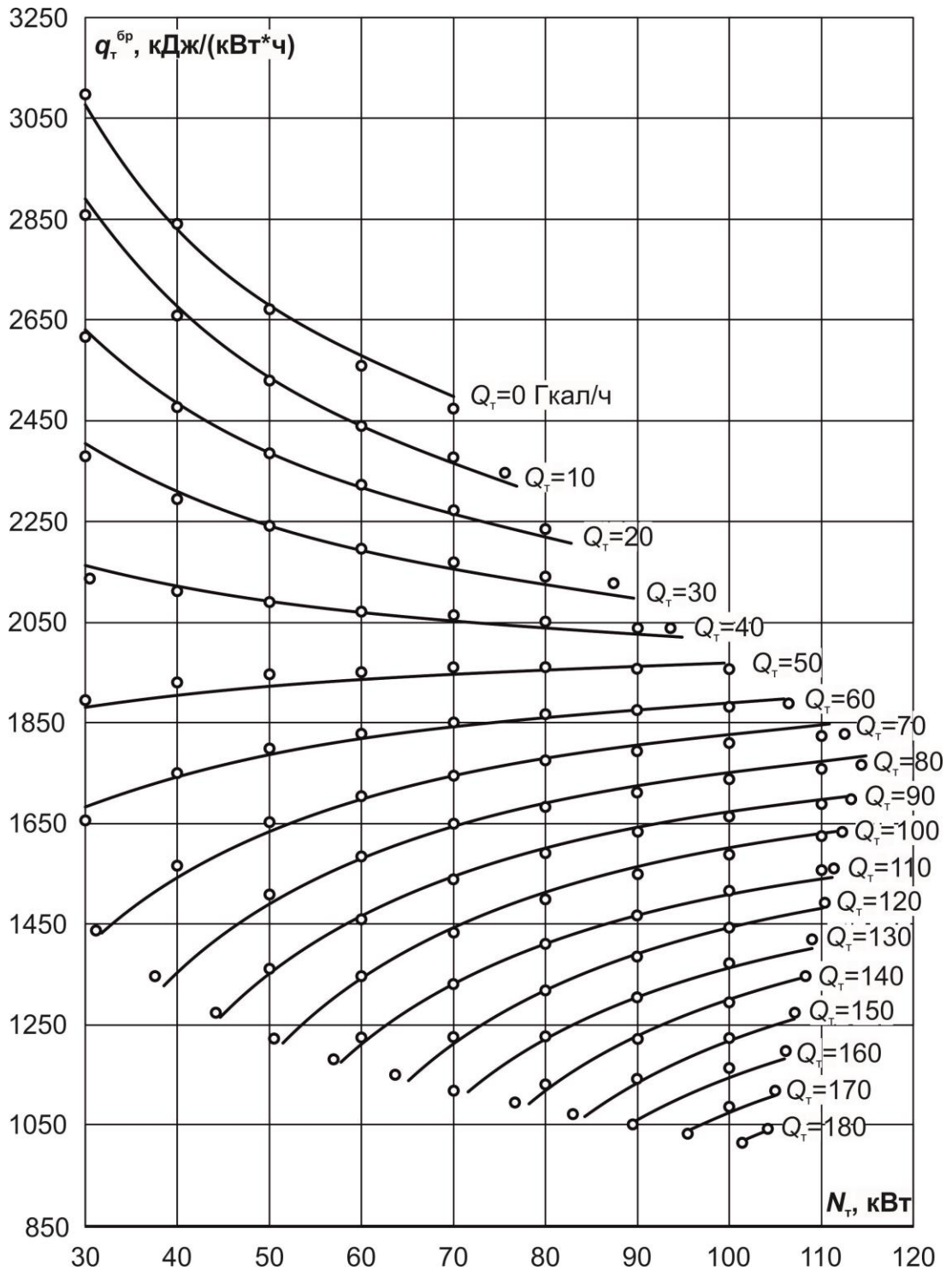


Рисунок 6.4. Пример вывода результатов расчета энергетических характеристик теплофикационной паровой турбины с учетом характеристик экономичности отсеков ее проточной части для турбины Тп-115/125-130-1 при работе в теплофикационном режиме с одноступенчатым подогревом сетевой воды и давления в нижнем теплофикационном отборе $1,5 \text{ кгс/см}^2$: линии – результаты расчетного анализа; точки – значения, принятые для турбины Тп-115/125-130-1 [209]

6.2.2. Модуль решения обратной задачи теплопередачи для многопоточных многоступенчатых систем

Программа предназначена для расчета конструктивных и режимных параметров многоступенчатых теплообменных аппаратов при различных вариантах задания исходных данных. В ходе расчета программа с учетом заданных значений позволяет определить конструктивные и режимные параметры системы, которые обеспечивают требуемые характеристики процесса теплообмена. Данная программа может использоваться инженерами-теплоэнергетиками, которые занимаются вопросами эксплуатации, наладки и анализа технологий энерго- и ресурсосбережения основного и вспомогательного оборудования ТЭС. Структура алгоритма программного модуля приведена на рисунке 6.5, перечень входных и выходных параметров программного модуля для решения обратной задачи для многопоточных многоступенчатых систем представлены в таблицах 6.3 и 6.4 соответственно.

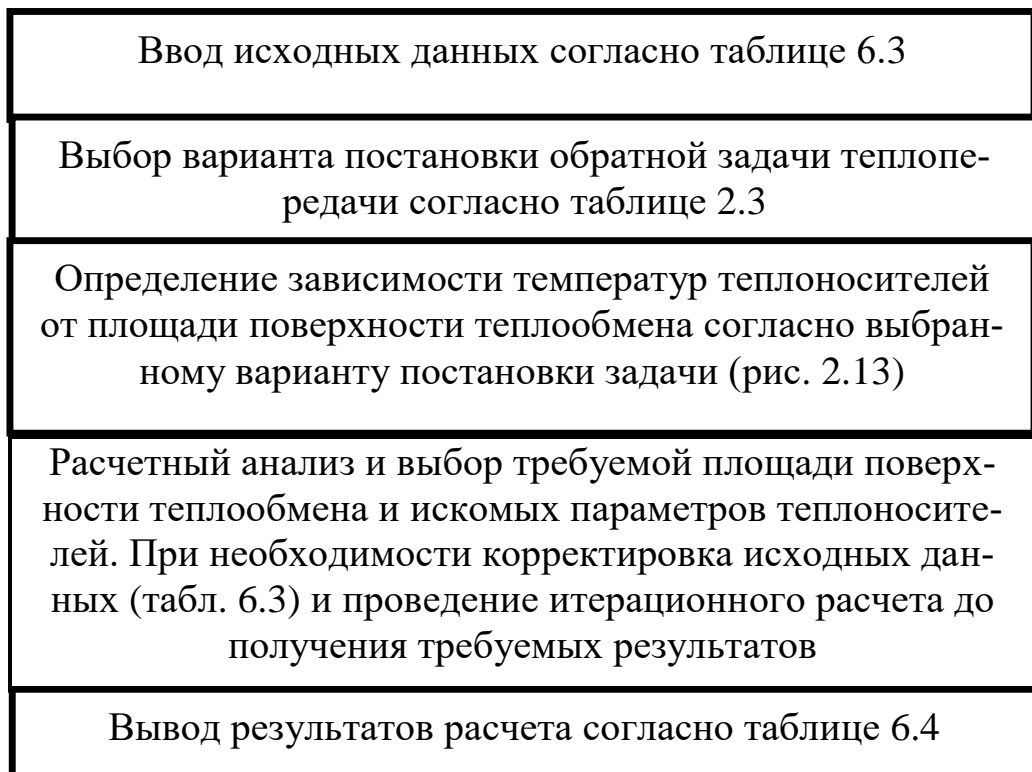


Рисунок 6.5. Алгоритм расчетного модуля решения обратных задач для многопоточных многоступенчатых теплообменных систем

**Входные параметры для решения обратной задачи для многопоточных
многоступенчатых систем**

№	Наименование параметра	Обозначение	Единица измерения	Значение, способ определения
1	Расход горячего теплоносителя	G_1	кг/с	Справочная литература / измерение
2	Расход холодного теплоносителя	G_2	кг/с	Справочная литература / измерение
3	Удельная теплоемкость горячего теплоносителя	c_1	Дж/(кг °С)	Справочная литература / измерение
4	Удельная теплоемкость холодного теплоносителя	c_2	Дж/(кг °С)	Справочная литература / измерение
5	Удельная теплота парообразования горячего теплоносителя	r_1	Дж/кг	Справочная литература / измерение
6	Удельная теплота парообразования холодного теплоносителя	r_2	Дж/кг	Справочная литература / измерение
7	Коэффициент теплопередачи	k	Вт/м ² °С	Справочная литература / расчет по результатам измерения
8	Номер варианта постановки обратной задачи	-	-	Таблица 2.3
9	Заданные температуры теплоносителей в соответствии с номером варианта постановки обратной задачи	t	°С	Таблица 2.3

**Выходные параметры решения обратной задачи для многопоточных
многоступенчатых систем**

№	Наименование параметра	Обозначение	Единица измерения	Значение, способ определения
1	Вариант постановки обратной задачи	-	-	Таблица 2.3, Таблица 6.3 (исходные данные)
2	Заданные температуры теплоносителей	t	°С	Таблица 2.3, Таблица 6.3 (исходные данные)
3	Искомые температуры теплоносителей	t	°С	Результаты расчета
4	Рекомендуемая площадь поверхности теплообмена	F	м ²	Результаты расчета
5	Рекомендации по выбору типа и типоразмера аппарата	-	-	Результаты расчета. Справочная литература

6.2.3. Модуль расчета процесса тепломассообмена в башенных градирнях с учетом фазового перехода в теплоносителях

Программа предназначена для расчёта технологических параметров процессов тепломассообмена в башенных градирнях систем оборотного охлаждения ТЭС и АЭС с учетом возможного фазового перехода в теплоносителях. Программа предназначена для научных и инженерных работников, которые занимаются вопросами эксплуатации, наладки и проектирования основного и вспомогательного оборудования ТЭС. Программа обеспечивает возможность одновременного поиска приемлемых значений конструктивных и режимных параметров градирен башенного типа различного назначения.

Моделирование процесса выполняется с использованием балансовых соотношений энергии и массы для выделенных потоков многопоточной системы.

Алгоритм программного модуля представлен на рисунке 6.6. Перечень входных и выходных параметров расчетного модуля башенных градирен с учетом возможного фазового перехода в теплоносителях представлен в таблицах 6.5 и 6.6.

Ввод исходных данных согласно таблице 6.5
Ввод зависимости концентрация водяных паров в воздухе в состоянии насыщения от температуры воздуха
Расчет зависимостей температур воздуха, воды и пара от определяющей координаты, в качестве которой используется число единиц переноса (kF)
Анализ и выбор рекомендаций по требуемой площади поверхности теплообмена и определение искомых параметров теплоносителей. При необходимости корректировка исходных данных согласно таблице 6.5 и проведение итерационного расчета до получения требуемых результатов
Вывод результатов расчета согласно таблице 6.6

Рисунок 6.6. Алгоритм программного модуля расчета процесса тепломассообмена в башенной градирне

Разработанный программный модуль расчета башенных градирен позволяет формулировать и решать задачи по эффективной организации процессов тепломассообмена в СОО различного назначения, что служит основой для постановки и решения задач по выбору оптимальных конструктивных и режимных параметров оборудования СОО.

**Входные параметры для расчетного модуля процесса тепломассообмена
в башенной градирне**

№	Наименование параметра	Обозначение	Единица измерения	Значение, способ определения
1	Расход циркуляционной воды	G_1	кг/с	Справочная литература / измерение
2	Расход пара, содержащегося в воздухе	G_2	кг/с	Справочная литература / измерение
3	Расход воздуха	G_3	кг/с	Справочная литература / измерение
4	Начальная температура воды	t_{10}	°С	Справочная литература / измерение
5	Начальная температура пара	t_{20}	°С	Справочная литература / измерение
6	Начальная температура воздуха	t_{30}	°С	Справочная литература / измерение
7	Удельная теплоемкость циркуляционной воды	c_1	Дж/(кг К)	Справочная литература / измерение
8	Удельная теплоемкость пара	c_2	Дж/(кг К)	Справочная литература / измерение
9	Удельная теплоемкость воздуха	c_2	Дж/(кг К)	Справочная литература / измерение
10	Удельная теплота парообразования	r_1	Дж/кг	Справочная литература / измерение
11	Концентрация водяных паров в воздухе в состоянии насыщения	c_n	кг H ₂ O/кг воздуха	Справочная литература / измерение
12	Коэффициент теплопередачи	k	Вт/(м ² К)	Справочная литература / расчет по результатам измерения

Таблица 6.6

Выходные параметры расчетного модуля процесса тепломассообмена в башенной градирне

№	Наименование параметра	Обозначение	Единица измерения	Значение, способ определения
1	Зависимость температуры воды от определяющей координаты	t_1	°С	Результаты расчета
2	Зависимость температуры пара от определяющей координаты	t_2	°С	Результаты расчета
3	Зависимость температуры воздуха от определяющей координаты	t_3	°С	Результаты расчета
4	Определение значения определяющей координаты. Рекомендации по выбору типа и типоразмера аппарата	kF	Вт/К	Результаты расчета / справочная литература

6.3. Разработка мероприятий по повышению эффективности эксплуатации конденсационных котлов ООО «Нижегородтеплогаз»

Для повышения эффективности функционирования конденсационных котлов и построения режимных карт по результатам проведенных режимно-наладочных испытаний (см. раздел 5.1) в рамках методологии матричной формализации разработана математическая модель и проведен расчетный анализ процесса теплопередачи применительно к газовому конденсационному котлу GEFEN MB. Особенностью данных котлов является использование энергии, выделяющейся при конденсации водяных паров уходящих газов. Продольный разрез исследуемого котла с указанием направлений движения теплоносителей приведен на рисунке 6.7, а.

Газовоздушная смесь через горелочную трубу подается в камеру сгорания, где происходит преобразование химической энергии топлива в тепловую энергию дымовых газов. Проходя в межтрубном пространстве водной рубашки, газы за счет разности температур передают тепловую энергию сетевой воде.

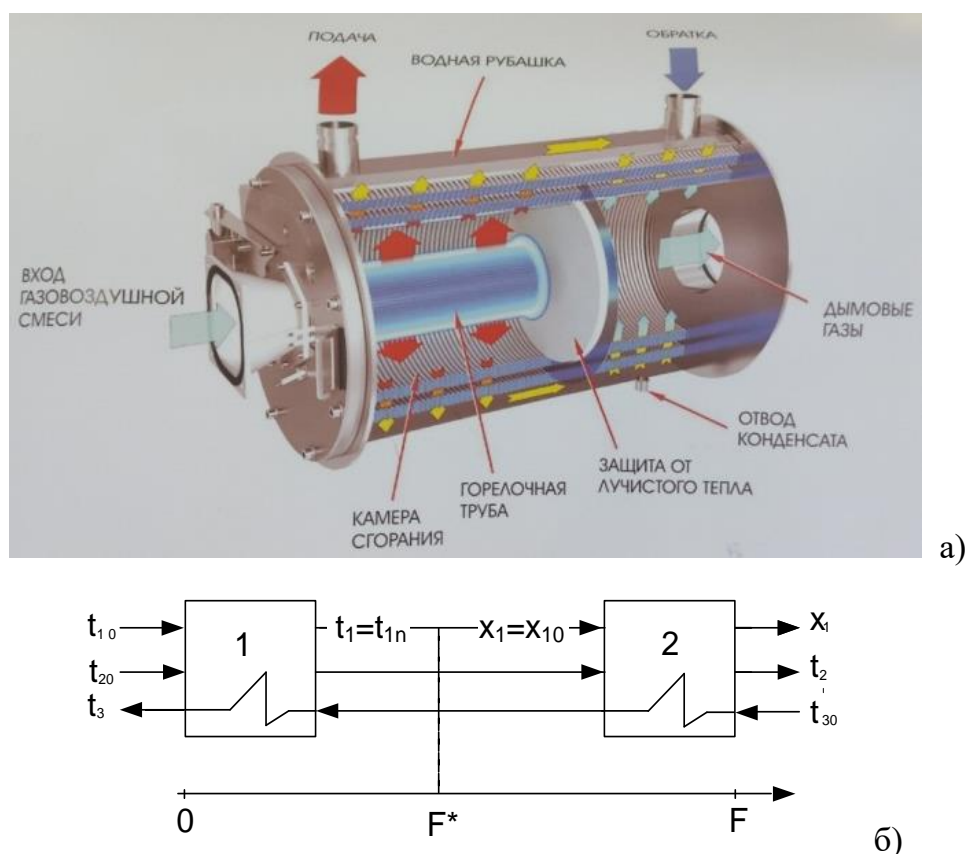


Рисунок 6.7. Вид котла GEFEN MB 3.1-1000 с указанием направления потоков теплоносителей (а) и расчетная схема котла (б)

Для разработки модели процесса теплопередачи в конденсационном котле составляется его расчетная схема, вид которой представлен на рисунке 6.7, б. Для описания

конденсации водяных паров из уходящих газов в расчетной схеме выделяются три потока теплоносителей: водяные пары, содержащиеся в дымовых газах, сухие дымовые газы и охлаждающая вода. Расчетная схема включает две ступени: ступень охлаждения 1 и ступень конденсации водяных паров 2. Считается, что движение потоков водяных паров и дымовых газов по ступеням организовано в противоположном направлении по отношению к охлаждающей воде. В качестве определяющей координаты процесса выбирается площадь поверхности теплообмена F , направление оси которой совпадает с направлением движения газов.

Для моделирования теплопередачи в конденсационном котле используется матричная формализация описания теплообмена в многоступенчатой системе, каждая ступень которой может иметь произвольное число входных и выходных потоков (1.35).

Для идентификации модели (1.35) использованы данные, полученные при проведении экспериментальных исследований газовых конденсационных котлов GEFFEN MB 3.1-1000 ООО «Нижегородтеплогаз» города Дзержинск Нижегородской области, подробно описанные в разделе 5.1. Для идентификации использованы экспериментальные данные по расходам через котел воды, уходящих газов и водяных паров, содержащихся в дымовых газах, температуре воды на входе и выходе из котла, расходу образовавшегося конденсата, температуре уходящих газов. В качестве параметра идентификации использован комплекс $k \cdot F$, определяемый произведением площади поверхности нагрева на коэффициент теплопередачи, который по своему смыслу аналогичен числу единиц переноса теплоты [297].

Для проведения идентификации выбран режим при практически полной конденсации водяных паров дымовых газов, значение параметра идентификации выбиралось по совпадению расчетного и замеренного показателя степени сухости водяных паров на выходе из котла. Результаты идентификации показаны на рисунке 6.8 в виде зависимости температуры теплоносителей t и доли водяных паров x вдоль поверхности нагрева, представленной в виде комплекса $k \cdot F$, для трех потоков теплоносителей. Для рассматриваемого режима (34% от номинальной нагрузки), которому соответствует практически полное извлечение влаги из дымовых газов, значение параметра идентификации определялось достижением расчетной степени сухости водяных паров $x_1=0$, то есть при конденсации всех водяных паров дымовых газов. Найденное таким образом значение параметра идентификации составило

$k \cdot F = 6087$ Вт/К, а значение температур сетевой воды на входе и на выходе котла совпадали с точностью погрешности измерения с замеренными результатами, что дополнительно подтверждает адекватность представленной модели.

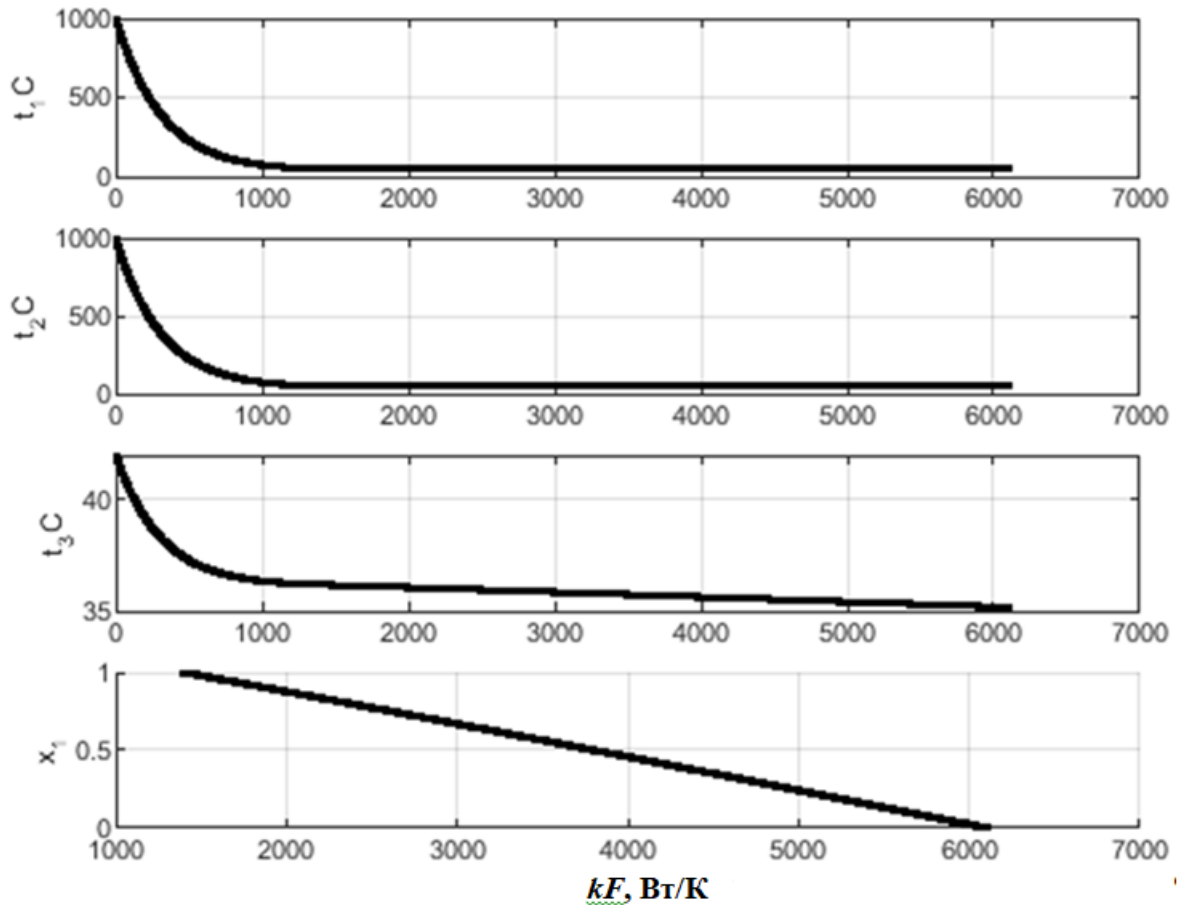


Рисунок 6.8. Расчетные зависимости температуры и степени сухости теплоносителей от числа единиц переноса $k \cdot F$, Вт/К для трех потоков теплоносителей: 1 – относится к потоку водяных паров, 2 – сухих дымовых газов, 3 – охлаждающей воды

При привязке расчетов к конкретному оборудованию площадь теплообмена F вычисляется по геометрическим размерам. Полученное из идентификации произведение $k \cdot F$ позволяет определить величину коэффициента теплопередачи, который принимается постоянным для проведения дальнейших расчетов. При необходимости повышения точности расчетов коэффициент теплопередачи может быть уточнен по известным нормативным методикам [23-26].

При сохранении постоянного значения найденного параметра в рассматриваемом диапазоне нагрузок ($kF = \text{const}$) идентифицированная модель была в дальнейшем использована для построения расчетных зависимостей для других режимов работы оборудования и для составления с их учетом режимных карт. Данные расчетные результаты

приведены на рисунке 6.9 в виде зависимостей изменения температуры охлаждающей воды и степени сухости пара вдоль поверхности теплообмена в контактном противоточном теплообменнике при различных выходных температурах охлаждающей воды.

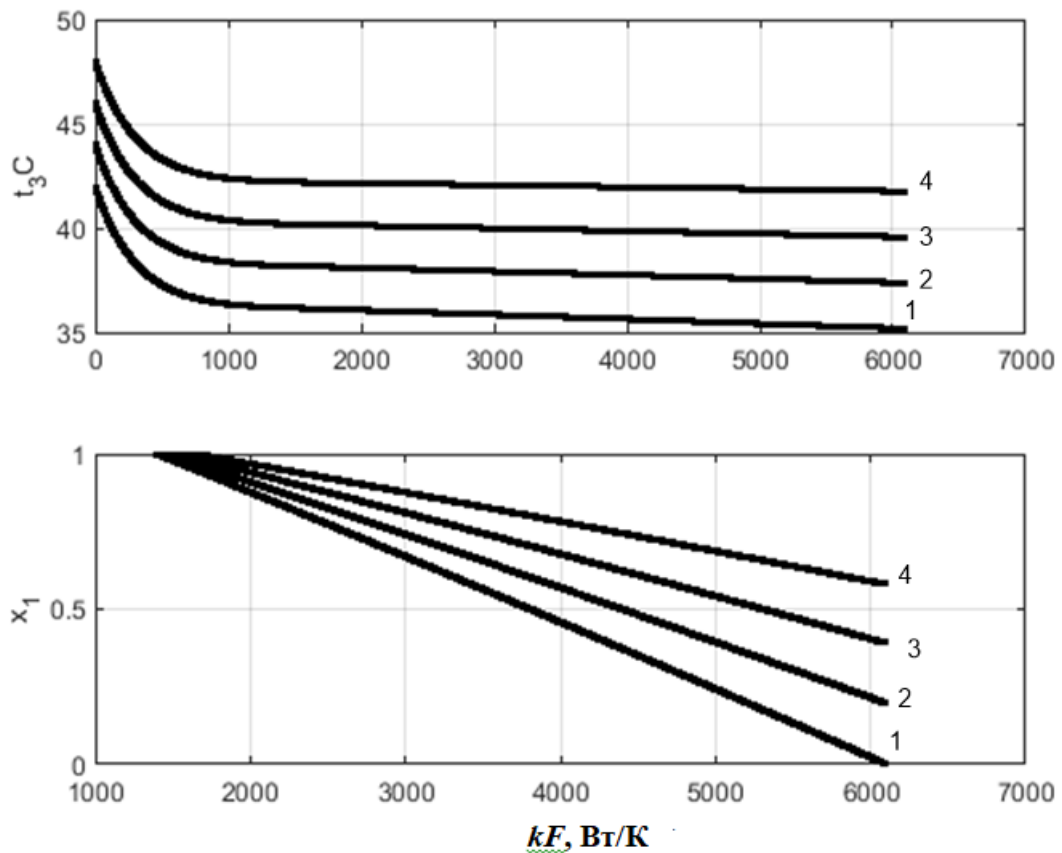


Рисунок 6.9. Зависимость температуры охлаждающей воды и степени сухости пара от комплекса $k \cdot F$ в противоточном теплообменнике при различных выходных температурах охлаждающей воды: 1 – 42°C; 2 – 44°C; 3 – 46°C; 4 – 48°C

Представленные на рисунке 6.9 результаты позволяют определить зависимость выходной температуры сетевой воды от входной ее температуры, а также рассчитать количество утилизированного тепла и влаги дымовых газов при разработке и актуализации режимных карт для различных схем включения оборудования котельной. Анализ приведенных на рисунке 6.9 результатов позволяет также определить границу начала фазового перехода и степень извлечения влаги из дымовых газов при различных температурах сетевой воды. Адекватность модели была проверена для экспериментальных данных (см. Главу 5) зависимости коэффициента полезного действия от нагрузки конденсационного котла, представленной на рисунке 6.10.

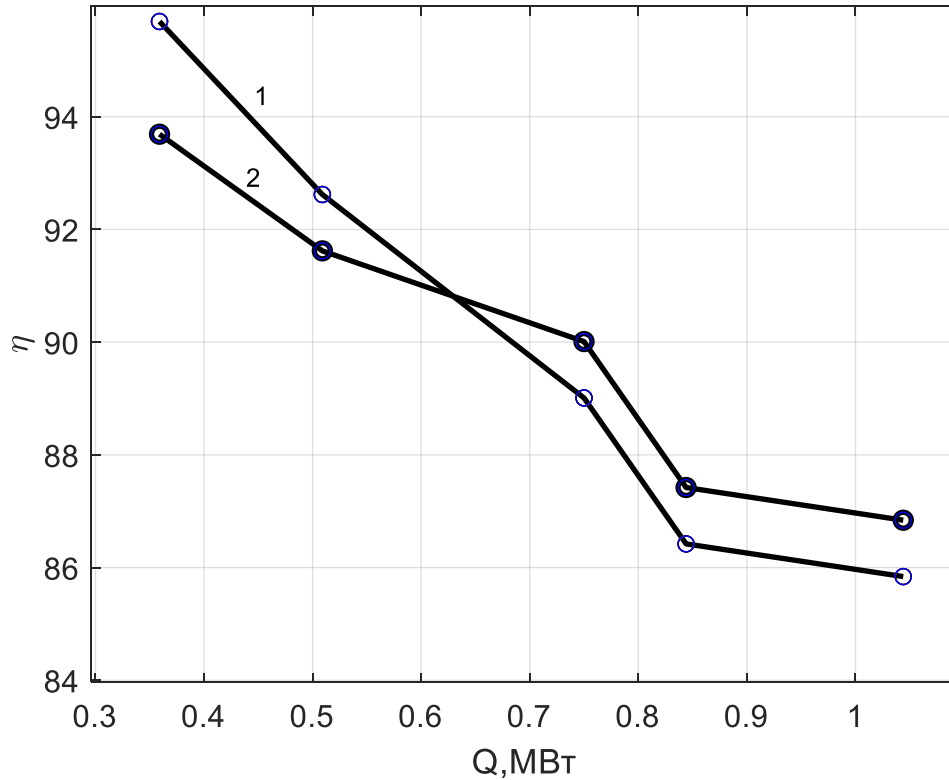


Рисунок 6.10. Зависимости коэффициента полезного действия первого (1) и второго(2) конденсационного котла от тепловой нагрузки

Известно, что конденсационные котлы наиболее эффективно работают при низких нагрузках. При повышении нагрузки конденсационный режим удается обеспечить далеко не всегда. Даже при достижении конденсационного режима доля извлечения влаги из дымовых газов может быть весьма незначительной.

Задача по оптимальному распределению нагрузки на работающем оборудовании решена с учетом полученной модели конденсационного котла. В качестве целевой функции при решении оптимизационной задачи выбирается суммарная стоимость топлива и подпиточной воды. В качестве параметров оптимизации рассматриваются структура (количество) включенных в работу конденсационных агрегатов, их тепловая нагрузка (режим работы каждого агрегата):

$$\begin{cases} B \cdot \Pi_{\text{т}} + (D_{\text{треб}} - D_{\text{факт}}) \cdot \Pi_{\text{подп}} \Rightarrow \min_{Q_i} \\ B = \sum_i \frac{Q_i}{\eta_i \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}}} \end{cases}, \quad (6.1)$$

где B – расход топлива, $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ – низшая теплота сгорания топлива, Q_i – тепловая нагрузка i -го агрегата, η_i – КПД «брутто» котла, n – число работающих агрегатов, i – номер агрегата

($i=\overline{1,n}$), $D_{\text{треб}}$ – требуемая величина подпитки цикла котлов, $D_{\text{факт}}$ – фактический расход конденсата водяных паров на подпитку цикла при работе конденсационных котлов, Ц_T – стоимость топлива, $\text{Ц}_{\text{подп}}$ – стоимость приготовления подпиточной воды цикла котлов на водоподготовительной установке. Суммарная тепловая нагрузка, которую должна обеспечить установка, записывается в виде ограничения

$$Q = \sum_i Q_i. \quad (6.2)$$

В качестве демонстрационного примера решения поставленной задачи рассматривается энергетическая установка из двух конденсационных котлов. Решение оптимизационной задачи (6.1)-(6.2) для двух котлов выполнено методом перебора [232] и представлено в виде режимной карты оптимальной загрузки агрегатов при их совместной работе на рисунке 6.11.

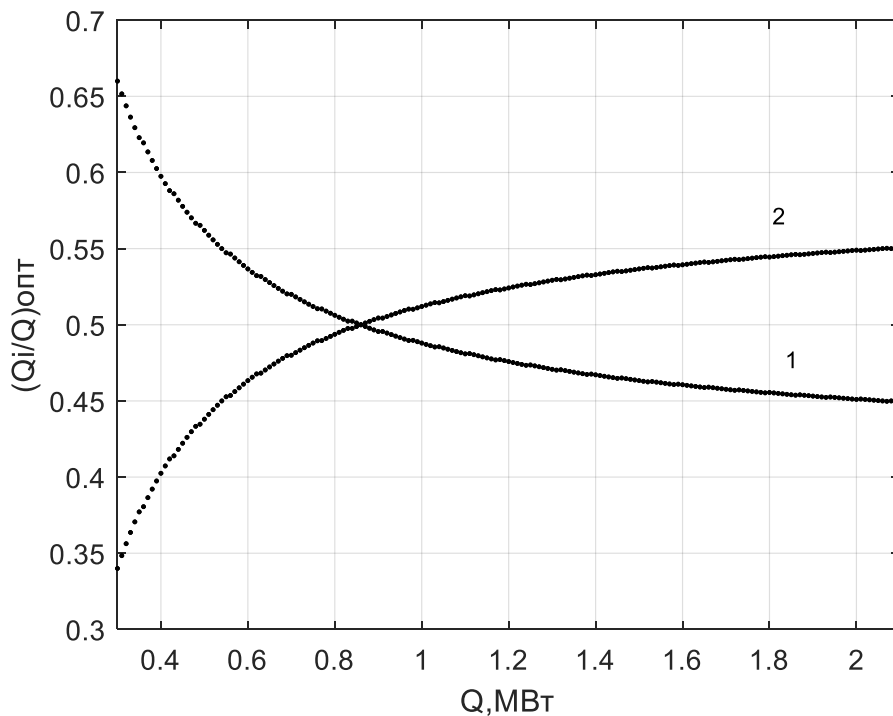


Рисунок 6.11. Решение задачи по оптимальной загрузке двух котлов с разной эффективностью при минимально суммарной стоимости топлива и подпиточной воды. Цифры на графике соответствуют обозначениям рисунке 6.10

Режимная карта оптимальной загрузки, представленная для двух котлов с разной эффективностью работы, позволяет выбрать режимы работы каждого котла, обеспечивающие минимальный суммарный расход топлива при заданной общей тепловой нагрузке.

Расчетный анализ эффективности предлагаемого подхода выполнен для заданного в таблице 6.7 примера годового графика нагрузок котельной. В таблице приведены средние тепловые нагрузки потребителей и суммарная продолжительность в течение года такой нагрузки.

Таблица 6.7

Годовой график нагрузки котельной

Показатель	Величина показателя				
	0,3	0,5	0,7	1,0	1,5
Средние тепловые нагрузки потребителей, Q , МВт					
Продолжительность нагрузки в течение года, час/год	1000	1500	1000	1500	1000

При оценке эффективности проанализированы два варианта: равномерное распределение нагрузки между работающими агрегатами и оптимальное распределение нагрузки между котлами. Энергетические характеристики котлов соответствуют данным, приведенным на рисунке 6.10. Оптимальное распределение нагрузки выбрано согласно графиков, приведенных на рисунке 6.11. Перерасход тепловой энергии при равномерном распределении нагрузок по сравнению с оптимальным режимом составил 256,67 ГДж/год, что соответствует годовой экономии топлива 5,579 т/год.

6.4. Разработка технико-экономического обоснования (ТЭО) оптимизации оборудования и режимов работы Сызранской ТЭЦ

6.4.1. Задачи и способы оптимизации

Теплоисточник Сызранская ТЭЦ (СТЭЦ) филиала «Самарской» ПАО «Т Плюс» осуществляет поставку тепловой энергии с горячей водой через присоединенные сети потребителям сферы ЖКХ в городе Сызрань, а также тепловую энергию с горячей водой и паром промышленным потребителям ОАО «Сызранский Нефтеперерабатывающий Завод» (СНПЗ), ОАО «Эталон», ОАО «Нефтехимзапчасть».

На станции эксплуатируется оборудование неблочной части (группа оборудования 130 ата), которая включает:

- паровые энергетические котлы ТГМЕ-464 ст. № 12 и 13;
- паровой энергетический котел ТГМЕ-428 ст. № 14;
- котел водогрейный КВГМ-100;

- турбоагрегат Р-35(50)-130 ст. № 7;
- турбоагрегат Т-110/120-130-5 ст. № 8.

Также в 2012 году завершено строительство блока ПГУ в составе:

- 2 ГТУ PG6111FA мощностью по 76,5 МВт,
- 2 котла-утилизатора КУП-110/15-8,0/0,7-540/200 паропроизводительностью по 136 т/ч,
- 1 турбоагрегат SSN-600 мощностью 74,4 МВт.

Одновременно с пуском оборудования ПГУ полностью выведено из эксплуатации оборудование со 2-ой по 5-ю очереди, а также два пиковых водогрейных котла.

Существующая схема теплоснабжения потребителей СТЭЦ показана на рисунке 6.12.

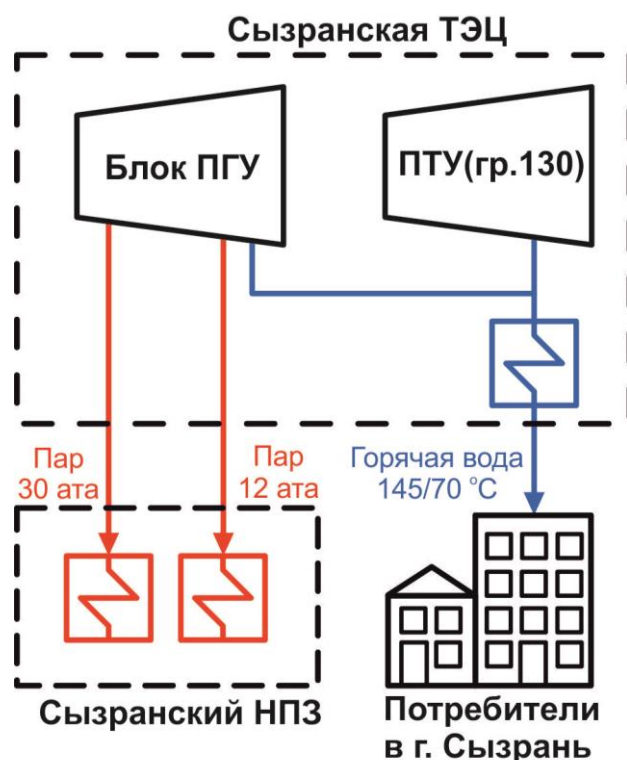


Рисунок 6.12. Схема отпуска тепла от СТЭЦ

В ходе анализа параметров работы оборудования СТЭЦ, было установлено, что основными причинами, снижающими экономичность работы оборудования СТЭЦ, являются:

- большое количество пара, отпускаемое паротурбинной установкой блока ПГУ на СНПЗ через РОУ и из производственного отбора при низкой загрузке теплофикационного отбора;

- недостаточная загрузка теплофикационных отборов турбоагрегата Т-110/120-130-5, которые преимущественно используются для теплоснабжения потребителей сферы ЖКХ в г. Сызрань (нагрузка определяется температурой наружного воздуха, а теплофикационные отборы турбины полностью загружаются только при температуре воздуха ниже $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$);

- низкая загрузка турбоагрегата Р-35(50)-130 ввиду использования пара противодавления для покрытия тепловых собственных нужд группы оборудования 130 ата.

Основные направления повышения эффективности работы ТЭЦ:

- реконструкция теплофикационной установки для замещения отпускаемого на СНПЗ пара горячей водой с приемлемой для оборудования потребителя температурой (пар используется преимущественно в подогревателях нефтепродуктов), что позволит максимально загрузить Т-отбор паровой турбины ПГУ и повысит эффективность её работы;

- выбор оптимальных режимов работы действующего паротурбинного оборудования, тепловая мощность которого превышает существующие тепловые нагрузки промышленных потребителей и жилищно-коммунального сектора города.

Поскольку для проведения успешной режимной и структурной оптимизации оборудования СТЭЦ необходимо также изменение параметров теплоносителей, отпускаемых на СНПЗ, то был произведен анализ основных потребителей пара. В ходе анализа установлено, что потребителями пара давлением 13 кгс/см^2 являются теплообменные аппараты, используемые для подогрева нефтепродуктов до температуры не более $150/70\text{ }^{\circ}\text{C}$, что делает возможным замену теплоносителя с пара на горячую воду, отпускаемую по графику не ниже $150/70\text{ }^{\circ}\text{C}$. Отпуск пара давлением 30 кгс/см^2 сохраняется.

Изменение температурного графика отпуска тепла с горячей водой потребителям сферы ЖКХ в г. Сызрань не рассматривается ввиду необходимости дорогостоящей реконструкции тепловых сетей: в случае снижения температурного графика потребуются увеличение пропускной способности тепломагистралей от ТЭЦ в город (перекладка с увеличением диаметра), в случае повышения температурного графика потребуются реконструкция существующих тепломагистралей без изменения диаметра с заменой наиболее изношенных участков тепловых сетей ввиду возможного роста повреждений в отопительный период (подтверждается данными испытаний на максимальную температуру теплоносителя).

Структурная и режимная оптимизация оборудования СТЭЦ проводится в 3 этапа (Рисунок 6.13):

1. замена паровых подогревателей на СНПЗ водяными с определением параметров их работы;

2. реконструкция оборудования теплофикационной установки СТЭЦ для обеспечения отпуска теплоносителей требуемых параметров сторонним потребителям (из расчета в этапе 1) и определение параметров загрузки производственных и теплофикационных отборов паротурбинных установок СТЭЦ;

3. расчет актуальных энергетических характеристик паротурбинных установок СТЭЦ с последующим поиском оптимальных режимов работы оборудования для снабжения паром ТФУ требуемых параметров (определены в этапе 2).

Реализация всех 3 этапов исследования выполняется для оборудования СТЭЦ, тепловых сетей и теплопотребляющих установок СНПЗ с помощью методологии матричной формализации, что позволяет на единой методологической основе проводить их структурную и режимную оптимизацию.

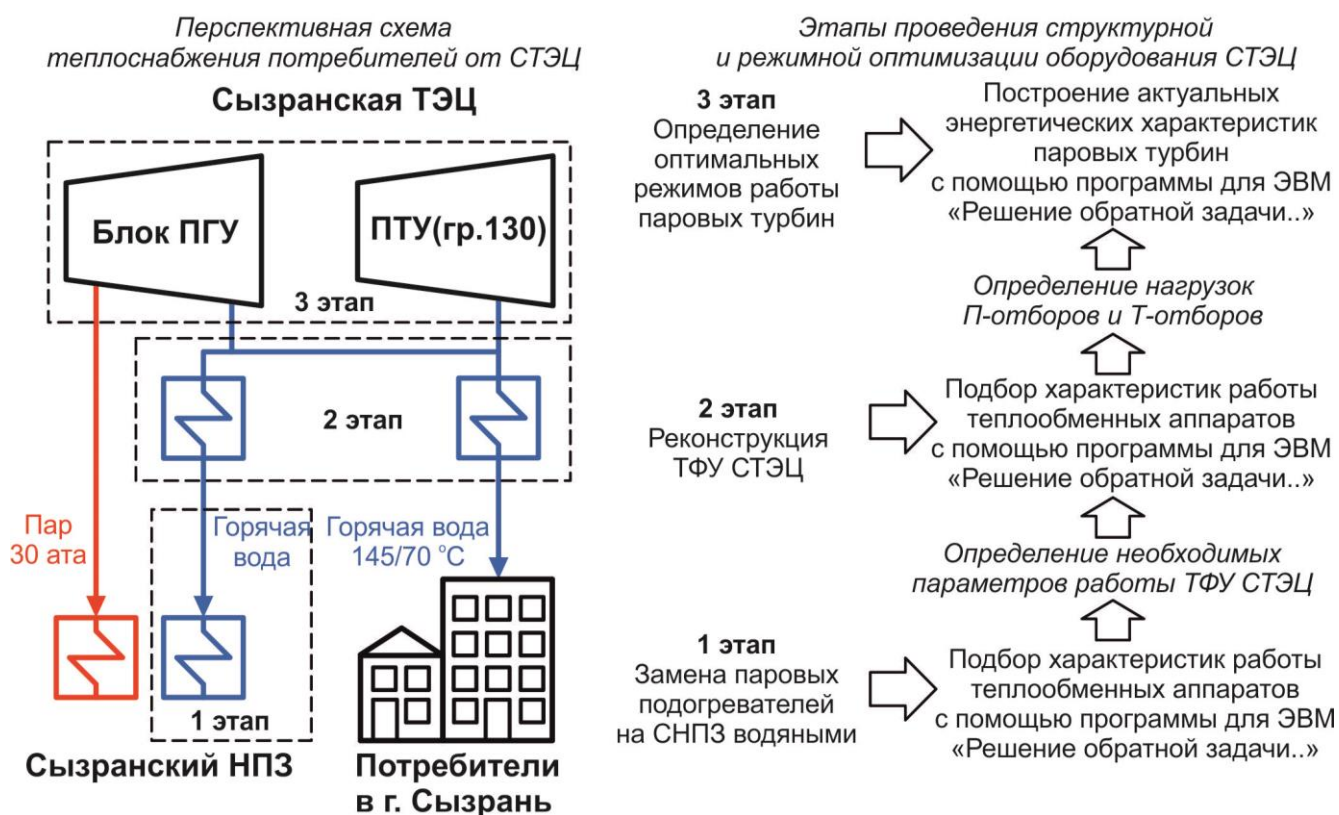


Рисунок 6.13. Этапы проведения структурной и режной оптимизации СТЭЦ в рамках методологии матричной формализации

Для проведения структурной оптимизации теплофикационной установки ТЭЦ с выбором необходимого оборудования использовалась разработанная программа для ЭВМ «Решение обратной задачи для многопоточных многоступенчатых систем» [323]. Кроме этого программа использовалась для подбора необходимых характеристик теплообменных аппаратов на СНПЗ после замещения пара с Сызранской ТЭЦ горячей водой. С помощью математической модели процессов разделения многокомпонентных смесей (глава 4) была выполнена оптимизация структуры и режима работы теплообменных аппаратов на СНПЗ. Задача моделирования влияния структуры и режимов работы теплофикационной установки ТЭЦ на показатели тепловой экономичности Сызранской ТЭЦ решалась аналогично разделу 2.2. Для проведения режимной оптимизации работы паровых турбин использовалась разработанная программа для ЭВМ «Расчет энергетических характеристик теплофикационной паровой турбины с учетом характеристик экономичности отсеков ее проточной части» [322]. Исходные данные для расчетов были взяты согласно раздела 6.2.1. Идентификация модели проводилась по полученным ранее экспериментальным данным. На рисунках 6.14, 6.16, 6.15 представлены отдельные энергетические характеристики паровых турбин SSN-600, Т-110/120-130-5, Р-50-130, полученные с помощью разработанной модифицированной программы для ЭВМ [322]. Сплошными линиями на графиках обозначены расчетные зависимости, точками обозначены нормативные энергетические характеристики [207]. Среднее относительное отклонение между расчетными и нормативными энергетическими характеристиками для турбины SSN-600 составило не более 5,8 %, для Т-110/120-130-5 – не более 6,2 %, для турбины Р-50-130 – не более 4,9 %. Для всех турбин расчетные зависимости удельных расходов тепла брутто превысили нормативные значения, приведенные в энергетических характеристиках. Данное обстоятельство свидетельствует об ухудшении внутренних относительных КПД цилиндров паровых турбин. Таким образом, использование расчетных зависимостей позволяет учесть износ оборудования и повысить точность расчета относительно нормативных энергетических характеристик.

Теплогидравлический расчет тепловых сетей в данной работе не рассматривается, поэтому изменение параметров горячей воды (выстывание и потеря давления) от СТЭЦ до СНПЗ производился с помощью программного комплекса Zulu Thermo. Ввиду небольшой протяженности тепловых сетей от СТЭЦ до СНПЗ изменения параметров горячей воды практически не происходит.

Для выбора оптимальной загрузки оборудования ТЭЦ использована методика, предложенная Борисовым А.А. [279].

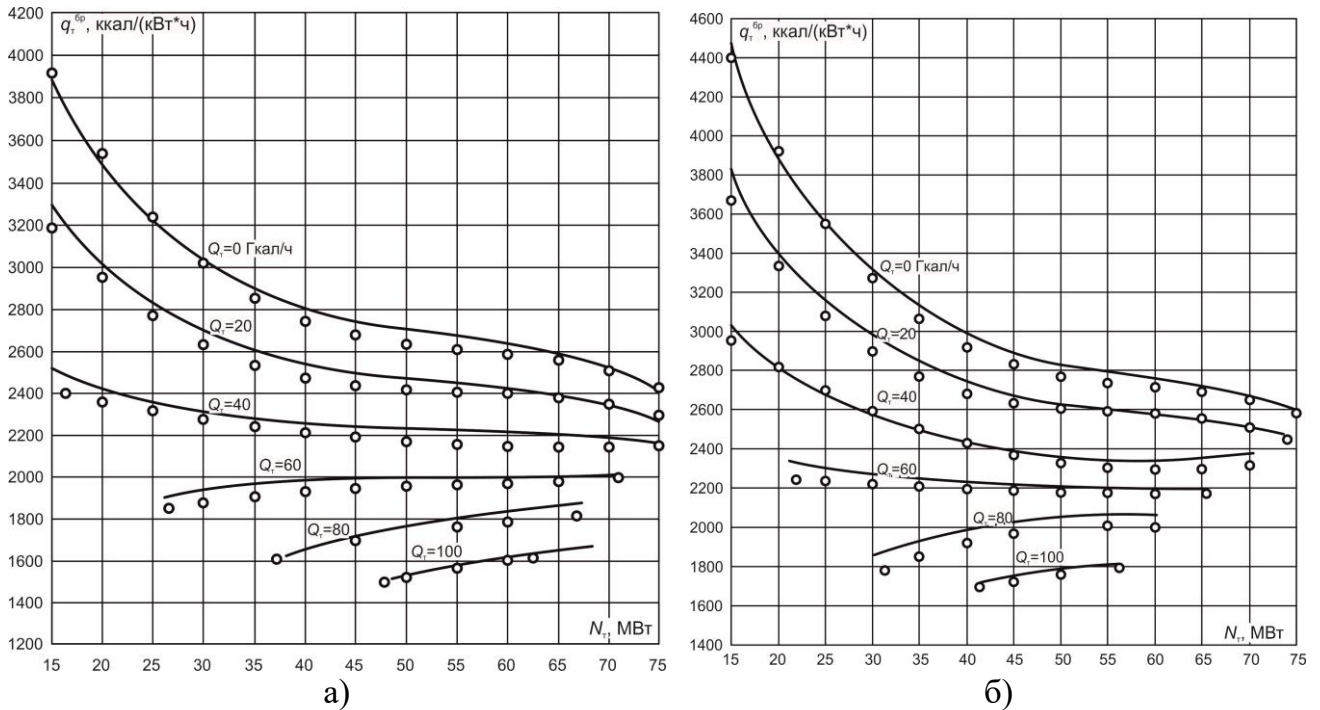


Рисунок 6.14. Удельный расход тепла брутто на выработку электроэнергии для паровой турбины SSN-600 блока ПГУ Сызранской ТЭЦ: а) одноступенчатый подогрев сетевой воды, давление в нижнем теплофикационном отборе 0,5 кгс/см²; б) двухступенчатый подогрев сетевой воды, давление в верхнем теплофикационном отборе 1,5 кгс/см²: линии – результаты расчетного анализа; точки – значения, принятые для турбины SSN-600 [207]

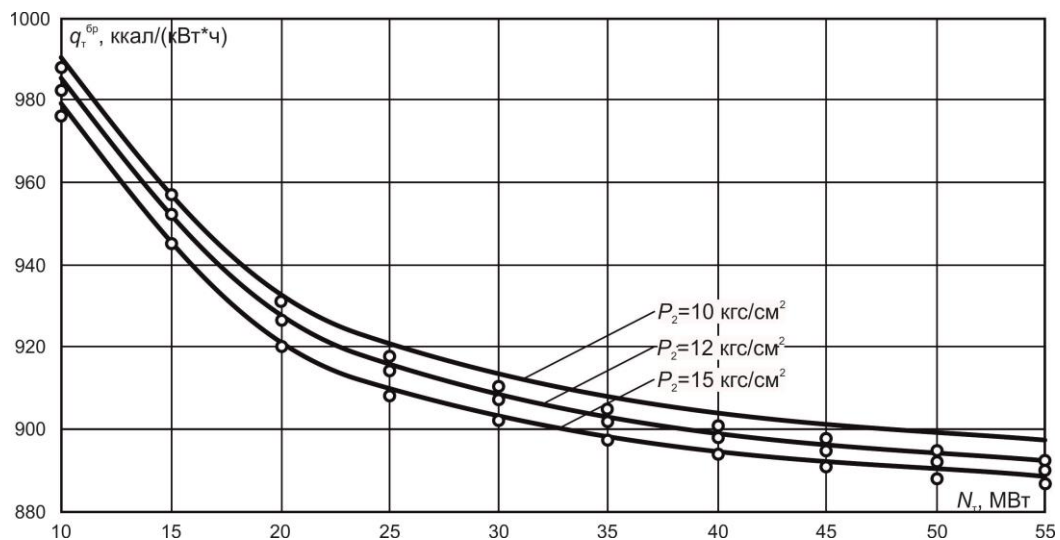


Рисунок 6.15. Удельный расход тепла брутто на выработку электроэнергии для паровой турбины P-50-130 Сызранской ТЭЦ: линии – результаты расчетного анализа; точки – значения, принятые для турбины P-50-130 [207]

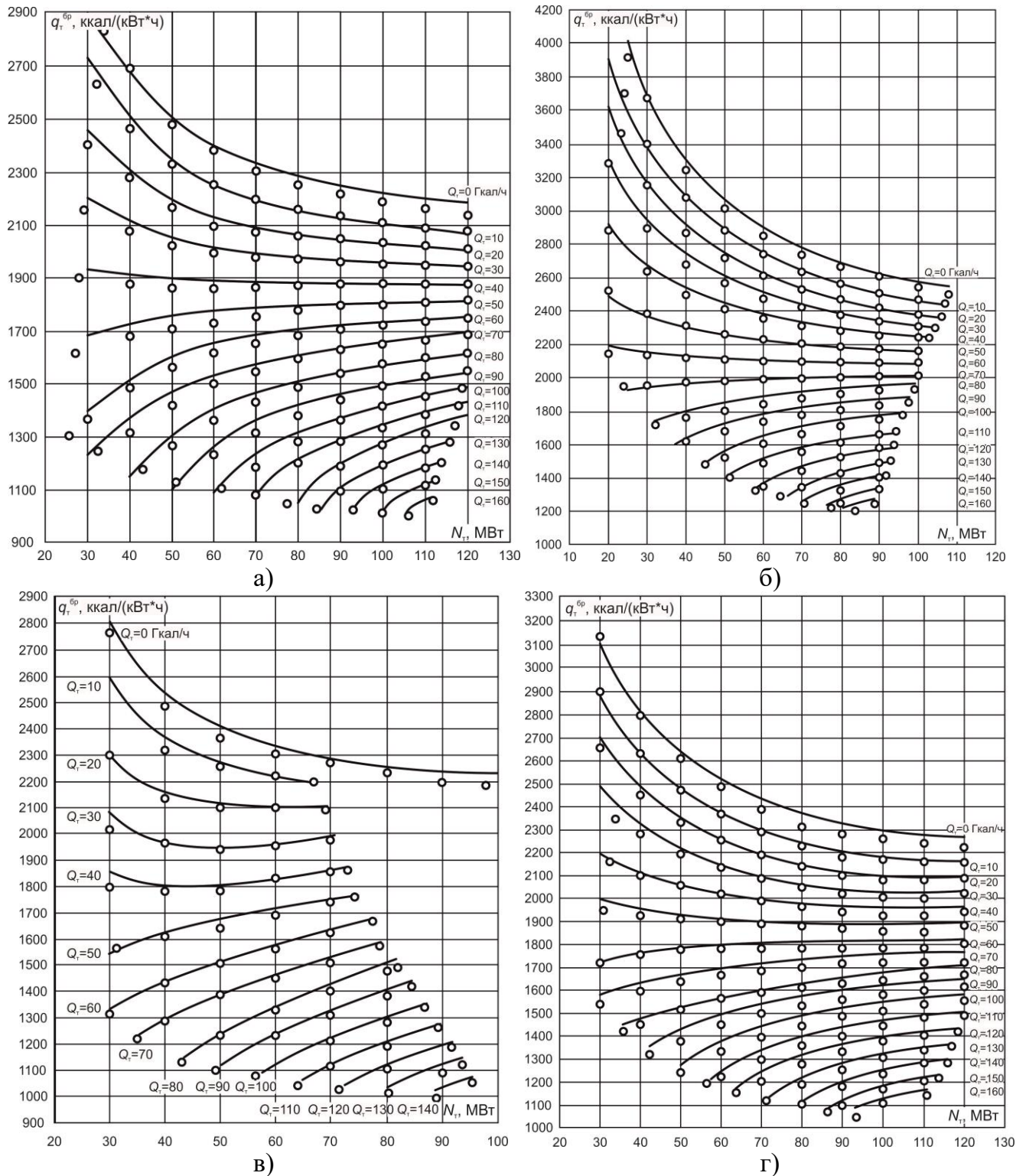


Рисунок 6.16. Удельный расход тепла брутто на выработку электроэнергии для паровой турбины Т-110/120-130-5 Сызранской ТЭЦ: а) одноступенчатый подогрев сетей воды, давление в нижнем теплофикационном отборе 0,5 кгс/см²; б) одноступенчатый подогрев сетей воды, давление в нижнем теплофикационном отборе 2,0 кгс/см²; в) двухступенчатый подогрев сетевой воды, давление в нижнем теплофикационном отборе 0,6 кгс/см²; г) двухступенчатый подогрев сетевой воды, давление в нижнем теплофикационном отборе 1,4 кгс/см²; линии – результаты расчетного анализа; точки – значения, принятые для турбины Т-110/120-130-5 [207]

В ходе проведения работ рассматривались три возможных варианта развития, представленные ниже. По результатам структурной и режимной оптимизации были определены два наилучших варианта развития: № 2 и № 3. В дополнение к ним также приводится вариант № 1, который предполагает сохранение текущей схемы отпуска тепла потребителям от ТЭЦ. Ввиду необходимости значительных капитальных затрат для реализации вариантов № 2 и № 3 произведен расчет показателей экономической эффективности для определения целесообразности предложенных вариантов развития в сравнении с вариантом № 1. Результаты расчетного анализа приведены в разделе 6.4.3.

6.4.2. Варианты развития

Вариант № 1

Данный сценарий не предусматривает каких-либо изменений в структуре генерирующих мощностей и структуре отпуска тепла внешним потребителям и необходим для оценки эффективности других вариантов. Схема отпуска тепла от СТЭЦ приведена на рисунке 6.12.

Состав оборудования СТЭЦ не изменяется.

Вариант № 2

Со стороны СНПЗ предлагаются следующие мероприятия:

1) основные существующие в настоящее время на СНПЗ потребители пара давлением 13 кгс/см² переводятся на горячую воду, отпускаемую от Сызранской ТЭЦ по температурному графику 150/70 °С с проведением соответствующей реконструкции теплообменного оборудования и схемы транспорта тепловой энергии;

2) на СНПЗ остается собственная генерация тепловой энергии в виде пара котлами-утилизаторами и соответствующее потребление этого пара;

3) котлы-утилизаторы СНПЗ переводятся на питание сетевой водой с температурой 150 °С, отпускаемой от Сызранской ТЭЦ;

4) суммарная тепловая нагрузка в горячей воде потребителей СНПЗ определена для зимнего и летнего режимов работы (таблица 6.8 – тепловые нагрузки приведены за вычетом собственной генерации тепловой энергии котлами-утилизаторами СНПЗ);

5) существующее в настоящее время потребление пара давлением 30 кгс/см² СНПЗ остается без изменений.

Тепловая нагрузка в горячей воде потребителей СНПЗ

Потребители тепловой энергии СНПЗ (теплоноситель)	Среднечасовой расход, т/ч		Среднечасовая тепловая нагрузка, Гкал/ч	
	Лето	Зима	Лето	Зима
Переводимые с пара давлением 13 кгс/см ² на воду (горячая вода, отпускаемая от Сызранской ТЭЦ по температурному графику 150/70 °С)	649,80	892,80	51,984	71,424
Питательная вода для котлов-утилизаторов СНПЗ (горячая вода, отпускаемая от СТЭЦ по температурному графику 150 / t _{исх} °С)	76,45	74,25	10,321	11,138
Итого с горячей водой	726,25	967,05	62,305	82,562
Пар давлением 30 кгс/см ²	Без изменений			

Со стороны Сызранской ТЭЦ предлагаются следующие мероприятия:

- 1) группа оборудования 130 кгс/см² выводится из эксплуатации;
- 2) энергоблок ПГУ переводится преимущественно на снабжение тепловой энергией СНПЗ в виде пара давлением 30 кгс/см² и горячей воды; резервы тепловой мощности ПГУ используются для обеспечения тепловой энергии с горячей водой потребителей города;
- 3) отпуск тепловой энергии с паром 30 кгс/см² осуществляется от нерегулируемого отбора паровой турбины ПГУ, а также через РОУ-82/35 из паропроводов первого контура ПГУ;
- 4) отпуск тепловой энергии СНПЗ с горячей водой осуществляется при температуре в подающем трубопроводе 150 °С, температуре в обратном трубопроводе 70 °С; при этом нагрев сетевой воды до температуры 120 °С осуществляется в сетевых подогревателях паровой турбины ПГУ при её работе в режиме с двухступенчатым подогревом сетевой воды, а догрев воды от 120 до 150 °С – в дополнительно устанавливаемом пароводяном подогревателе – пиковом бойлере, пар в который поступает из коллектора давлением 30 кгс/см²; в таблице 6.9 приведено распределение суммарной тепловой нагрузки с горячей водой СНПЗ между теплофикационной установкой паровой турбины и пиковым бойлером;
- 5) тепловая нагрузка с горячей водой системы теплоснабжения города обеспечивается от теплофикационной установки паровой турбины (при наличии резерва тепловой мощности данного источника в конкретном режиме работы) через дополнительно устанавливаемый водо-водяной подогреватель либо путем расхолаживания части сетевой

воды после подогревателя второй ступени (с температурой 120 °С) обратной сетевой водой; дефицит тепловой мощности компенсируется новой водогрейной котельной.

Таблица 6.9

Распределение суммарной тепловой нагрузки с горячей водой СНПЗ между теплофикационной установкой паровой турбины и пиковым бойлером

Потребители тепловой энергии СНПЗ (теплоноситель)	Среднечасовая тепловая нагрузка, Гкал/ч	
	Лето	Зима
Переводимые с пара давлением 13 кгс/см ² на воду (горячая вода, отпускаемая от Сызранской ТЭЦ по температурному графику 150/70 °С):	51,984	71,424
– обеспечиваемая теплофикационной установкой паровой турбины ПГУ	32,490	44,640
– обеспечиваемая пиковым бойлером	19,494	26,784
Питательная вода для котлов-утилизаторов СНПЗ (горячая вода, отпускаемая от Сызранской ТЭЦ по температурному графику 150/ <i>t_{исх}</i> °С):	10,321	11,138
– обеспечиваемая теплофикационной установкой паровой турбины ПГУ	8,027	8,910
– обеспечиваемая пиковым бойлером	2,294	2,228
Суммарная тепловая нагрузка с горячей водой:	62,305	82,562
– обеспечиваемая теплофикационной установкой паровой турбины ПГУ	40,517	53,550
– обеспечиваемая пиковым бойлером	21,788	29,012

Реализация рассматриваемого варианта предполагает монтаж на ТЭЦ следующего дополнительного оборудования:

- группы пароводяных пиковых бойлеров для нагрева сетевой воды СНПЗ от 120 °С до 150 °С;
- группы водоводяных теплообменников для покрытия части тепловой нагрузки системы теплоснабжения города от ПГУ;
- котельной, оборудованной паровыми и водогрейными котлами, для резервирования отпуска тепла на СНПЗ с паром и горячей водой;
- водогрейной котельной для обеспечения тепловой нагрузки системы теплоснабжения города, не покрываемой ПГУ.

Схема отпуска тепла от СТЭЦ при реализации варианта № 2 показана на рисунке 6.17.

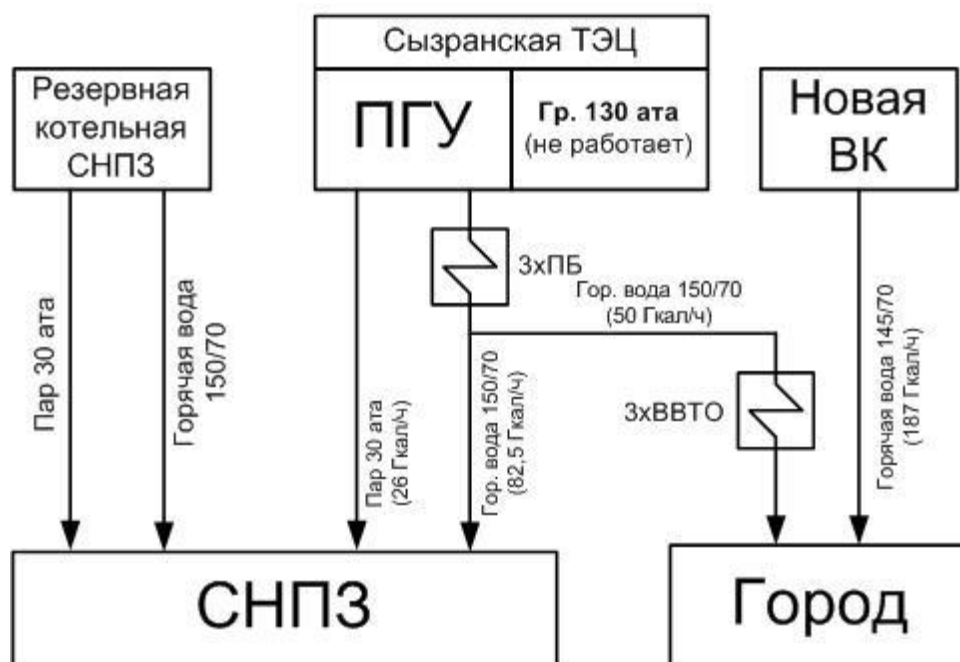


Рисунок 6.17. Схема отпуска тепла от СТЭЦ при реализации варианта № 2

Вариант № 3

Сценария № 3 предполагает следующие мероприятия:

- со стороны СНПЗ – полностью соответствует варианту № 2;
- со стороны Сызранской ТЭЦ – отличия от варианта № 1 состоят в следующем:

1) в группе оборудования 130 кгс/см² предусматривается вывод из эксплуатации турбоагрегата Р-35-130 ст. № 7 и одного из паровых котлов (предлагается вывести из эксплуатации котел ТГМЕ-464 ст. № 13, парковый ресурс которого будет исчерпан в 2019 году);

2) оставшееся в эксплуатации оборудование группы 130 кгс/см² в составе двух паровых котлов и турбоагрегата Т-110/120-130 ст. № 8 обеспечивает тепловую нагрузку системы теплоснабжения города, не покрываемую ПГУ, а также резерв отпуска тепла с паром на СНПЗ (через РОУ-140/40) и резерв отпуска тепла с горячей водой на СНПЗ (через группу пиковых бойлеров).

Реализация рассматриваемого варианта предполагает монтаж на ТЭЦ следующего дополнительного оборудования:

- группы пароводяных пиковых бойлеров для нагрева сетевой воды СНПЗ от 120 до 150 °С на ПГУ;

- группы водоводяных теплообменников для покрытия части тепловой нагрузки системы теплоснабжения города от ПГУ.

Схема отпуска тепла от СТЭЦ при реализации варианта № 3 показана на рисунке 6.18.

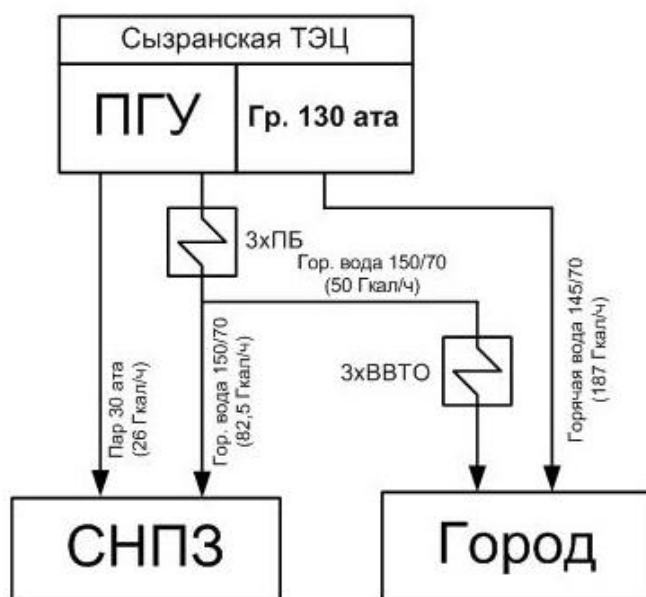


Рисунок 6.18. Схема отпуска тепла от СТЭЦ при реализации варианта № 3

6.4.3. Расчет технико-экономических показателей Сызранской ТЭЦ

Поскольку тепловая экономичность после реализации изменений, предусмотренных рассматриваемыми вариантами развития, определяется техническим состоянием и режимом работы оборудования, а режимы работы оборудования, в свою очередь, существенно различаются по месяцам года, годовые показатели экономичности следует определять на основе среднемесячных значений показателей. В качестве базового периода приняты 12 месяцев непрерывной работы в течение 2017 и 2018 годов (с июля 2017 по июнь 2018 года).

Исходный (базовый) режим (до внесения каких-либо изменений в режим работы оборудования) описывается государственной и ведомственной статистической отчетностью Сызранской ТЭЦ о тепловой экономичности оборудования за период с июля 2017 по июнь 2018 года. В качестве таковой использованы официальные технические отчеты по эксплуатации по форме 3-ТЕХ (энерго), а также отчеты о тепловой экономичности оборудования по форме макета 1-КЭС за каждый из месяцев рассматриваемого периода.

Плановый режим для сценариев № 2 и 3 моделируется на основе указанного базового режима путем внесения изменений, обусловленных сутью вносимых изменений. В общем случае применяется итерационный расчет, подразумевающий:

- по группе оборудования 130 кгс/см²:

- 1) изменение отпуска тепла из регулируемых отборов турбин и РОУ;
- 2) изменение расхода электроэнергии на собственные нужды;
- 3) выбор мощности турбогенераторов и корректировку отпуска электроэнергии с шин с учетом изменения выработки электроэнергии и затрат электроэнергии на собственные нужды (учитывается изменение регулировочных диапазонов электрической мощности турбин при варьировании нагрузок регулируемых отборов);
- 4) корректировку выработки тепла брутто паровыми котлами по условию обеспечения балансового значения выработки тепла брутто по группе котлов (корректировка выполняется оптимально по условию минимального ухудшения КПД брутто по группе котлов);
- 5) пересчет суммарных затрат тепловой и электрической энергии на собственные нужды из-за изменения режима работы турбинного и котельного оборудования;
- 6) итерационное повторение расчетов для обеспечения сходимости теплового баланса выработки тепла брутто энергетическими котлами, топливного баланса (совпадение удельных расходов топлива, определяемых по прямому и обратному балансам), а также электрического баланса по группам оборудования;
 - по энергоблоку ПГУ:
 - 1) изменение отпуска тепла из регулируемых отборов и нерегулируемого отбора давлением 30 кгс/см^2 паровой турбины ПГУ и РОУ котлов (по первому и второму контуру);
 - 2) изменение электрической мощности паровой турбины ПГУ с учетом регулировочного диапазона по этой мощности при данном уровне тепловой нагрузки турбины, а также с учетом регулировочных диапазонов ГТУ;
 - 3) изменение теплопроизводительности котлов-утилизаторов с учетом изменения полного расхода тепла на паровую турбину и РОУ котлов (по первому и второму контуру);
 - 4) изменение тепловой экономичности котлов-утилизаторов (КПД брутто) ввиду изменения их тепловой нагрузки;
 - 5) изменение тепловой мощности выхлопа ГТУ с учетом изменения тепловой нагрузки котлов-утилизаторов и показателей их тепловой экономичности;
 - 6) вычисление электрической мощности ГТУ, соответствующей новым значениям тепловой мощности выхлопа;

7) определение показателей тепловой экономичности ГТУ, включая расход топлива в камеры сгорания;

8) изменение расхода электроэнергии на собственные нужды и определение отпуска электроэнергии;

9) изменение расхода тепловой энергии на собственные нужды;

10) итерационное повторение расчетов для обеспечения сходимости теплового баланса выработки тепла брутто котлами-утилизаторами, топливного баланса (совпадение удельных расходов топлива, определяемых по прямому и обратному балансам), а также электрического баланса.

Алгоритм расчета технико-экономических показателей работы оборудования Сызранской ТЭЦ составлен на основе [269-274]. Алгоритмы расчета обеспечивают сходимость теплового, топливного и электрического балансов по каждой группе оборудования. Алгоритмы расчета удельных расходов топлива на отпуск электрической и тепловой энергии, включая расчеты по прямому и обратному балансам, соответствуют требованиям [269-271].

Расчеты технико-экономических показателей Сызранской ТЭЦ при условиях каждого месяца выполнены для режимов минимальной и максимальной электрических нагрузок энергоблока ПГУ (при этом в сценарии № 3 работа группы оборудования 130 кгс/см^2 соответствует режиму его минимальной электрической нагрузки; дозагрузка по конденсационному циклу не предполагается ввиду сравнительно низкой тепловой экономичности данного оборудования в сравнении с ПГУ). При этом регулировочный диапазон изменения нагрузки ПГУ определен с учетом следующих особенностей и ограничений:

1) максимальная тепловая нагрузка нерегулируемого отбора пара давлением 30 кгс/см^2 паровой турбины – 30 Гкал/ч;

2) минимальный расход пара в конденсатор паровой турбины – 10 т/ч;

3) минимальный расход пара высокого давления на паровую турбину, при котором возможна устойчивая работа отбора пара давлением 30 кгс/см^2 – 150 т/ч;

4) максимальная электрическая мощность ГТУ определяется в зависимости от текущей температуры воздуха перед компрессором при условии полного открытия ВНА.

Регулировочный диапазон изменения электрической мощности турбоагрегата Т-110/120-130 ст. № 8 определен с учетом минимального расхода пара в конденсатор при закрытой регулирующей диафрагме ЧНД – 15 т/ч.

Тепловые нагрузки СНПЗ определены при текущих значениях температуры наружного воздуха с учетом вычисленных выше значений тепловой нагрузки для зимнего и летнего режимов работы. Суммарный отпуск тепла с горячей водой с коллекторов ТЭЦ в систему теплоснабжения города принят равным фактическому в каждый из рассмотренных месяцев. Сводные результаты расчета показателей тепловой экономичности Сызранской ТЭЦ отдельно для оборудования группы 130 кг/см² (гр. 130), блока ПГУ (ПГУ), водогрейной котельной (ВК) и в целом по ТЭЦ по рассматриваемым вариантам развития для оценки экономической эффективности этих вариантов приведены в таблице 6.10.

Таблица 6.10

Результаты расчета показателей тепловой экономичности оборудования СТЭЦ

Показатель	Вариант № 1			Вариант № 2				Вариант № 3		
	Гр. 130	ПГУ	ТЭЦ	Гр. 130	ПГУ	ВК	ТЭЦ в целом	Гр. 130	ПГУ	ТЭЦ
Годовой отпуск тепла, тыс. Гкал:	762,14	524,80	1286,9	0	994,218	394,25	1388,47	394,25	994,21	1388,4
-в том числе, с паром, тыс. Гкал	621,86	84,170	706,03	0	184,022	0	184,02	0,0	184,02	184,02
-с горячей водой, тыс. Гкал	140,28	440,63	580,92	0	810,196	394,25	1204,45	394,25	810,19	1204,4
Выработка электроэнергии, млн. кВт ч:	121,57	1568,5	1690,1	0	1492,04	0	1492,04	212,35	1492,0	1704,3
-в том числе, ценопринимание, млн. кВт ч	117,58	747,47	865,05	0	1350,461	0	1350,461	212,35	1350,4	1562,8
-дозагрузка, млн. кВт ч	3,992	821,11	825,11	0	141,583	0	141,583	0,000	141,58	141,58
Затраты электроэнергии на собственные нужды, млн. кВт ч:	37,306	69,621	106,92	0	71,268	7,68	71,268	32,961	71,268	104,22
-в том числе, ценопринимание, млн. кВт ч	36,547	14,578	51,125	0	70,521	7,68	70,521	32,961	70,521	103,48
-дозагрузка, млн. кВт ч	0,759	55,043	55,802	0	0,747	0	0,747	0,00	0,747	0,747
Отпуск электроэнергии, млн. кВт ч	84,266	1498,9	1583,2	0	1420,77	0	1420,77	179,39	1420,7	1600,1

Показатель	Вариант № 1			Вариант № 2				Вариант № 3		
	Гр. 130	ПГУ	ТЭЦ	Гр. 130	ПГУ	ВК	ТЭЦ в целом	Гр. 130	ПГУ	ТЭЦ
-в том числе, ценопринимание	81,033	732,90	813,93	0	1279,94	0	1279,94	179,39	1279,9	1459,3
дозагрузка, млн. кВт ч	3,233	766,07	769,30	0	140,836	0	140,83	0,0	140,83	140,83
Удельный расход условного топлива на отпуск электроэнергии:										
- среднегодовой, г у.т./кВт ч	453,91	219,18	231,67	0	202,42	0	202,42	354,30	202,42	219,45
-ценопринимание, г у.т./кВт ч	452,39	179,01	206,22	0	206,07	0	206,07	354,30	206,07	224,29
-дозагрузка, г у.т./кВт ч	492,03	257,61	258,60	0	169,28	0	169,28	334,00	169,28	169,28
Удельный расход условного топлива на отпуск тепловой энергии, кг у.т./Гкал	155,00	155,00	155,00	0	155,00	160,00	156,42	155,00	155,00	155,00
Количество сожженного топлива на отпуск электроэнергии, тыс. т у.т.:										
-в том числе, ценопринимание, тыс. т у.т.	38,249	328,54	366,79	0	287,593	0	287,59	63,557	287,59	351,15
-дозагрузка, тыс. т у.т.	36,659	131,19	167,85	0	263,752	0	263,75	63,557	263,75	327,30
-дозагрузка, тыс. т у.т.	1,591	197,35	198,94	0	23,841	0	23,841	0,000	23,841	23,841
Количество сожженного топлива на отпуск тепловой энергии, тыс. т у.т.										
Количество сожженного топлива, тыс. т у.т.	118,13	81,345	199,47	0	154,104	63,081	217,18	61,110	154,10	215,21
Количество сожженного топлива, тыс. т у.т.	156,38	409,89	566,27	0	441,696	63,081	504,77	124,66	441,69	566,36

6.4.4. Сравнительный анализ результатов расчетов экономической эффективности вариантов № 2 и № 3

Сравнительный анализ вариантов № 2 и № 3 выполнен для основных технико-экономических показателей проектов за период 2018 – 2027 гг. Результаты анализа приведены в таблице 6.11.

Расчеты эффективности инвестиций в проведение мероприятий по оптимизации теплового узла с учетом полного комплекса мероприятий по тепловым сетям и источникам генерации тепловой и электрической энергии выполнялись в составе:

- Расчет EBITDA;
- Расчет Маржинального дохода;
- Отчет о прибылях и убытках проекта;
- Отчет о движении денежных средств проекта.

Приводятся следующие итоговые данные проведенных расчетов:

- NPV;
- IRR;
- Срок окупаемости (простой);
- Срок окупаемости (дисконтированный);
- Индекс рентабельности инвестиций (по NPV).

Таблица 6.11

Сравнительный анализ результатов расчетов экономической эффективности вариантов развития № 2 и № 3 в сравнении с вариантом № 1

Показатель	Значения показателей			Разница вариантов 2 и 3	
	Вариант № 1	Вариант № 2	Вариант № 3	Абс.	Отн.
Годовой отпуск тепла:	-	-	-	-	-
- отпуск пара, тыс. Гкал	5 953,00	2 663,00	2 663,00	0,00	0,00%
- отпуск ГВ, тыс. Гкал	5 558,00	10 665,00	10 665,00	0,00	0,00%
Эффект (в сравнении с Вариантом № 1), тыс. Гкал	-	1 816,00	1 816,00	0,00	0,00%
- отпуск пара, тыс. Гкал	-	-3 291,00	-3 291,00	0,00	0,00%
- отпуск ГВ, тыс. Гкал	-	5 106,00	5 106,00	0,00	0,00%
УРУТ на отпуск тепловой энергии, кг у.т./Гкал	158,00	157,00	157,00	0,00	0,00%
Эффект (в сравнении с Вариантом № 1), кг у.т./Гкал	-	-1,00	-1,00	0,00	0,00%
Расход топлива на отпуск тепловой энергии, т у.т.	1 820 681,00	2 091 911,00	2 088 015,00	-3 896,00	-0,19%
Эффект (в сравнении с Вариантом № 1), т у.т.	-	271 230,00	267 334,00	-3 896,00	-1,44%
Годовой отпуск тепла тепловые сети СТЭЦ:	4 813,00	9 880,00	9 880,00	0,00	0,00%
- отпуск пара, тыс. Гкал	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00%
- отпуск ГВ, тыс. Гкал	4 813,00	9 880,00	9 880,00	0,00	0,00%
Эффект (в сравнении с Вариантом № 1), тыс. Гкал	-	5 067,00	5 067,00	0,00	0,00%
- отпуск пара, тыс. Гкал	-	0,00	0,00	0,00	0,00%

Показатель	Значения показателей			Разница вариантов 2 и 3	
	Вариант № 1	Вариант № 2	Вариант № 3	Абс.	Отн.
- отпуск ГВ, тыс. Гкал	-	5 067,00	5 067,00	0,00	0,00%
Выработка электроэнергии:	-	-	-	-	-
- ценопринимание, млн. кВт ч	10 524,00	12 908,00	14 607,00	1 699,00	13,16%
- дозагрузка, млн. кВт ч	6 918,00	2 516,00	2 516,00	0,00	0,00%
Эффект (в сравнении с Вариантом № 1), млн. кВт ч	-	-2 017,00	-318,00	1 699,00	-84,23%
- ценопринимание, млн. кВт ч	-	2 385,00	4 084,00	1 699,00	71,24%
- дозагрузка, млн.кВтч	-	-4 402,00	-4 402,00	0,00	0,00%
Затраты электроэнергии на собственные нужды:	-	-	-	-	-
- ценопринимание, млн. кВт ч	909,00	746,00	1 010,00	264,00	35,39%
- дозагрузка, млн. кВт ч	341,00	74,00	74,00	0,00	0,00%
Эффект (в сравнении с Вариантом № 1), млн. кВт ч	-	-430,00	-167,00	263,00	-61,16%
- ценопринимание, млн. кВт ч	-	-163,00	100,00	263,00	-161,35%
- дозагрузка, млн. кВт ч	-	-267,00	-267,00	0,00	0,00%
Отпуск электроэнергии с шин, млн. кВт ч	16 191,00	14 604,00	16 040,00	1 436,00	9,83%
- ценопринимание, млн. кВт ч	9 614,00	12 162,00	13 597,00	1 435,00	11,80%
- дозагрузка, млн. кВт ч	6 577,00	2 442,00	2 442,00	0,00	0,00%
Эффект (в сравнении с Вариантом № 1), млн. кВт ч	-	-1 587,00	-151,00	1 436,00	-90,49%
- ценопринимание	-	2 548,00	3 983,00	1 435,00	56,32%
- дозагрузка	-	-4 135,00	-4 135,00	0,00	0,00%
УРУТ среднегодовой на отпуск электроэнергии, гу.т./кВт ч:	264,00	202,00	219,00	17,00	8,42%
- ценопринимание, г у.т./кВт ч	293,00	206,00	224,00	18,00	8,74%
- дозагрузка	220,00	169,00	169,00	0,00	0,00%
Эффект (в сравнении с Вариантом № 1), г у.т./кВт ч	-	-61,00	-44,00	17,00	-27,87%
Расход топлива на отпуск электроэнергии, всего	4 267 693,00	3 154 329,00	3 662 796,00	508 467,00	16,12%
- ценопринимание, т у.т.	2 821 535,00	2 674 365,00	3 182 825,00	508 460,00	19,01%
- дозагрузка, т у.т.	1 446 158,00	479 964,00	479 971,00	7,00	0,00%
Эффект (в сравнении с Вариантом № 1), т у.т.	-	-1 113 364,0	-604 897,00	508 467,00	-45,67%
Расход топлива, т у.т.	6 088 374,00	5 246 240,00	5 750 811,00	504 571,00	9,62%
Эффект (в сравнении с Вариантом № 1), т у.т.	-	-842 134,00	-337 564,00	504 570,00	-59,92%
Условно-постоянные затраты:	22 740 970,00	25 386 595,00	27 029 712,00	1 643 117,0	6,47%
- амортизация, тыс. руб.	6 076 734	6 276 034	6 384 158	108 124,00	1,72%
- налог на имущество, тыс. руб.	331 130	716 898	772 276	55 378,00	7,72%
Эффект (в сравнении с Вариантом № 1) УПЗ, тыс. руб.	-	2 645 625,00	4 288 742,00	1 643 117,00	62,11%

Показатель	Значения показателей			Разница вариантов 2 и 3	
	Вариант № 1	Вариант № 2	Вариант № 3	Абс.	Отн.
Эффект (в сравнении с Вариантом № 1) амортизация, тыс. руб.	-	199 300,00	307 424,00	108 124	54,25%
Выручка, тыс. руб.	56 293 049,00	57 817 477,00	61 769 592,00	3 952 115	6,84%
Эффект (в сравнении с Вариантом № 1), тыс. руб.	-	1 524 428,00	5 476 542,00	3 952 114	259,25%
Стоимость, проекта с учетом индексации с НДС, тыс. руб.	0,0	1 589 842,4	495 922,52	-1 093 919	-68,81%
ИТОГО Экономический эффект с учетом эффекта амортизации ("+" положительный; "-" отрицательный), тыс. руб.	-	4 332 869,00	2 811 328,00	-1 521 541	-35,12%
Инвестиции (с НДС, с индексацией), тыс. руб.	-	2 143 667,00	1 049 748,00	-1 093 919	-104,21%
IRR, %	-	9,95%	29,65%	19,70%	197,99%
Срок окупаемости (простой), лет	-	5,01	3,18	-1,83	-36,53%
Срок окупаемости (дисконтированный), лет	-	9,44	4,06	-5,38	-56,99%
Индекс рентабельности инвестиций (по NPV), %	-	8%	34%	26,00%	325,00%

Проведенный анализ позволил оценить эффект по каждому из технико-экономических показателей за период 2018 – 2027 гг., затем суммировать полученные данные и оценить общий эффект от каждого из вариантов.

Экономический эффект получен благодаря нескольким факторам:

- снижение УРУТ на отпуск тепловой энергии на 1 кг у.т./Гкал в варианте № 3 по сравнению с вариантом № 2, и как следствие – снижение расхода топлива на отпуск тепловой энергии в варианте № 3 по сравнению с вариантом № 2 на **3 896 т у.т.**;

- рост выручки по тепловому узлу в варианте № 3 по сравнению с вариантом № 2 на **3 952 114,0** тыс. руб. (259,25%) за счет небольшого снижения отпуска электрической энергии с шин в варианте № 3 по сравнению с вариантом № 2 (-151,00 млн. кВт·ч и -1 587,00 млн. кВт·ч соответственно);

- капиталовложения на 104,21% в варианте № 3 (1 049 748 тыс. руб.) ниже по сравнению с вариантом № 2 (2 143 667 тыс. руб.);

- Внутренняя норма доходности по варианту № 3 выше на 197% процентов по сравнению с вариантом № 2;

- Срок окупаемости (простой) по варианту № 3 ниже на 36,5% процентов по сравнению с вариантом № 2;

- Срок окупаемости (дисконтированный) по варианту № 3 ниже на 57% процентов по сравнению с вариантом № 2;

- индекс рентабельности инвестиций по Сценарию № 3 выше на 325%, по сравнению с вариантом № 2.

6.4.5. Разработка технико-экономического обоснования мероприятия

«Оптимизация питательной установки Сызранской ТЭЦ»

В рамках работы по оптимизации оборудования и режимов работы Сызранской ТЭЦ решалась обособленная задача по оптимизации питательной установки ТЭЦ. Рассматривается питательная установка группы оборудования 130 кгс/см² Сызранской ТЭЦ, в составе которой установлены 4 питательных насоса типа ПЭ-580-195. Техническая характеристика насосов приведена в таблице 6.12.

Таблица 6.12

Техническая характеристика насосов

Тип	Производительность, м ³ /ч	Напор, МПа	КПД механизма, %	Напряжение электродвигателя, кВ	Мощность электродвигателя, кВт	I _{ном} , А	Cos φ
ПЭ-580-195	580	19,1	81	6	5000	548	0,8

Поскольку в настоящее время в составе группы оборудования 130 кгс/см² в эксплуатации находятся только 2 турбоагрегата, их работа во всех режимах может быть обеспечена одним или двумя работающими питательными насосами. Поэтому реализацию рассматриваемого мероприятия рассматривалась для следующих вариантов:

Вариант № 1 «Установка приводных турбин к питательным насосам»:

– Вариант 1.1 – установка турбопривода на один ПЭН;

– Вариант 1.2 – установка турбопривода на два ПЭНа.

Вариант № 2 «Установка гидромуфт»:

– Вариант 2.1 – установка гидромуфты на один ПЭН;

– Вариант 2.2 – установка гидромуфты на два ПЭНа;

Вариант № 3 «Установка блоков частотно-регулируемого»:

– Вариант 3.1 – установка ЧРП на один ПЭН;

– Вариант 3.2 - установка ЧРП на два ПЭНа.

Задача моделирования влияния питательной установки на тепловую экономичность тепловой схемы Сызранской ТЭЦ решалась аналогично разделу 6.4.3.

Сводные результаты расчета годовой экономии топлива при установке ЧРП или гидромуфт на питательные насосы Сызранской ТЭЦ приведены в таблице 6.13. Наибольшая экономия топлива достигается при реализации Варианта 1.1.

Таблица 6.13

Сводные результаты расчета годовой экономии топлива

Годовая экономия топлива в условном исчислении, т у.т./год					
Установка приводной турбины		Установка гидромуфты		Установка ЧРП	
на 1 насос (Вариант 1.1)	на 2 насоса (Вариант 1.2)	на 1 насос (Вариант 2.1)	на 2 насоса (Вариант 2.2)	на 1 насос (Вариант 3.1)	на 2 насоса (Вариант 3.2)
3 056	1 831	1 087	1 392	1 208	1 545

6.5. Разработка технико-экономического обоснования (ТЭО)

оптимизации режимов работы Сакмарской ТЭЦ

6.5.1. Варианты развития Сакмарской ТЭЦ

В данном разделе рассматривается задача по оптимизации структуры централизованного теплоснабжения в г. Оренбург, для Сакмарской ТЭЦ и для городских водогрейных котельных.

В ходе анализа параметров работы оборудования ТЭЦ и котельных, было установлено, что основными причинами, снижающими экономичность и эффективность работы всей системы централизованного теплоснабжения г. Оренбург, являются:

- отсутствие крупных промышленных потребителей, потребляющих тепловую энергию с горячей водой и паром от ТЭЦ, что обуславливает резкое снижение тепловой нагрузки ТЭЦ в неотапительный период и вызывает ухудшение эффективности работы теплофикационного оборудования ТЭЦ;
- большое количество небольших водогрейных котельных, отпускающих тепло потребителям в сфере ЖКХ г. Оренбург, что вызывает увеличение совокупной стоимости производства и транспортировки тепловой энергии до конечного потребителя.

Основные решаемые задачи режимно-структурной оптимизации:

- определение оптимального количества источников централизованного теплоснабжения для покрытия существующих и перспективных тепловых нагрузок потребителей в г. Оренбург;
- определение оптимального состава оборудования Сакмарской ТЭЦ;
- определение оптимальных режимов загрузки оборудования Сакмарской ТЭЦ.

В качестве определяющего фактора при оптимизации выбрана минимальная себестоимость тепловой энергии в системах теплоснабжения Сакмарской ТЭЦ и котельных на территории г. Оренбург, предполагающая поиск путей снижения составляющих затрат для производства и транспорта тепловой энергии от источников теплоснабжения до конечных потребителей. При расчете себестоимости производства тепловой энергии учтены все затраты, формирующие тариф на теплоснабжение конечного потребителя: стоимость топлива, стоимость реагентов, стоимость электроэнергии, стоимость теплоносителя, фонд оплаты труда, социальные отчисления, арендные платежи и т.д. Для достижения минимального значения целевой функции проведен анализ вариантов увеличения нагрузки теплофикационных отборов Сакмарской ТЭЦ и повышения технико-экономических показателей работы станции за счет переключения существующих потребителей в городе от водогрейных котельных на тепловые сети Сакмарской ТЭЦ. Данный подход обеспечивает повышение эффективности производства тепловой и электрической энергии на ТЭЦ и обеспечивает снижение производственных затрат за счет закрытия низкоэффективных котельных.

Структурная и режимная оптимизация оборудования СТЭЦ проводится в 2 этапа (Рисунок 6.19):

1. выбор количества закрываемых котельных, чья тепловая нагрузка переключается на СТЭЦ;

2. расчет актуальных энергетических характеристик паротурбинных установок СТЭЦ с последующим поиском оптимальных режимов работы оборудования для снабжения паром ТФУ требуемых параметров (определены в этапе 1).

Реализация всех 2 этапов исследования выполняется для оборудования СТЭЦ, котельных и тепловых сетей с помощью методологии матричной формализации, что позволяет на единой методологической основе проводить их структурную и режимную оптимизацию.

Теплогидравлический расчет тепловых сетей в данной работе не рассматривается, поэтому изменение параметров горячей воды (выстывание и потеря давления) от СТЭЦ до СНПЗ производился с помощью программного комплекса Zulu Thermo. Ввиду небольшой протяженности тепловых сетей от СТЭЦ до СНПЗ изменения параметров горячей воды практически не происходит. Для выбора оптимальной загрузки оборудования ТЭЦ использована методика, предложенная Борисовым А.А. [279].

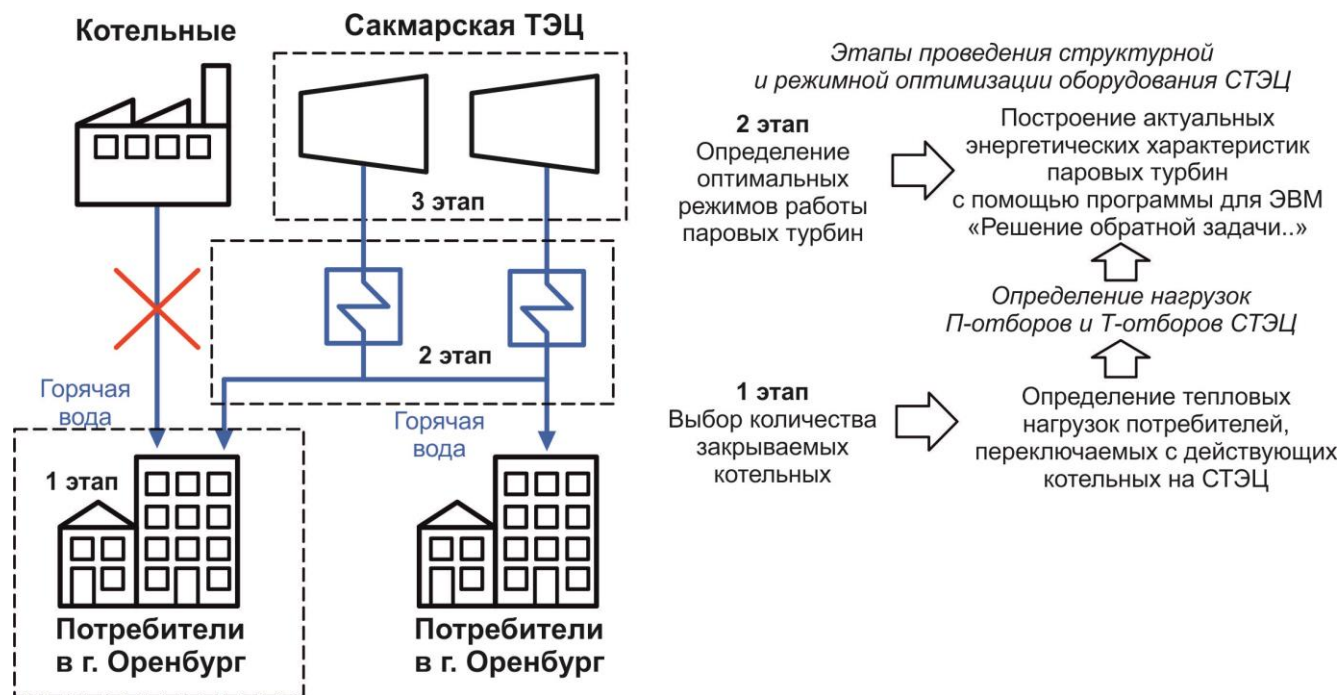


Рисунок 6.19. Этапы проведения структурной и режимной оптимизации Сакмарской ТЭЦ в рамках методологии матричной формализации

По итогам первичного анализа определены 4 варианта развития централизованного теплоснабжения в г. Оренбург от Сакмарской ТЭЦ.

Таблица 6.14

Варианты структуры схемы теплоснабжения Сакмарской ТЭЦ

Описание мероприятий	Номер варианта			
	1	2	3	4
1. Переключение на Сакмарскую ТЭЦ тепловых нагрузок перспективных площадок нового строительства, попадающих в зону действия ТЭЦ и мероприятий по энергосбережению у потребителей тепловой энергии.	+	+	+	+
2. Переключение с на СТЭЦ тепловых нагрузок отопительного периода 5 котельных («ОХПП», «Туркестанская», «Уральская», «Чкалова», «Форштадт»).		+	+	+
3. Строительство трубопроводов для присоединения тепловых нагрузок 5 котельных «ОХПП», «Туркестанская», «Уральская», «Чкалова», «Форштадт» с к СТЭЦ.		+	+	+
4. Строительство новой блочно-модульной котельной тепловой мощностью 35 Гкал/ч для покрытия расчетных тепловых нагрузок зоны теплоснабжения Оренбургской котельной. Ввод в эксплуатацию БМК «Оренбургская». Переключение на СТЭЦ тепловых нагрузок неотапительного периода Оренбургской котельной.		+	+	+
5. Строительство трубопровода для переключения тепловых нагрузок летнего периода от БМК «Оренбургская» на СТЭЦ		+	+	+
6. Переключение на СТЭЦ тепловых нагрузок котельной АО «ПО «Стрела» со строительством 2-х БМ ЦТП и трубопровода для переключения тепловых нагрузок котельной АО «ПО «Стрела» на СТЭЦ.			+	+

Описание мероприятий	Номер варианта			
	1	2	3	4
7. Переключение на Сакмарскую ТЭЦ тепловых нагрузок 15 котельных (Пединститут, 4 квартал, 7 квартал, 8 квартал, 9 квартал, 11 квартал, ГПТУ-10, Школа милиции, 67 городок, Набережная, ОГАУ, Кадетский корпус, СОК, Харьковская, Лесозащитная) с выводом их из эксплуатации				+
8. Строительство 15-ти автоматизированных БМ ЦТП для переключения на СТЭЦ тепловых нагрузок 15 котельных.				+
9. Строительство трубопроводов для переключения тепловых нагрузок 15 котельных на СТЭЦ				+
10. Реконструкция магистральных трубопроводов М1 и М3 от СТЭЦ				+
11. Увеличение нагрузки ТЭЦ за счет переключения потребителей котельных, Гкал/ч	0	48,4	132,1	285,1

Задача моделирования режимов работы Сакмарской ТЭЦ при изменении тепловой нагрузки решалась аналогично разделу 6.4. Сопоставление результатов расчетов перспективных технико-экономических показателей Сакмарской ТЭЦ для рассмотренных вариантов оптимизации приведено в таблице 6.15.

Таблица 6.15

Основные результаты расчетов перспективных технико-экономических показателей Сакмарской ТЭЦ для рассмотренных вариантов оптимизации

Номер варианта	Значения показателей по годам за десятилетний период прогнозирования									
	1-й год	2-й год	3-й год	4-й год	5-й год	6-й год	7-й год	8-й год	9-й год	10-й год
Отпуск электроэнергии с шин, млн. кВт·ч										
№ 1	1799,6	1789,9	1778,9	1764,5	1720,8	1677,2	1677,2	1677,2	1677,2	1677,2
№ 2	1799,6	1789,9	1805,4	1805,0	1792,2	1768,6	1768,6	1768,6	1768,6	1768,6
	1-й год	2-й год	3-й год	4-й год	5-й год	6-й год	7-й год	8-й год	9-й год	10-й год
№ 3	1799,6	1789,9	1805,4	1805,1	1805,1	1795,1	1795,1	1795,1	1795,1	1795,1
№ 4	1799,6	1789,9	1805,4	1805,1	1805,1	1790,2	1790,2	1790,2	1790,2	1790,2
Отпуск тепловой энергии с коллекторов ТЭЦ, тыс. Гкал										
№ 1	2955,2	2921,6	2907,8	2848,7	2791,2	2732,7	2732,7	2732,7	2732,7	2732,7
№ 2	2955,2	2921,6	3028,2	2993,7	2933,9	2873,1	2873,0	2873,0	2873,0	2873,0
№ 3	2955,2	2921,6	3029,4	2994,5	3013,0	2950,4	2950,4	2950,4	2950,4	2950,4
№ 4	2955,2	2921,6	3029,6	2994,7	3013,3	3128,5	3128,4	3128,4	3128,4	3128,4
Доля тепловой энергии, отпущенная от ПВК, %										
№ 1	3,99	4,03	3,99	4,02	4,04	4,08	4,08	4,08	4,08	4,08
№ 2	3,99	4,03	3,99	4,20	4,20	4,21	4,21	4,21	4,21	4,21
№ 3	3,99	4,03	3,99	4,20	4,23	4,36	4,36	4,36	4,36	4,36
№ 4	3,99	4,03	3,99	4,20	4,23	4,60	4,60	4,60	4,60	4,60
Удельный расход условного топлива на отпуск электроэнергии (при $\text{втэ} = 155 \text{ кг у.т./Гкал}$), г у.т./кВт·ч										
№ 1	274,8	276,4	277,1	279,9	282,7	285,6	285,6	285,6	285,6	285,6
№ 2	274,8	276,4	271,1	272,8	275,6	278,6	278,6	278,6	278,6	278,6
№ 3	274,8	276,4	271,1	272,8	271,8	274,7	274,7	274,7	274,7	274,7
№ 4	274,8	276,4	271,1	272,8	271,8	266,1	266,1	266,1	266,1	266,1

Номер варианта	Значения показателей по годам за десятилетний период прогнозирования									
	1-й год	2-й год	3-й год	4-й год	5-й год	6-й год	7-й год	8-й год	9-й год	10-й год
Годовой расход условного топлива, тыс. т у.т.										
№ 1	952,6	947,6	943,6	935,4	919,2	902,6	902,6	902,6	902,6	902,6
№ 2	952,6	947,6	959,0	956,1	948,0	936,8	936,8	936,8	936,8	936,8
№ 3	952,6	947,6	959,0	956,5	957,6	950,5	950,5	950,5	950,5	950,5
№ 4	952,6	947,6	959,0	956,5	957,6	961,3	961,3	961,3	961,3	961,3
Коэффициент использования теплоты топлива, %										
№ 1	67,53	67,25	67,18	66,68	66,38	66,08	66,08	66,08	66,08	66,08
№ 2	67,53	67,25	68,24	67,90	67,38	66,92	66,92	66,92	66,92	66,92
№ 3	67,53	67,25	68,26	67,90	68,11	67,55	67,55	67,55	67,55	67,55
№ 4	67,53	67,25	68,26	67,90	68,11	69,37	69,37	69,37	69,37	69,37

При расчете стоимости реализации каждого из предложенных вариантов учитывались необходимые мероприятия по строительству новых тепловых сетей и котельных (таблица 6.16).

Таблица 6.16

Перечень и стоимость мероприятий, необходимых для реализации каждого из вариантов развития

Мероприятия	Стоимость без НДС, тыс. руб.
Вариант № 1	
Не предполагает мероприятий	
Вариант № 2	
1. Строительство трубопроводов для переключения тепловой нагрузки 5 котельных на СТЭЦ	54 572,77
2. Строительство блочно-модульных ЦТП взамен четырех котельных	93 049,07
3. Строительство блочно-модульной котельной «Оренбургская»	189 616,69
4. Строительство трубопроводов для переключения тепловой нагрузки котельной Гидропресс в летний период на СТЭЦ	44 616,94
Всего по сценарию № 2	381 855,47
Вариант № 3	
1. Все мероприятия Сценария № 2	381 855,47
2. Строительство 2-х автоматизированных БМ ЦТП для переключения тепловых нагрузок котельной АО «ПО «Стрела» на СТЭЦ	88 273,47
3. Строительство трубопроводов для присоединения тепловых нагрузок котельной АО «ПО «Стрела» на СТЭЦ	122 224,81
Всего по сценарию № 3	592 353,75
Вариант № 4	
1. Все мероприятия Сценария № 3	592 353,75
2. Строительство 15 автоматизированных БМ ЦТП	168 894,14
3. Строительство трубопроводов для переключения 15 котельных	131 450,07
4. Реконструкция магистральных тепловыводов М1 и М3 составит	2 455 090,0
Всего по сценарию № 4	3 347 787,96

6.5.2. Результаты расчетов финансово-экономических показателей по вариантам схем теплоснабжения Сакмарской ТЭЦ

Расчеты финансово-экономических показателей по каждому варианту развития проведены с учетом изменений баланса тепловой энергии между источниками и потребителями по годам. Кроме того, при проведении расчетов учтены изменения УРУТ на производство тепловой энергии по соответствующим объектам теплового узла, изменения УРУТ на производство электрической энергии, изменения производственных затрат. В расчете используются те же показатели эффективности, что и в разделе 6.4.

Ожидаемый экономический эффект от вывода из эксплуатации котельных и установки автоматизированных ЦТП с переводом нагрузки на ТЭЦ или более крупную котельную складывается из нескольких факторов:

1. Снижение затрат топлива. Экономия топлива на котельных рассчитана с учетом снижения УРУТ при производстве тепловой энергии. Средневзвешенный УРУТ на котельных составляет 171,64 кг у.т./Гкал. При переводе нагрузки на ТЭЦ или новую котельную (с более эффективным оборудованием) прогнозируемый УРУТ при производстве тепловой энергии соответствующего объема будет составлять 155 кг у.т./Гкал.

2. Экономия заработной платы оперативного персонала (в связи с установкой автоматизированных ЦТП и БМК, обслуживание и управление которыми будет выполняться существующими бригадами оперативного персонала и диспетчерской службой, что не повлечёт за собой увеличения условно-постоянных затрат Оренбургского филиала ПАО «Т Плюс») рассчитана пропорционально объему переключаемой нагрузки. Строительство котельных предполагает сокращение оперативного персонала, а, следовательно, экономию заработной платы и страховых взносов на начисленную заработную плату.

3. Экономия тепловой энергии, покупаемой ПАО «Т Плюс» у сторонних котельных для передачи конечному потребителю (рассчитана пропорционально объему переключаемой нагрузки).

4. Сырье и материалы (связанные с переводом тепловой нагрузки на более эффективные источники и сокращением персонала).

5. Экономия услуг по ремонту ОПФ (связанных с установкой нового оборудования, не требующего ремонта).

6. Экономия услуг по эксплуатации ОПФ (связанных с установкой нового оборудования, не требующего ремонта, с переводом тепловой нагрузки на более эффективные источники и сокращением персонала).

7. Операционная аренда (эксплуатация устанавливаемых ПАО «Т Плюс» БМЦТП и БМК не требует заключения договора аренды) рассчитана пропорционально объему переключаемой нагрузки.

8. Прочие услуги сторонних организаций (связанные с установкой нового оборудования, не требующего ремонта, с переводом тепловой нагрузки на более эффективные источники и сокращением персонала).

9. Прочие расходы (связанные с установкой нового оборудования, не требующего ремонта, с переводом тепловой нагрузки на более эффективные источники и сокращением персонала).

10. АУРы (связанные с установкой нового оборудования, не требующего ремонта, с переводом тепловой нагрузки на более эффективные источники и сокращением персонала).

11. Налоги (все налоги кроме ЕСН, налога на прибыль, налога на имущество)

В таблице 6.17 приведены обобщенные данные об эффекте, получаемом в результате реализации мероприятий по варианту № 2.

Таблица 6.17

**Результаты расчетов перспективных финансово-экономических показателей
для варианта № 2**

Показатель	ИТОГО	Значения эффектов / показателей в контрольных точках по годам за пятилетний период прогнозирования				
		1-й год	2-й год	3-й год	4-й год	5-й год
1. Капитальные вложения						
1.1. ИТОГО, тыс. руб.	381 855,5	170 223,1	211 632,3			
1.2. Оренбургская котельная, тыс. руб.	189 616,6	18 296,17	171 320,52			
1.3. Оренбургские ТС, тыс. руб.	192 238,7	151 926,9	40 311,84			
Эффект						
2. Сакмарская ТЭЦ						
2.1. Отпуск тепловой энергии в воде, тыс. Гкал	552,03		121,61	145,75	143,49	141,18
2.2. УРУТ на пр-во ээ среднегодовой, г у.т./кВт ч			-5,95	-7,10	-7,09	-7,04
2.3. УРУТ на пр-во тэ, кг у.т./Гкал			0,00	0,00	0,00	0,00

Показатель	ИТОГО	Значения эффектов / показателей в контрольных точках по годам за пятилетний период прогнозирования				
		1-й год	2-й год	3-й год	4-й год	5-й год
2.4. Выработка электроэнергии (ценопринимание), млн. кВт ч	221,55		26,47	39,34	68,64	87,10
2.5. СН ээ в пределах балансовой принадлежности, млн. кВт ч	0,25		0,00	0,00	0,10	0,15
2.6. Топливные затраты, т у.т.	99 457,76		15 435,98	20 797,49	28 933,46	34 290,83
3. Оренбургская котельная						
3.1. Отпуск тепловой энергии в воде, тыс. Гкал	-79,41			-26,47	-26,47	-26,47
3.2. Топливные затраты на отпуск теплоэнергии, т у.т.	-14 700,82			-4913,81	-4900,05	-4886,96
3.3. УРУТ на пр-во тэ, кг у.т./Гкал				-9,10	-9,10	-9,10
3.4. Мероприятия программы поддержания, тыс. руб.	-25 506,00	-3 790,00	-4 003,00	-6 104,00	-4 629,00	-6 980,00
3.5. Условно-постоянные затраты, тыс.руб.	-89 702,77			-29 900,92	-29 900,92	-29 900,92
4. Прочие котельные Оренбурга						
4.1. Отпуск тепловой энергии в воде, тыс. Гкал	-464,44		-119,50	-117,22	-115,00	-112,73
4.2. Топливные затраты на отпуск теплоэнергии, т у.т.	-79 174,33		-20375,67	-19983,83	-19601,65	-19213,18
4.3. УРУТ на пр-во тэ, кг у.т./Гкал			-0,04	-0,04	-0,04	-0,04
4.4. Условно-постоянные затраты, тыс. руб.	-165 121,86		-39599,72	-41840,72	-41840,72	-41840,72
5. Покупка от ведомственных котельных						
5.1. Расходы по покупной тепловой энергии в воде, тыс. руб	-8 506,42		-2 192,48	-2 144,57	-2 104,99	-2 064,37
5.2. Покупная тепловая энергия (от сторонних источников), тыс. Гкал	-8,17		-2,11	-2,06	-2,02	-1,98
5.3. Расходы по покупной тепловой энергии в воде (тариф на покупную теплоэнергию), руб/Гкал			1041,56	1041,56	1041,56	1041,56
6. Оренбургские ТС						
6.1. Расходы по покупной тепловой энергии в воде, тыс. руб	23,06		26,08	-0,50	-1,00	-1,52
6.2. Расходы по покупной тепловой энергии в воде (тариф на покупную теплоэнергию), руб/Гкал			0,00	0,00	0,00	0,00
7. ИТОГО, эффект						
7.1. Отпуск тепловой энергии в воде, тыс. Гкал	0,00		0,00	0,00	0,00	0,00

Окончание таблицы 6.17

Показатель	ИТОГО	Значения эффектов / показателей в контрольных точках по годам за пятилетний период прогнозирования				
		1-й год	2-й год	3-й год	4-й год	5-й год
7.2. Выработка электроэнергии (ценопринимание), млн. кВт ч	221,55		26,47	39,34	68,64	87,10
7.3. СН ээ в пределах балансовой принадлежности, млн. кВт ч	0,25		0,00	0,00	0,10	0,15
7.4. Топливные затраты, т у.т.	5 582,61		-4 939,69	-4 100,15	4 431,76	10 190,69
7.5. Расходы по покупной тепловой энергии в воде (тариф на покупную теплоэнергию), руб/Гкал	0,00	0,00	0,1	0,00	0,00	0,00
8. Экономический эффект						
8.1. ИТОГО, тыс. руб.	-571 094,5	-3 790,00	-101579,2	-149 418,1	-154 167,0	-162 140,0
8.2. Прирост выручки по Тепловому узлу (ИВ - 1), тыс. руб.	-282 815,0	0,00	-32 803,00	-48 967,00	-86 966,00	-114 079,0
8.3. Прирост расходов на топливо по Тепловому узлу, тыс. руб.	534,47	0,00	-23 007,13	-20 460,40	11 275,56	32 726,44
8.4. Мероприятия программы поддержания, тыс. руб.	-25 506,00	-3 790,00	-4 003,00	-6 104,00	-4 629,00	-6 980,00
8.5. Условно-постоянные затраты, тыс. руб.	-254 824,6	0,00	-39 599,72	-71 741,64	-71 741,64	-71 741,64
8.6. Расходы по покупной тепловой энергии в воде (Покупка от ведомственных котельных), тыс. руб.	-8 506,42	0,00	-2 192,48	-2 144,57	-2 104,99	-2 064,37
8.7. Расходы по покупной тепловой энергии в воде (ОТС. Теплоэнергия для перепродажи), тыс. руб.	23,06		26,08	-0,50	-1,00	-1,52

Таким образом, в результате реализации варианта № 2 на Сакмарской ТЭЦ вырастет отпуск тепловой энергии с горячей водой на 141,18 тыс. Гкал/год. Выработка электроэнергии (ценопринимание) увеличится на 87,10 млн. кВт ч. Расход электроэнергии на собственные нужды станции увеличится на 0,15 млн. кВт ч. Топливные затраты увеличатся на 34 290,83 т у.т.

Отпуск тепловой энергии с горячей водой на Оренбургской котельной снизится на 26,47 тыс. Гкал/год. Топливные затраты уменьшатся на 4 866,96 т у.т. Снижение условно-постоянных затрат составит 29 900,92 тыс. руб. за счет установки автоматизированной блочно-модульной котельной. Кроме того, сократятся мероприятия программы поддержания Оренбургской котельной на 25,5 млн. руб. в связи с установкой БМК вместо

котельной. Экономия указанных статей условно-постоянных затрат рассчитана пропорционально объему переключаемой нагрузки.

Отпуск тепловой энергии с горячей водой прочими котельными снизится на 112,73 тыс. Гкал/год. Топливные затраты уменьшатся на 19213,18 т.т. Условно-постоянные затраты снизятся на 41 840,72 тыс. руб. за счет перевода тепловой нагрузки на Сакмарскую ТЭЦ и вывода котельных из эксплуатации. В результате проведенных мероприятий по установке автоматизированных блочных ЦТП вместо котельных сократятся затраты на покупную энергию, сырье и материалы, услуги по ремонту и эксплуатации котельных, расходы на оплату труда, операционную аренду, административно-управленческие и прочие расходы.

Покупка тепловой энергии от ведомственных котельных снизится на 2,1 тыс. Гкал/год.

Расходы по покупке тепловой энергии с горячей водой Оренбургских тепловых сетей повысятся незначительно за счет изменений средневзвешенного тарифа покупной тепловой энергии.

Обслуживание, управление новых объектов (ЦТП, БМК) будет выполняться существующими бригадами оперативного персонала, диспетчерской службой, что не повлечёт за собой увеличения условно-постоянных затрат Оренбургского филиала ПАО «Т Плюс».

Общий экономический эффект выразится в приросте выручки на 282,8 млн. руб. в целом по тепловому узлу; сокращении условно-постоянных затрат на 254,82 млн. руб.; сокращении расходов на покупную тепловую энергию в воде на 8,5 млн. руб. за пятилетний период прогнозирования. Прирост затрат на топливо по тепловому узлу составит 0,534 млн. руб.

Общий экономический эффект составит 571,09 млн. руб. за пятилетний период прогнозирования при общих капиталовложениях 381,9 млн. руб. (в ценах с учетом индексации без НДС).

В таблице 6.18 приведены обобщенные данные об эффекте, получаемом в результате реализации мероприятий по варианту № 3.

Результаты расчетов финансово-экономических показателей для варианта № 3

Показатель	ИТОГО	Значения эффектов / показателей в контрольных точках по годам прогнозирования				
		1-й год	2-й год	3-й год	4-й год	5-й год
1. Капитальные вложения						
1.1. ИТОГО, тыс. руб.	592 353,7	170 223,1	211 632,3	210 498,2		
1.2. Оренбургская котельная, тыс. руб.	189 616,6	18 296,17	171 320,5			
1.3. Оренбургские ТС	402 737,0	151 926,9	40 311,84	210 498,2		
Эффект						
2. Сакмарская ТЭЦ						
2.1. Отпуск тепловой энергии в воде, тыс. Гкал	706,85		121,61	145,75	221,82	217,68
2.2. УРУТ на пр-во ээ среднегодовой, г у.т./кВт ч			-5,99	-7,14	-10,97	-10,87
2.3. УРУТ на пр-во тэ, кг у.т./Гкал			0,00	0,00	0,00	0,00
2.4. Выработка электроэнергии (ценопринимание), млн. кВт ч	269,55		26,47	40,58	84,40	118,10
2.5. СН ээ в пределах балансовой принадлежности, млн. кВт ч	0,25		0,00	0,00	0,10	0,15
2.6. Топливные затраты, т у.т.	122 745,5		15 366,14	21 060,15	38 410,37	47 908,93
3. Оренбургская котельная						
3.1. Отпуск тепловой энергии в воде, тыс. Гкал	-79,41			-26,47	-26,47	-26,47
3.2. Топливные затраты на отпуск теплоэнергии, т у.т.	-14 700,8			-4913,81	-4900,05	-4886,96
3.3. УРУТ на пр-во тэ, кг у.т./Гкал				-9,10	-9,10	-9,10
3.4. Мероприятия программы поддержания, тыс. руб.	-25 506,0	-3 790,00	-4 003,00	-6 104,00	-4 629,00	-6 980,00
3.5. Условно-постоянные затраты, тыс. руб.	-89 702,7			-29 900,9	-29 900,9	-29 900,9
4. Прочие котельные Оренбурга						
4.1. Отпуск тепловой энергии в воде, тыс. Гкал	-464,44		-119,50	-117,22	-115,00	-112,73
4.2. Топливные затраты на отпуск теплоэнергии, т у.т.	-79 174,3		-20375,67	-19983,83	-19601,65	-19213,18
4.3. УРУТ на пр-во тэ, кг у.т./Гкал			-0,04	-0,04	-0,04	-0,04
4.4. Условно-постоянные затраты, тыс. руб.	-165121,8		-39599,72	-41840,72	-41840,72	-41840,72
5. Покупка от ведомственных котельных						
5.1. Расходы по покупной тепловой энергии в воде, тыс. руб.	-169782,3		-2 189,36	-2 144,57	-83 699,3	-81 749,0
5.2. Покупная тепловая энергия (от сторонних источников), тыс. Гкал	-163,01		-2,10	-2,06	-80,36	-78,49
5.3. Расходы по покупной тепловой энергии в воде (тариф на покупную теплоэнергию), руб/Гкал			1041,56	1041,56	1041,56	1041,56
6. Оренбургские ТС						
6.1. Расходы по покупной тепловой энергии в воде, тыс. руб.	-4 943,63		26,18	-0,50	-2 513,76	-2 455,55

Показатель	ИТОГО	Значения эффектов / показателей в контрольных точках по годам прогнозирования				
		1-й год	2-й год	3-й год	4-й год	5-й год
6.2. Расходы по покупной тепловой энергии в воде (тариф на покупную теплоэнергию), руб/Гкал			0,01	0,00	-0,67	-0,67
7. ИТОГО, эффект						
7.1. Отпуск тепловой энергии в воде, тыс. Гкал	-0,01		0,00	0,00	-0,01	-0,01
7.2. Выработка электроэнергии (ценопринимание), млн. кВт ч	269,55		26,47	40,58	84,40	118,10
7.3. СН ээ в пределах балансовой принадлежности, млн. кВт ч	0,25		0,00	0,00	0,10	0,15
7.4. Топливные затраты, т у.т.	28 870,43		-5 009,53	-3 837,49	13 908,67	23 808,79
7.5. Расходы по покупной тепловой энергии в воде (тариф на покупную теплоэнергию), руб/Гкал		0,00	0,01	0,00	-0,67	-0,67
8. Экономический эффект						
8.1. ИТОГО, тыс. руб.	-903124,7	-3 790,00	-101933,3	-150004,9	-317048,8	-330347,4
8.2. Прирост выручки по Тепловому узлу (ИВ - 1), тыс. руб.	-534641,0	0,00	-32 803,0	-50 434,0	-200814,0	-250590,0
8.3. Прирост расходов на топливо по Тепловому узлу, тыс. руб.	86 572,82	0,00	-23364,49	-19 580,28	46 348,86	83 168,73
8.4. Мероприятия программы поддержания, тыс. руб.	-25 506,0	-3 790,00	-4 003,00	-6 104,00	-4 629,00	-6 980,00
8.5. Условно-постоянные затраты, тыс. руб.	-254824,6	0,00	-39 599,7	-71 741,6	-71 741,6	-71 741,6
8.6. Расходы по покупной тепловой энергии в воде (Покупка от ведомственных котельных), тыс. руб.	-169782,3	0,00	-2 189,36	-2 144,57	-83 699,3	-81 749,0
8.7. Расходы по покупной тепловой энергии в воде (Теплоэнергия для перепродажи), тыс. руб.	-4 943,63	0,00	26,18	-0,50	-2 513,76	-2 455,55

В результате реализации варианта № 3 на Сакмарской ТЭЦ вырастет Отпуск тепловой энергии с горячей водой на 706,85 тыс. Гкал/год. Выработка электроэнергии (ценопринимание) увеличится на 269,55 млн. кВт ч. Расход электроэнергии на собственные нужды станции увеличится на 0,15 млн. кВт ч. Топливные затраты увеличатся на 47 908 т у.т. в год.

Отпуск тепловой энергии с горячей водой на Оренбургской котельной снизится на 26,47 тыс. Гкал/год. Топливные затраты уменьшатся на 4 866,96 т у.т. в год. Снижение условно-постоянных затрат составит 29 900,92 тыс. руб. за счет установки

автоматизированной блочно-модульной котельной. Кроме того, сократятся мероприятия программы поддержания Оренбургской котельной на 25,5 млн. руб. в связи с установкой БМК вместо котельной.

Отпуск тепловой энергии с горячей водой прочими котельными снизится на 112,73 тыс. Гкал/год. Топливные затраты уменьшатся на 19213,18 т у.т. Условно-постоянные затраты снизятся на 41 840,72 тыс. руб. за счет перевода тепловой нагрузки на Сакмарскую ТЭЦ и вывода котельных из эксплуатации. В результате проведенных мероприятий по установке автоматизированных блочных ЦТП вместо котельных сократятся затраты на покупную энергию, сырье и материалы, услуги по ремонту и эксплуатации котельных, расходы на оплату труда, операционную аренду, административно-управленческие и прочие расходы.

Покупка тепловой энергии от ведомственных котельных снизится на 78,49 тыс. Гкал/год.

Расходы по покупной тепловой энергии с горячей водой Оренбургских тепловых сетей снизятся на 4,943 млн. руб. за счет изменений средневзвешенного тарифа покупной тепловой энергии на 0,67 руб/Гкал.

Обслуживание, управление новых объектов (ЦТП, БМК) будет выполняться существующими бригадами оперативного персонала, диспетчерской службой, что не повлечёт за собой увеличения условно-постоянных затрат Оренбургского филиала ПАО «Т Плюс».

Общий экономический эффект выразится в приросте выручки на 534,64 млн. руб. в целом по тепловому узлу; сокращении условно-постоянных затрат на 254,82 млн. руб.; сокращении расходов на покупную тепловую энергию в воде на 8,5 млн. руб. за пятилетний период прогнозирования. Прирост расходов на топливо по тепловому узлу составит 86,57 млн. руб.

Общий экономический эффект составит 903,12 млн. руб. за пятилетний период прогнозирования. при общих капиталовложениях 592,35 млн. руб. (в ценах с учетом индексации без НДС).

В таблице 6.19 приведены обобщенные об эффекте, получаемом в результате реализации мероприятий по варианту № 4.

Результаты расчетов финансово-экономических показателей для варианта № 4

Показатель	ИТОГО	Значения эффектов / показателей в контрольных точках по годам прогнозирования				
		1-й год	2-й год	3-й год	4-й год	5-й год
1. Капитальные вложения						
1.1. ИТОГО, тыс. руб.	3347785,7	170223,1	211632,3	476370,6	2489559,6	
1.2. Оренбургская котельная, тыс. руб.	189616,6	18 296,17	171 320,5			
1.3. Оренбургские ТС, тыс. руб.	3158169,0	151 926,9	40 311,84	476 370,6	2489559,6	
Эффект						
2. Сакмарская ТЭЦ						
2.1. Отпуск тепловой энергии в воде, тыс. Гкал	885,78		121,89	146,03	222,09	395,77
2.2. УРУТ на пр-во ээ среднегодовой, г у.т./кВт ч			-6,00	-7,15	-10,98	-19,53
2.3. УРУТ на пр-во тэ, кг у.т./Гкал			0,00	0,00	0,00	0,00
2.4. Выработка электроэнергии (ценопринимание), млн. кВт ч	264,69		26,47	40,61	84,42	113,19
2.5. СН ээ в пределах балансовой принадлежности, млн. кВт ч	0,25		0,00	0,00	0,10	0,15
2.6. Топливные затраты, т у.т.	133 590,0		15 391,00	21 094,02	38 439,78	58 665,26
3. Оренбургская котельная						
3.1. Отпуск тепловой энергии в воде, тыс. Гкал	-79,41			-26,47	-26,47	-26,47
3.2. Топливные затраты на отпуск теплоэнергии, т у.т.	-14 700,8			-4913,81	-4900,05	-4886,96
3.3. УРУТ на пр-во тэ, кг у.т./Гкал				-9,10	-9,10	-9,10
3.4. Мероприятия программы поддержания, тыс. руб.	-25 506,0	-3 790,00	-4 003,00	-6 104,00	-4 629,00	-6 980,00
3.5. Условно-постоянные затраты, тыс. руб.	-89 702,7			-29 900,9	-29 900,9	-29 900,9
4. Прочие котельные Оренбурга						
4.1. Отпуск тепловой энергии в воде, тыс. Гкал	-643,36		-119,78	-117,50	-115,27	-290,82
4.2. Топливные затраты на отпуск теплоэнергии, т у.т.	-110600,0		-20584,17	-20191,86	-19807,51	-50016,5
4.3. УРУТ на пр-во тэ, кг у.т./Гкал			-0,04	-0,04	-0,04	-0,22
4.4. Условно-постоянные затраты, тыс. руб.	-255424,6		-39599,72	-41840,72	-41840,72	-132143,4
5. Покупка от ведомственных котельных						
5.1. Расходы по покупной тепловой энергии в воде, тыс. руб.	-169 782,3		-2 189,36	-2 144,57	-83 699,3	-81 749,0
5.2. Покупная тепловая энергия (от сторонних источников), тыс. Гкал	-163,01		-2,10	-2,06	-80,36	-78,49
5.3. Расходы по покупной тепловой энергии в воде (тариф на покупную теплоэнергию), руб/Гкал			1041,56	1041,56	1041,56	1041,56
6. Оренбургские ТС						
6.1. Расходы по покупной тепловой энергии в воде, тыс. руб.	-4 803,45		26,46	-0,28	-2 513,55	-2 316,08

Показатель	ИТОГО	Значения эффектов / показателей в контрольных точках по годам прогнозирования				
		1-й год	2-й год	3-й год	4-й год	5-й год
6.2. Расходы по покупной тепловой энергии в воде (тариф на покупную теплоэнергию), руб/Гкал			0,01	0,00	-0,67	-0,63
7. ИТОГО, эффект						
7.1. Отпуск тепловой энергии в воде, тыс. Гкал	0,00		0,00	0,01	-0,01	-0,01
7.2. Выработка электроэнергии (ценопринимание), млн. кВт ч	264,69		26,47	40,61	84,42	113,19
7.3. СН ээ в пределах балансовой принадлежности, млн. кВт ч	0,25		0,00	0,00	0,10	0,15
7.4. Топливные затраты, т у.т.	8 289,19		-5 193,17	-4 011,65	13 732,22	3 761,79
7.5. Расходы по покупной тепловой энергии в воде (тариф на покупную теплоэнергию), руб/Гкал		0,00	0,01	0,00	-0,67	-0,63
8. Экономический эффект						
8.1. ИТОГО, тыс. руб.	-1067494,6	-3 790,00	-102023,0	-150101,0	-317142,2	-494438,2
8.2. Прирост выручки по Тепловому узлу (ИВ - 1), тыс. руб.	-528 579,0	0,00	-32 798,0	-50 467,0	-200834,0	-244480,0
8.3. Прирост расходов на топливо по Тепловому узлу, тыс. руб.	6 303,50	0,00	-23 459,41	-19 643,59	46 275,28	3 131,22
8.4. Мероприятия программы поддержания, тыс. руб.	-25 506,00	-3 790,00	-4 003,00	-6 104,00	-4 629,00	-6 980,00
8.5. Условно-постоянные затраты, тыс. руб.	-345 127,4	0,00	-39 599,72	-71741,64	-71741,64	-162 044,4
8.6. Расходы по покупной тепловой энергии в воде (Покупка от ведомственных котельных), тыс. руб.	-169 782,3	0,00	-2 189,36	-2 144,57	-83 699,34	-81 749,0
8.7. Расходы по покупной тепловой энергии в воде (ОТС. Теплоэнергия для перепродажи), тыс. руб.	-4 803,45	0,00	26,46	-0,28	-2 513,55	-2 316,08

Таким образом, в результате реализации варианта № 4 на Сакмарской ТЭЦ вырастет отпуск тепловой энергии с горячей водой на 395,77 тыс. Гкал/год. Выработка электроэнергии (ценопринимание) увеличится на 113,19 млн. кВт ч в год. Расход электроэнергии на собственные нужды станции увеличится на 0,15 млн. кВт ч в год. Топливные затраты увеличатся на 58 665,26 т у.т. в год.

Отпуск тепловой энергии с горячей водой на Оренбургской котельной снизится на 26,47 тыс. Гкал/год. Топливные затраты уменьшатся на 4 866,96 т у.т. в год. Снижение условно-постоянных затрат составит 29 900,92 тыс. руб. за счет установки автоматизированной блочно-модульной котельной. Кроме того, сократятся мероприятия программы поддержания Оренбургской котельной на 25,5 млн. руб. в связи с установкой БМК вместо котельной.

Отпуск тепловой энергии с горячей водой прочими котельными снизится на 290,82 тыс. Гкал/год. Топливные затраты уменьшатся на 50 016 т у.т. в год. Условно-постоянные затраты снизятся на 132 143,49 тыс. руб. за счет перевода тепловой нагрузки на Сакмарскую ТЭЦ и вывода котельных из эксплуатации. В результате проведенных мероприятий по установке автоматизированных БМЦТП вместо котельных сократятся затраты на покупную энергию, сырье и материалы, услуги по ремонту и эксплуатации котельных, расходы на оплату труда, операционную аренду, административно-управленческие и прочие расходы.

Покупка тепловой энергии от ведомственных котельных снизится на 78,49 тыс. Гкал/год.

Расходы по покупной тепловой энергии с горячей водой Оренбургских тепловых сетей снизятся на 4,803 млн. руб. за счет изменений средневзвешенного тарифа покупной тепловой энергии на 0,63 руб/Гкал.

Обслуживание, управление новых объектов (ЦТП, БМК) будет выполняться существующими бригадами оперативного персонала, диспетчерской службой, что не повлечёт за собой увеличения условно-постоянных затрат Оренбургского филиала ПАО «Т Плюс».

Общий экономический эффект выразится в приросте выручки на 528,58 млн. руб. в целом по тепловому узлу; сокращении условно-постоянных затрат на 345,12 млн. руб.; сокращении расходов на покупную тепловую энергию в воде на 8,5 млн. руб. за период реализации. Прирост расходов на топливо по тепловому узлу составит 6,3 млн. руб.

Общий экономический эффект составит 1 067,5 млн. руб. за пятилетний период прогнозирования. при общих капиталовложениях 3 347,79 млн. руб. (в ценах с учетом индексации без НДС).

Обобщенные данные результатов ранжирования вариантов развития

Экономические показатели вариантов развития теплового узла г. Оренбурга приведены в таблице 6.20 для десятилетнего периода прогнозирования, ввиду больших капитальных затрат и сроков окупаемости варианта № 4.

Обобщенные данные результатов ранжирования вариантов развития Сакмарской ТЭЦ приведен в таблице 6.21. Наиболее эффективным, учитывая данные, приведенные в таблице 6.21, является вариант № 3, наименее эффективным является вариант № 4.

Сравнение вариантов экономические показатели вариантов развития

Наименование показателя	Величина показателя за десятилетний период прогнозирования для каждого варианта			
	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4
Инвестиции с НДС в ценах с учетом индексации без НДС, тыс. руб.	-	381 855,46	592 353,74	3 649 644,52
Ставка дисконтирования, %	15,4	15,4	15,4	15,4
NPV проекта, тыс. руб.	69 339	294 776	356 672	-872 587,00
IRR, %	не вычисляется	43,16%	40,13%	8,89%
Срок окупаемости, лет	не вычисляется	3,79	4,43	10,10
Дисконтированный срок окупаемости, лет	не вычисляется	4,48	5,15	Более 12
PI (по NPV), %	-	91%	67%	-27%

Таблица 6.21

Результаты ранжирования вариантов развития

Вариант	NPV проекта, тыс. руб.	IRR,%	Срок окупаемости простой, лет	Дисконтированный срок окупаемости, лет	PI (по NPV),%	Ранжирование вариантов
№ 1	69 339	Не вычисляется	не вычисляется	не вычисляется	-	3
№ 2	294 776	43,16%	3,79	4,48	91 %	2
№ 3	356 672	40,13%	4,43	5,15	67%	1
№ 4	-872 587,00	8,89%	10,10	Более 13	-27%	4

6.6. Описание процесса тепломассообмена в башенных градирнях систем оборотного охлаждения Петрозаводской ТЭЦ

Для решения практических задач совершенствования системы оборотного охлаждения (СОО) в рамках методологии матричной формализации разработана модель и метод расчета башенной градирни.

Следует отметить, что мероприятия по энерго- и ресурсосбережению в градирнях СОО необходимо проводить с учетом ряда взаимосвязанных факторов, к которым относятся влажность и температура воздуха, степень открытия воздухозаборных окон, распределение воды и воздуха по поперечному сечению градирни, направление ветра и др. Организация процесса охлаждения циркуляционной воды может быть реализована наиболее эффективно на основе анализа СОО с использованием адекватных математических моделей. Функционирование систем оборотного охлаждения во многом определяется

процессами тепломассообмена в башенных градирнях. Схема потоков теплоносителей и расчетная схема башенной градирни приведены на рисунке 6.20.

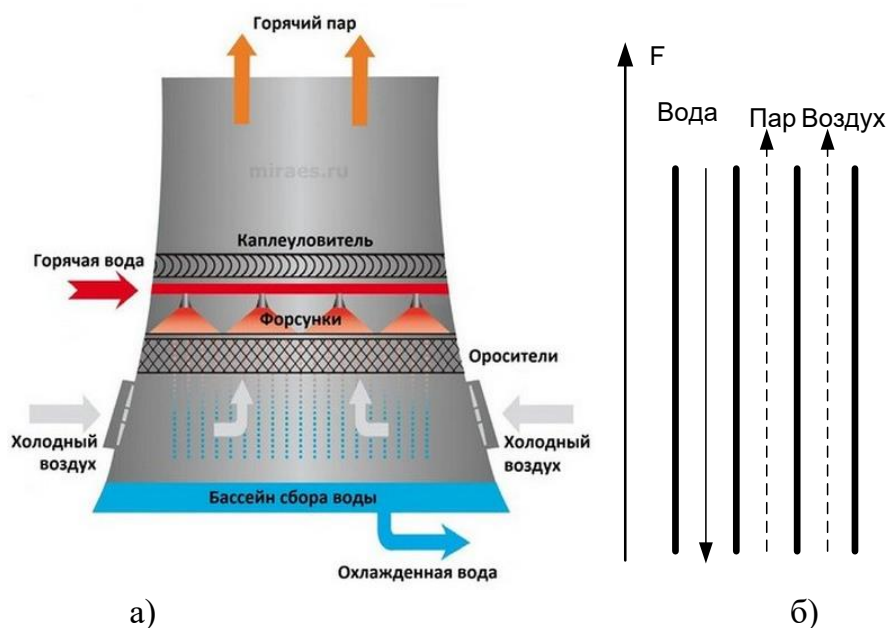


Рисунок 6.20. Схема потоков теплоносителей (а) и расчетная схема (б) градирне

Охлаждаемая вода подается в градирню сверху через водораспределительную и оросительную системы, которые предназначены для формирования развитой поверхности тепломассообмена между циркуляционной водой и воздухом. Воздух поступает в градирню снизу и движется вверх навстречу потоку воды. При этом циркуляционная вода охлаждается за счет теплообмена с воздухом и частичного испарения, то есть перехода части воды в пар. Водяной пар, содержащийся в воздухе, хотя и поступает в градирню вместе с потоком воздуха, выделяется при моделировании в отдельный поток, что обусловлено необходимостью независимого отслеживания его параметров в процессе тепломассообмена. В качестве определяющей координаты процесса выбирается площадь поверхности теплообмена F . Циркуляционная вода движется против направления оси процесса, а направление движения потоков пара и воздуха совпадает с направлением выбранной оси процесса. Между паром и циркуляционной водой происходит тепло- и массообмен, который обуславливается испарением воды или конденсацией пара. Максимальное количество водяных паров, которое может содержаться в воздухе, определяется количеством водяных паров в воздухе в состоянии насыщения при данной температуре. При нагреве воздуха максимальное влагосодержание повышается, соответственно при его охлаждении – уменьшается. Испарение воды и конденсация водяных паров связаны с

поглощением или выделением тепловой энергии, что необходимо учитывать при составлении энергетических балансов. Следует отметить, что процессы теплообмена и массообмена в башенных градирнях являются совмещенными, что необходимо учитывать при разработке модели. Моделирование указанного процесса выполняется с использованием балансовых соотношений энергии и массы, составленных для бесконечно малого участка оси процесса dF в виде дифференциальных уравнений [194].

Подробное описание моделей приведено в [277].

Исходные величины для расчетного примера взяты по данным [276] и представлены в таблице 6.22.

Таблица 6.22

Исходные данные для расчетного примера

Наименование параметра	Значение параметра теплоносителей		
	циркуляционная вода	водяной пар	воздух
Расход, G , кг/с	50	1	90
Теплоемкость, c , кДж/кг К	4,187	1,0	2,00
Скрытая теплота парообразования, r , кДж/кг	2 200	-	-
Температура воды на входе, t_1 , °С	37	20	20
Плотность насыщенных водяных паров, C_n , г/м ³			30

Полученные результаты расчета приведены на рисунке 6.21, на котором вдоль оси абсцисс откладывается произведение определяющей координаты процесса (F) на коэффициент теплопередачи (k). Данное произведение ($k \cdot F$, Вт/К) соответствует размерному числу единиц переноса, широко используемому в литературе при моделировании процессов тепломассообмена [73].

Представленные на рисунке 6.21 результаты позволяют оценить количество испаренной влаги и рассчитать необходимую продувку для предотвращения отложения солей в системе СОО. Представленные на рисунке 6.21 результаты расчета позволяют также оценить площадь контакта сред, которая обеспечивает необходимое охлаждение воды, что, в свою очередь, позволяет оценить экономичность функционирования энергетического оборудования.

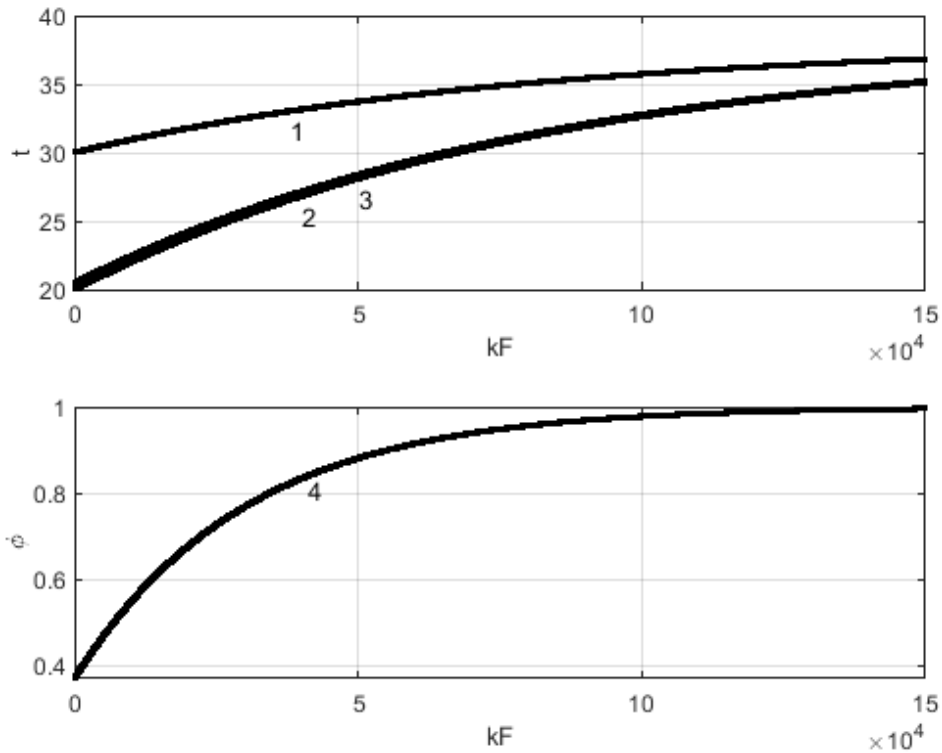


Рисунок 6.21. Зависимости температур теплоносителей (кривые 1-3) и относительного влагосодержания воздуха ($\varphi=C/C_n$) (кривая 4) от произведения определяющей координаты на коэффициент теплопередачи ($k \cdot F$, Вт/К)

Для проверки адекватности модели выполнены специальные расчетные исследования по влиянию начальной влажности воздуха на процесс охлаждения циркуляционной воды в башенной градирне. Конечной целью расчета башенных градирен обычно является определение величины температуры охлажденной воды или разности температур воды на входе и выходе градирни. Результаты вычислительных экспериментов приведены на рисунке 6.22. При этом результаты расчета согласно модели [277] представлены на рисунке линией, а соответствующие экспериментальные данные [276] показаны точками. Максимальное расхождение этих значений не превышает $2\text{ }^{\circ}\text{C}$, что следует признать приемлемым при проведении инженерных расчетов.

Следует отметить, что понижение температуры охлажденной воды связано с увеличением габаритов и стоимости установки, с одной стороны, и ростом эффективности работы блока, с другой.

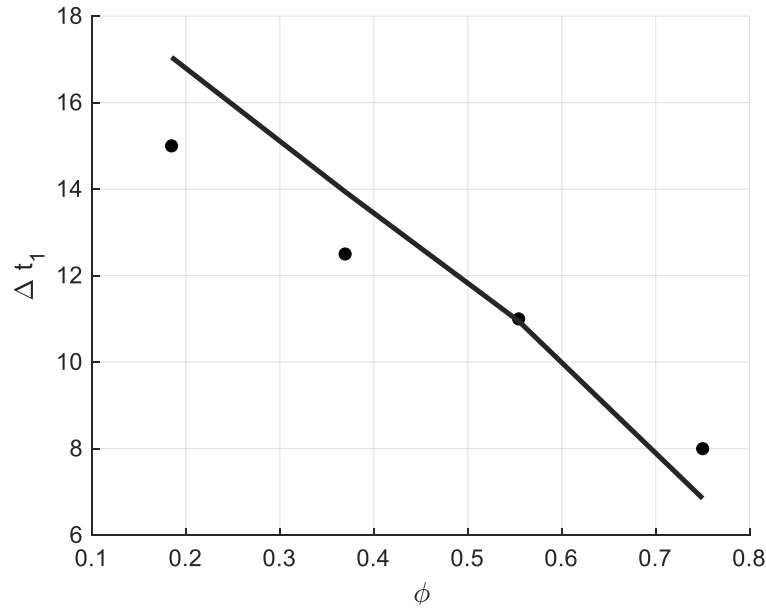


Рисунок 6.22. Сопоставление расчетных (линии) и экспериментальных (точки) зависимостей влияния начальной влажности воздуха на охлаждение циркуляционной воды в башенной градирне

6.7. Описание процесса теплообмена в многоступенчатых испарительных установках ООО «Реиннольц»

В рамках методологии матричной формализации наряду с моделированием и исследованием теплообмена в градирнях разработана модель и метод расчета многоступенчатых испарительных установок (МИУ). Данные работы выполнены в рамках договора о сотрудничестве с ООО «Реиннольц» (г. Екатеринбург, Россия).

Подробное описание моделей теплообмена в многоступенчатых испарительных установках приведено в [297].

Исходные данные для проведения численных расчетов многоступенчатой испарительной установки представлены в таблице 6.23.

Таблица 6.23

Исходные данные для демонстрационного пример

Наименование параметра	Значение параметра теплоносителей	
	Охлаждающая вода	Перегретая вода
Расход воды, G , т/ч	502	502
Температура воды на входе, t , °С	45	101
Теплоемкость, c , кДж/(кг К)	4,187	4,187
Скрытая теплота парообразования, r , кДж/кг	2 200	2 200

Определяются температуры охлаждающей воды и пара, а также доли или производительности по пару и дистилляту в каждой ступени. Результаты расчетного анализа для восьми ступенчатой испарительной установки представлены на рисунке 6.23 в виде зависимости температуры перегретой и охлаждающей воды и расхода полученного дистиллята от номера ступени при варьировании расхода охлаждающей воды.

Согласно представленным результатам при уменьшении расхода охлаждающей воды с 502 до 126 т/ч производительность установки по дистилляту существенно снижается с 35 до 14 т/ч.

Таким образом, разработанный подход и полученные результаты позволяют оценивать количество испаренной влаги и рассчитать производительность испарительной установки для каждой ступени при варьировании расхода охлаждающей воды, что является важным технологическим показателем и позволяет оценивать работоспособность или проектировать испарительные установки для различных режимов работы.

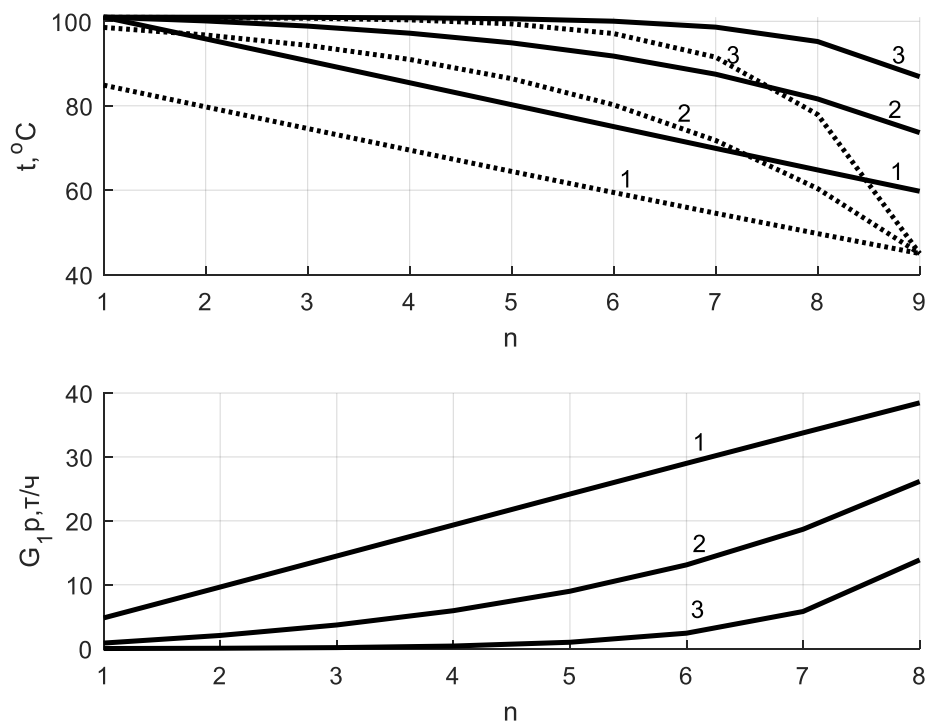


Рисунок 6.23. Зависимость температуры перегретой воды (сплошная линия) и охлаждающей воды (пунктирная линия) от номера ступени и расхода дистиллята от номера ступени при разных расходах охлаждающей воды: 1– 502 т/ч; 2–251 т/ч; 3–126 т/ч

На рисунке 6.24 показана зависимость относительной концентрации примесей в минерализованной воде от номера ступеням при идеальной сепарации для разных температур охлаждающей воды.

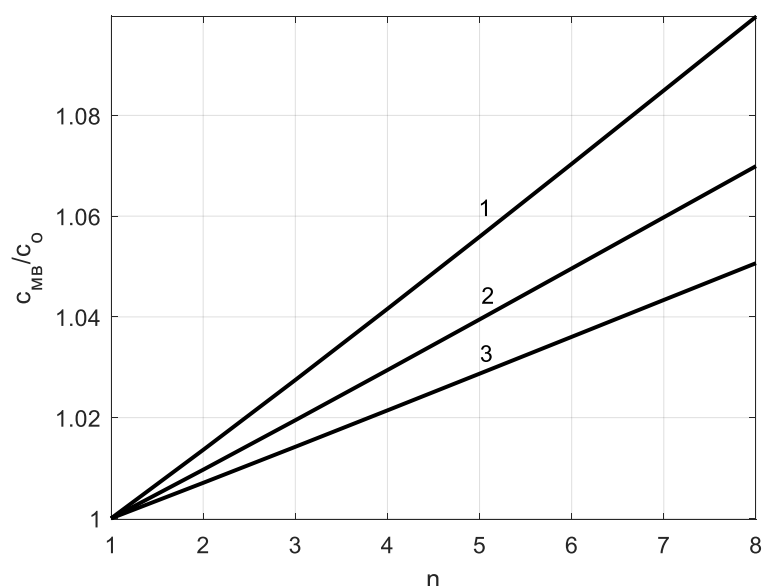


Рисунок 6.24. Изменение относительной концентрации в минерализованной воде по ступеням при идеальной сепарации при разной температуре охлаждающей воды: 1 – $t_2 = 22,5^\circ\text{C}$; 2 – 45°C ; 3 – 60°C

Проведенный анализ показывает, что понижение температуры охлаждающей воды приводит к заметному повышению концентрации, которое обусловливается увеличением парообразования за счет роста перегрева воды в ступенях.

На рисунке 6.25 приведена зависимость солесодержания в дистилляте от величины капельного уноса влаги в чистый отсек. На этом же рисунке для сравнения в виде горизонтальной линии показано нормируемое значение солесодержание в дистилляте. Анализ зависимостей позволяет определить, при какой эффективности сепаратора данная установка обеспечит требуемое солесодержание в дистилляте. Приведенный подход позволяет также получить требуемую концентрацию, выбирая нужный режим работы испарительной установки. Таким образом данный подход может быть использован для построения режимных карт оборудования или для выполнения проектных расчетов.

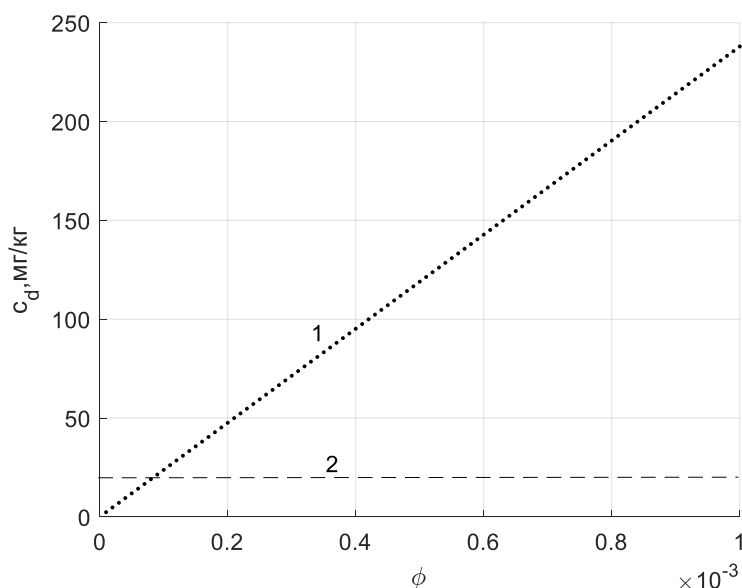


Рисунок 6.25. Зависимость соленосодержания в дистилляте от капельного уноса влаги в чистый отсек (1) и предельно допустимое соленосодержание в дистилляте (2) при неидеальной сепарации капель

6.8. Разработка оптимальных энергетических характеристик ТЭЦ с учетом распределения охлаждающей воды между конденсаторами турбоагрегатов

На Орской ТЭЦ решалась задача оптимального распределения электрических и тепловых нагрузок между турбоагрегатами с учетом распределения охлаждающей воды между конденсаторами турбоагрегатов ТЭЦ.

Возможность учета в рассмотренной модели расхода охлаждающей воды через конденсатор позволило по-новому сформулировать и решить задачу оптимального распределения электрических и тепловых нагрузок между турбоагрегатами с учетом распределения охлаждающей воды между конденсаторами турбоагрегатов ТЭЦ. При этом в качестве целевой функции оптимизации выбирается расход тепловой энергии на выделенную группу турбоагрегатов ТЭЦ, в качестве ограничений – обеспечение заданных стационарных нагрузок. В качестве параметров оптимизации выбираются нагрузки отдельных агрегатов и расход охлаждающей воды через конденсатор. Оптимизационная задача в общем виде формулируется следующим образом: найти оптимальные нагрузки турбоагрегатов, обеспечивающие минимальное потребление тепловой энергии:

$$Q = \sum_{i=1}^n Q_i = \sum_{i=1}^n N_i \cdot q_{ti}(Q_{pi}, Q_{ti}, N_i, D_{цвi}) \Rightarrow \min_{Q_{pi}, Q_{ti}, N_i, D_{цвi}},$$

$$Q_p = \sum_{i=1}^n Q_{pi}; Q_t = \sum_{i=1}^n Q_{ti}; N = \sum_{i=1}^n N_i; D_{цв} = \sum_{i=1}^n D_{цвi}.$$

где Q – расход тепловой энергии на выработку электроэнергии, N – электрическая мощность турбогенератора; n – количество турбоагрегатов, участвующих в распределении нагрузки; индекс i – номер агрегата.

Результаты решения задачи по оптимальному распределению нагрузок представлены на рисунке 6.26 в виде оптимальных энергетических характеристик ТЭЦ с двумя турбоагрегатами ПТ-65/75-130/13. Энергетическая характеристика станции позволяет при поддержании диспетчерского графика нагрузки использовать оптимальное распределение тепловой и электрической нагрузок между турбоагрегатами ТЭЦ. Дополнительно следует отметить, что каждой точке на приведенных графиках соответствует своя оптимальная электрическая и теплофикационная нагрузки и оптимальный расход охлаждающей воды для каждого турбоагрегата ТЭЦ. В таблице 6.24 приведен пример оптимального распределения нагрузок для выбранного значения диспетчерской нагрузки, отмеченной точкой А на рисунке 6.26,б.

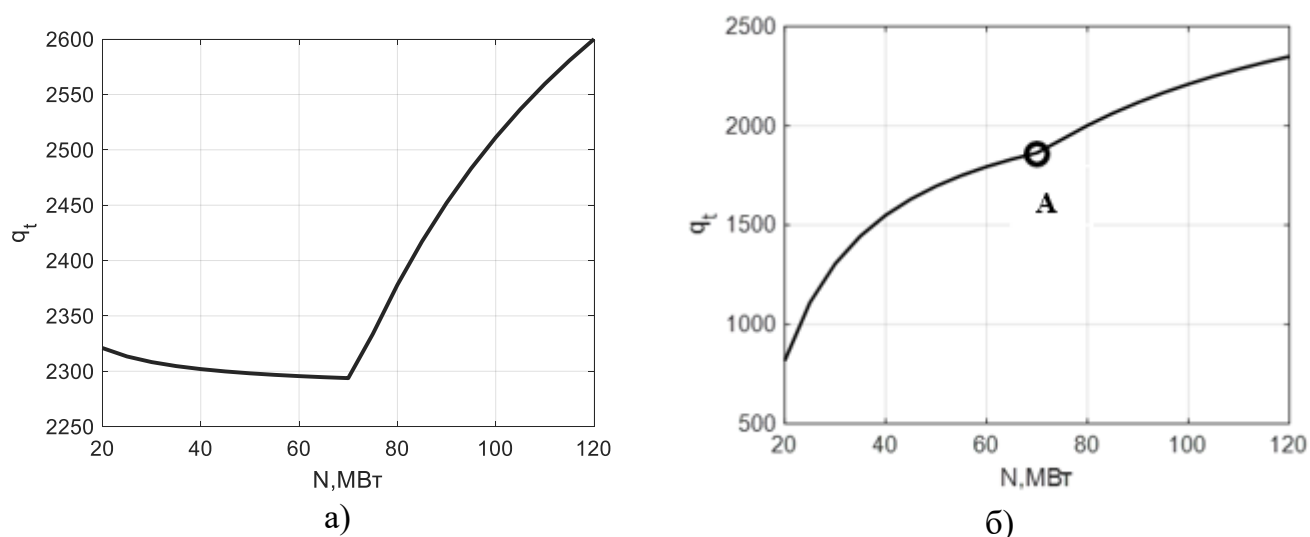


Рисунок 6.26. Примеры оптимальных энергетических характеристик ТЭЦ с двумя турбоагрегатами ПТ-65/75-130/13: а) $Q_{п} = 0$, $Q_{т} = 0$; б) $Q_{п} = 0$, $Q_{т} = 50$ Гкал/ч; q_t – минимальный удельный стационарный расход тепла на выработку электрической энергии, ккал/кВтч; N – электрическая нагрузка ТЭЦ, МВт

Следует отметить, что оптимальное распределение нагрузок в рассмотренном примере по сравнению равномерным распределением нагрузки между агрегатами позволяет сэкономить 8,1 относительных процентов тепловой энергии.

Ожидаемый эффект от использования предложенных мероприятий по оптимизации режимов работы оборудования Орской ТЭЦ составляет 4 465 т.у.т/год.

Результаты решения задачи по оптимизации распределения электрической и теплофикационных нагрузок и расхода охлаждающей воды между двумя турбоагрегатами ТЭЦ для точки А рисунке 6.26,б

Параметр, единица измерения	Значение
N , МВт	100
$Q_{п}$, Гкал/ч	0
$Q_{т}$, Гкал/ч	50
$D_{цв}$, кг/с	2794
N_1/N_2 , МВт	70/30
$Q_{п1}/Q_{п2}$, Гкал/ч	0/0
$Q_{т1}/Q_{т2}$, Гкал/ч	45/5
$D_{цв1}/D_{цв2}$, кг/с	1861/928

6.9. Научно технические исследования ПГУ ТЭС «Международная»

В рамках научно-исследовательской работы применительно к условиям эксплуатации оборудования парогазовых установок и пиковых водогрейных котлов ТЭС «Международная» использованы следующие научные разработки ИГЭУ:

1. Матричные математические модели энергетического оборудования и средства их компьютерной поддержки (Барочкин А.Е., Бубнов К.Н. при научном руководстве Жукова В.П., Ледуховского Г.В.), позволившие провести актуализацию нормативных энергетических характеристик на основе массивов сбалансированных данных по измеряемым параметрам за длительный период эксплуатации. Пример построения энергетической характеристики для турбины МР-16DH ТЭС «Международная» с помощью разработанной математические модели приведен на рисунке 6.27.

2. Математические модели и средства анализа многопоточных многоступенчатых теплообменников установок и технологических систем ТЭС (Барочкин А.Е. при научном руководстве Жукова В.П.), использованные при определении не измеряемых параметров работы оборудования.

По результатам работы обоснован расчетами суммарный резерв тепловой экономичности, выявлены причины его появления, указаны способы устранения.

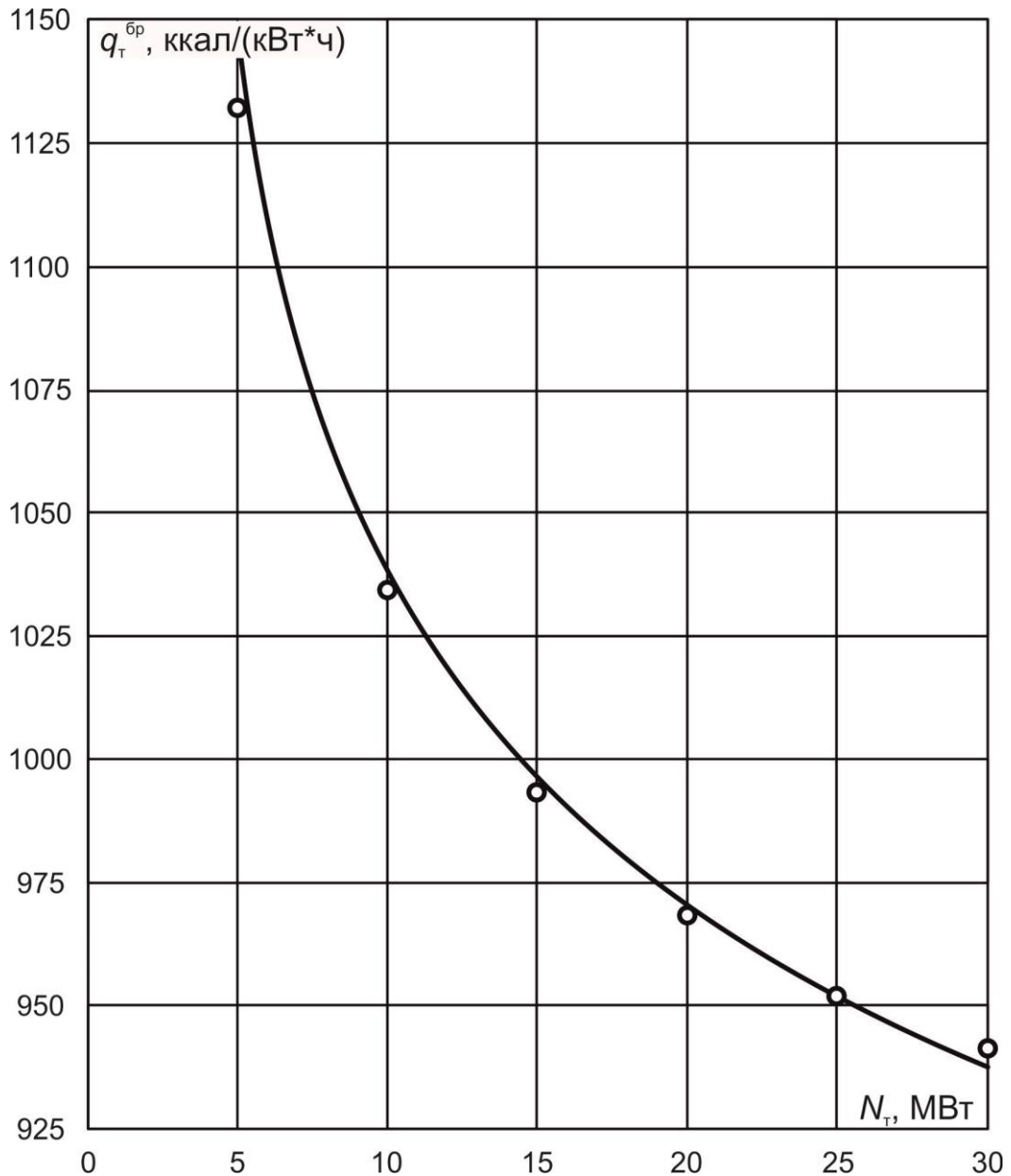


Рисунок 6.27. Удельный расход тепла брутто на выработку электроэнергии для паровой турбины МР-16ДН ТЭС «Международная»: линии – результаты расчетного анализа; точки – значения, принятые для турбины МР-16ДН [208]

6.10. Выводы по шестой главе

1. На базе методов расчета систем многокомпонентных теплообменных аппаратов со сложной конфигурацией потоков теплоносителей и методов решения обратных задач разработаны алгоритмы и программы для расчета энергетических характеристик теплофикационной паровой турбины с учетом характеристик экономичности отсеков ее проточной части (Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2022615258), для решения обратной задачи для многопоточных многоступенчатых

систем (Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2022615259).

2.. Разработана матричная модель конденсационного котла как противоточного двухступенчатого трехпоточного теплообменника со скользящей границей фазового перехода. Проведена идентификация расчетной модели с использованием полученных экспериментальных данных. Разработана расчетная схема конденсационного газового котла типа GEFREN MB 3.1-1000. Выполнен расчетный анализа котла для различных режимов его работы и разработаны режимные карты.

3. Для эффективного развития Сызранской ТЭЦ (филиал «Самарской» ПАО «Т Плюс») решена задача моделирования влияния структуры и режимов работы теплофикационной установки ТЭЦ на показатели тепловой экономичности Сызранской ТЭЦ, разработаны и проанализированы несколько вариантов развития с целью выбора оптимального варианта, реализация которого обеспечивает наибольшую эффективность по выбранной целевой функции.

4. На основе предложенной методологии получено описание тепломассообменных процессов в башенной градирне применительно к Петрозаводской ТЭЦ, которая позволила повысить эффективность режимов работы данной градирни. В рамках договора о сотрудничестве с ООО «Реиннольц» (г. Екатеринбург, Россия) разработан подход к расчету многоступенчатых испарительных установках (МИУ).

8. Программный комплекс «Расчет энергетических характеристик теплофикационной паровой турбины с учетом характеристик экономичности отсеков ее проточной части» внедрен в практику планирования режимов работы оборудования Сакмарской ТЭЦ и использован при оптимизации покрытия перспективных тепловых нагрузок теплового узла города Оренбурга. Программный комплекс «Решение обратной задачи для многопоточных многоступенчатых систем» тепломассообмена внедрен на Сызранской ТЭЦ, Самарской ТЭЦ, в производственный процесс ПГУ-ТЭС «Международная» ООО «Сити-энерго» (г. Москва) для формирования комплекса мероприятий, направленных на повышение технико-экономической эффективности работы оборудования, внедрен. Программные комплексы по расчету энергетических характеристик и решению обратных задач тепломассообмена для многоступенчатых систем внедрены в учебный процесс Ивановского государственного энергетического университета. Результаты исследований процессов тепломассообмена в многоступенчатых многопоточных системах используются

в промышленных и научно-исследовательских проектах, реализуемых Ченстоховским технологическим университетом (Польша, Ченстохов).

Материалы главы 6 опубликованы в работах [307, 297, 308, 322, 323, 333, 334, 338, 341, 342, 343, 344, 345, 346, 347, 348, 349, 350, 351, 352].

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Разработаны научные основы методологии матричной формализации описания процессов формирования энерго- и массопотоков в многокомпонентных многопоточных многоступенчатых энергетических установках и комплексах. Применение методологии матричной формализации позволило в рамках единого подхода для различных технологий проводить расчетный анализ и оптимизацию многопоточных многоступенчатых и многокомпонентные систем с целью определения условий их эффективного функционирования.

2. В рамках методологии матричной формализации разработана модель паротурбинной установки и единый подход к математическому описанию ТЭС как многопоточной энергетической системы с учетом модели подсистемы конденсационной установки; получены и проанализированы решения модели с целью построения энергетических характеристик теплофикационного турбоагрегата, выполнено сравнение результатов расчета с энергетическими характеристиками действующего турбоагрегата, показана достоверность и обоснованность предложенного подхода. В результате учета в расчетной модели паротурбинной установки подсистемы конденсационной установки удалось уменьшить средние относительные погрешности с 10-15 % до 0,6 % .

3. Разработана математическая модель многопоточных многоступенчатых теплообменных систем, каждая ступень которых может иметь произвольное число входных и выходных потоков. Порядок использования и возможности предложенного подхода продемонстрированы на примере четырехступенчатой трехпоточной системы теплообменных аппаратов, получены и проанализированы решения модели.

4. Получено аналитическое решение для четырехпоточного теплообменника для восьми возможных вариантов схем движения теплоносителей. Найдено оптимальное сочетание направлений движения потоков. Наиболее эффективная схема относительного движения теплоносителей, обеспечивающая минимальную температуру горячего теплоносителя на выходе ступени, соответствует варианту, при котором первый и второй теплоносители двигаются в противоположных направлениях (противоток), а второй, третий и четвертый в одном направлении (прямоток).

5. В рамках проведенных исследований сформулирована обратная задача теплопередачи в системе одноступенчатых и многоступенчатых теплообменных аппаратов как с

учетом так и без учета фазового перехода в теплоносителе; получено ее решение для системы из двух и трех теплоносителей, проведен анализ полученных результатов.

6. Получены экспериментальные данные по многоступенчатой классификации смеси разнородных компонентов на лабораторной установке, на основе которых проведена идентификация и проверка адекватности моделей. Сопоставление результатов проверки адекватности моделей показало, что модель с определением параметров идентификации для каждого компонента при достаточной простоте вычислений позволяет достоверно описывать фракционирование и формирование массопотоков в многоступенчатой системе классификации для смеси разнородных компонентов. Полученные результаты могут быть также использованы в энергетической, химической и других отраслях промышленности для повышения эффективности ресурсо- и энерго сберегающих технологий при получении продуктов с допустимым содержанием примесей.

7. Сформулирована задача оптимизации процессов тепломассообмена в системе многоступенчатых теплообменных аппаратов, один из теплоносителей в которой представлен многокомпонентной смесью; получено ее решение для системы из двух ректификационных колонн, проведен анализ полученных результатов. Представленный подход позволяет исследовать и оптимизировать многопоточные многоступенчатые установки, варьируя число ступеней, распределение температур по ступеням.

8. Программный комплекс «Расчет энергетических характеристик теплофикационной паровой турбины с учетом характеристик экономичности отсеков ее проточной части» внедрен в практику планирования режимов работы оборудования Сакмарской ТЭЦ и использован при оптимизации покрытия перспективных тепловых нагрузок теплового узла города Оренбурга. Программный комплекс «Решение обратной задачи для многопоточных многоступенчатых систем» тепломассообмена внедрен на Сызранской ТЭЦ, Сакмарской ТЭЦ, в производственный процесс ПГУ-ТЭС «Международная» ООО «Сити-энерго» (г. Москва) для формирования комплекса мероприятий, направленных на повышение технико-экономической эффективности работы оборудования, внедрен. Разработанное матричное описание и метод расчета многопоточного многокомпонентного процесса тепломассообмена в оросительной градирне № 2 Петропавловского ТЭЦ позволил определить и реализовать наиболее эффективные режимы работы установки. Программные комплексы по расчету энергетических характеристик и решению обратных задач тепломассообмена для многоступенчатых систем внедрены в учебный процесс Ивановского

государственного энергетического университета. Результаты исследований процессов теплообмена в многоступенчатых многопоточных системах используются в промышленных и научно-исследовательских проектах, реализуемых Ченстоховским технологическим университетом (Польша, Ченстохов). В рамках матричной методологии разработаны и нашли практическое применение метод расчета многопоточной многоступенчатой установки мгновенного вскипания (МИУ) и метод расчета башенной градирни (БГ). Суммарный экономический эффект от внедрения предложенных технических решений на энергообъектах России, подтвержденный актами внедрения, составляет 38 794 т у.т. в год, что в ценах 2024 года эквивалентно экономическому эффекту в размере 232,261 млн. руб. с НДС в год при сжигании природного газа.

Рекомендации, перспективы дальнейшей разработки темы исследования диссертационной работы. Перспективным направлением развития методологии матричной формализации математического моделирования является разработка моделей, методов расчета и компьютерных систем по диагностике состояния оборудования энергетических комплексов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Исаченко, В.П.** Теплопередача: учебник для вузов / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел; – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1981. – 416 с.
2. **Назмеев, Ю.Г.** Теплообменные аппараты ТЭС / Ю.Г. Назмеев, В.М. Лавыгин. – М.: Энергоатомиздат, 1998. – 288 с.
3. **Лыков, А.В.** Теория тепло- и массопереноса / А.В. Лыков, Ю.А. Михайлов. – М. – Л., Госэнергоиздат, 1963. – 536 с.
4. **Лойцянский, Л.Г.** Механика жидкости и газа / Л.Г. Лойцянский; – М.: «Наука», 1973. – 648 с.
5. **Лыков, А.В.** Тепломассообмен. Справочник/ А.В. Лыков. – М.: Энергия, 1972. – 560 с.
6. **Исаченко, В.П.** Теплообмен при конденсации / В.П. Исаченко. – М.: Энергия, 1977. – 240 с.
7. **Стерман, Л.С.** Области применения методов подготовки добавочной воды на ТЭЦ / Л.С. Стерман, А.В. Мошкарин, Э.Н. Гоуфман [и др.] // Электрические станции, 1976. – № 8. – С. 34-38.
8. **Абрамов, А.И.** Повышение экологической безопасности тепловых электростанций: Учеб. пособие / А.И. Абрамов, Д.П. Елизаров, А.Н. Ремезов [и др.]; под общ. ред. А.С. Седлова. – М.: Изд-во МЭИ, 2001. – 378 с.
9. **Уонг, Х.** Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров. Справочник / Х. Уонг. – М.: Атомиздат, 1979. – 265 с.
10. **Бажан, П.И.** Справочник по теплообменным аппаратам / П.И. Бажан, Г. М. Каневец, В. М. Селиверстов. – М.: Машиностроение, 1989. – 366 с.
11. **Бартоломей, Г.Г.** Теплоэнергетика и теплотехника. Общие вопросы: Справочник / Г.Г. Бартоломей, В.В. Галактионов, А.А. Громогласов и др.; под общ. ред. В.А. Григорьева, В.М. Зорина. – М.: Энергия, 1980. – 316 с.
12. **Кутателадзе, С.С.** Основы теории теплообмена / С.С. Кутателадзе. – Новосибирск, изд-во «Наука» (СО), 1970. – 660 с.
13. **Кирсанов, И.Н.** Конденсационные установки / И.Н. Кирсанов. – М.: Энергия, 1965. – 376 с.
14. **Коновалов, В.И.** Техническая термодинамика / В.И. Коновалов. – Иваново, 2005. – 620 с.
15. **Романенко, П.Н.** Гидродинамика и тепломассообмен в пограничном слое. Справочник / П.Н. Романенко. – М.: Энергия. – 464 с.
16. **Седов, Л.И.** Механика сплошной среды / Л.И. Седов. – М., Наука, 1973. – 536 с.
17. **Ледуховский, Г.В.** Конденсационные установки паровых турбин: схемы, конструкции, эксплуатация оборудования: учеб пособие / Г.В. Ледуховский, А.А. Поспелов, А.А. Коротков – ГОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина», Иваново, 2010. – 152 с.

18. **Машиностроение: Энциклопедия** / Ред. совет: К.В. Фролов (пред.) и др. Машины и аппараты химических и нефтехимических производств. Т. 4-12 / М.Б. Генералов, В.П. Александров, В.В. Алексеев и др.; под общей ред. М.Б. Генералова, – М.: Машиностроение, 2004. – 567 с.
19. **Андрющенко, А.И.** Теплофикационные установки и их использование / А.И. Андрющенко, Р.З. Аминов, Ю.М. Хлебалин. – М.: Высшая школа, 1989. – 256 с.
20. **Бродов, Ю.М.** Расчет теплообменных аппаратов паротурбинных установок: учеб. пособие / Ю.М. Бродов, М.А. Ниренштейн. – Екатеринбург: УГТУ, 2001. – 373 с.
21. **Берман, С.С.** Расчет теплообменных аппаратов турбоустановок / С.С. Берман, И.М. Михеева. – М.: Энергия, 1973. – 320 с.
22. **Марушкин, В. М.** Подогреватели высокого давления турбоустановок ТЭС и АЭС / В.М. Марушкин, С.С. Иващенко, А.Ф. Вакуленко. – М.: Энергоатомиздат, 1985. 136 с.
23. **Теплообменное оборудование** паротурбинных установок: Отраслевой каталог. – М.: НИИЭинформэнергомаш, 1984. – 287 с.
24. **Аэродинамический расчет** котельных агрегатов (Нормативный метод) / под ред. С.И. Мочана. – Л.: Энергия, 1977. – 256 с.
25. **Гидравлический расчет** котельных агрегатов (нормативный метод) / под ред. В.А. Локтина, Д.Ф. Петерсона, А.Л. Шварца. – М.: Энергия, 1978.–256 с.
26. **Тепловой расчет** котельных агрегатов (Нормативный метод) / под ред. Н.В. Кузнецова, В.В. Митора, И.Е. Дубовского, Э.С. Карасиной. – М.: Энергия, 1973. – 296 с.
27. **Цой, П.В.** Системные методы расчета краевых задач тепломассопереноса / П.В. Цой. – М.: Издательство МЭИ, 2005. – 568 с.
28. **Бурцев, С.И.** Влажный воздух. Состав и свойства: учеб. пособие / С.И. Бурцев, Ю.Н. Цветков. – СПб.: СПбГАХПТ, 1998. – 146 с.
29. **Сычев, В.В.** Термодинамические свойства воздуха / В.В. Сычев, А.А. Вассерман, А.Д. Козлов, [и др.]. – ГСССД. Серия монографии. – М.: Издательство стандартов, 1978. – 276 с.
30. **Рыжкин, В.Я.** Тепловые электрические станции / В.Я. Рыжкин. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 328 с.
31. **Андрющенко, А.И.** Оптимизация тепловых циклов и процессов ТЭС / А. И. Андрющенко, А. В. Змачинский, В. А. Понятов. - Москва : Высш. школа, 1974. - 279 с.
32. **Кутателадзе, С.С.** Теплопередача и гидродинамическое сопротивление. Справочное пособие / С.С. Кутателадзе.–М.: Энергоатомиздат, 1990. – 368 с.
33. **Кутателадзе, С.С.** Теплопередача при конденсации и кипении / С.С. Кутателадзе. – М.: Машгиз, 1952. – 232 с.

34. **Рубинштейн, Я.М.** Расчет влияния изменений в тепловой схеме на экономичность электростанций / Я.М. Рубинштейн, М.И. Щепетильников. – М.: Энергия, 1969. –223 с.
35. **Калафати, Д.Д.** Термодинамические циклы атомных электростанций / Д.Д. Калафати. - Москва ; Ленинград : Госэнергоиздат, 1963. - 280 с.
36. **Гохштейн, Д.П.** Современные методы термодинамического анализа энергетических установок / Д.П. Гохштейн. – М.: Энергия, 1969. - 368 с.
37. **Калафати, Д.Д.** Регенеративные циклы паросиловых установок : Учеб. пособие / Д.Д. Калафати ; под ред. проф. М. П. Вукаловича // М-во высш. образования СССР. Моск. ордена Ленина энергет. ин-т им. В. М. Молотова. – Москва, 1954. – 32 с.
38. **Андрющенко, А.И.** Термодинамические расчеты оптимальных параметров тепловых электростанций / А.И. Андрющенко. - М.: Высшая школа, 1963. - 230 с.
39. **Андрющенко, А.И.** Основы термодинамики циклов теплоэнергетических установок: Учеб. пособие для теплоэнергет. специальностей вузов / А.И. Андрющенко. – М.: Высш. школа, 1968. – 288 с.
40. **Рыжкин, В.Я.** Анализ тепловых схем мощных конденсационных блоков / В.Я. Рыжкин, А.М. Кузнецов; Под ред. д-ра техн. наук, проф. В. Я. Рыжкина. – М.: Энергия, 1972. – 271 с.
41. **Бродов, Ю.М.** Конденсационные установки паровых турбин . Учебное пособие для вузов / Ю.М.Бродов, Р.З.Савельев. –М.: Энергоатомиздат, 1994. – 288 с.
42. **Левенталь, Г.Б.** Оптимизация теплоэнергетических установок / Г.Б. Левенталь, Л.С. Попырин; Под ред. акад. М.А. Стыриковича. – М.: Энергия, 1970. – 349 с.
43. **Попырин, Л.С.** Математическое моделирование и оптимизация теплоэнергетических установок / Л.С. Попырин. - Москва : Энергия, 1978. – 416 с.
44. **Гельтман, А.Э.** Расчет коэффициентов изменения мощности теплофикационных турбин / А.Э. Гельтман, Н.И. Шапиро // Теплоэнергетика. 1975. – № 4. – С. 39-42.
45. **Буланин, В.А.** Метод анализа энергобаланса паротурбинной установки / В.А. Буланин, Е.Д. Родимкин // Электрические станции, 1978. – № 11. – С. 27-31.
46. **Абрамов, А.И.** Тепловая экономичность теплофикационных турбоустановок в режиме противодавления / А.И. Абрамов, А.С. Седлов, А.А. Алиев [и др.] // Теплоэнергетика. – № 12. – 1990. – С.65-66.
47. **Дейч, М.Е.** Техническая газодинамика/ М. Е. Дейч. – М.: Энергия, 1974. – 482 с.
48. **Мошкарин, А.В.** Методы анализа тепловой экономичности и способы проектирования энергетических объектов тепловых электростанций : диссертация ... доктора технических наук : 05.14.14. - Иваново, 1995. - 423 с.

49. **Иванов, С.А.** Повышение эффективности работы теплоэнергетического оборудования электростанций в энергосистемах с преобладающей долей ТЭЦ за счет совершенствования тепловых схем и режимов работы: на примере Забайкальского края : дис. ... доктора технических наук : 05.14.14; [Место защиты: Вост.-Сиб. гос. ун-т технологий и упр.]. - Улан-Удэ, 2012. - 453 с.
50. **Методические** указания по составлению и содержанию энергетических характеристик оборудования тепловых электростанций: РД 34.09.155-93.– М.: ЦПТИиТО ОРГРЭС. – 2006.– 157 с.
51. **Качан, А.Д.** Режимы работы и эксплуатации тепловых электрических станций/ А.Д. Качан. –Мн.: Выш. шк., 1978. –288 с.
52. **Качан, А.Д.** Справочное пособие по технико-экономическим основам ТЭС/ А.Д. Качан А.Д., Б.В.Яковлев. –Мн.: Выш. шк., 1982. –318 с.
53. **Аронов, И.З.** Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа / И.З. Аронов. - 2-е изд., перераб. и доп. - Л.: Недра : Ленингр. отд-ние, 1990. - 280 с.
54. **Беспалов, В.В.** Повышение эффективности глубокой утилизации тепла дымовых газов ТЭС на природном газе : специальность 05.14.14 "Тепловые электрические станции, их энергетические системы и агрегаты" : автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Беспалов Виктор Владимирович. – Томск, 2017. – 22 с.
55. **Кудинов, А.А.** Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологиях / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина. М.: Машиностроение, 2011. – 374 с.
56. **Жихар, Г.И.** Использование теплоты уходящих газов котельных агрегатов в контактном теплообменнике / Г.И. Жихар, В.А. Закревский // Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ, 2010. – № 5. – С. 41-49.
57. **Липец, А.У.** Об использовании скрытой теплоты парообразования водяных паров уходящих газов в мощных энергетических котлах / А.У. Липец, Л.В. Дирина, И.И. Надыров // Энергетик, 2002. – № 2. – С. 19–20.
58. **Бухонов, Д.Ю.** Исследование и оптимизация метода получения конденсата из уходящих продуктов сгорания природного газа: дис. ... канд. техн. наук : 05.14.14 / Бухонов Дмитрий Юрьевич. – Москва, 2007. – 137 с.
59. **Якимычев, П.В.** Совершенствование методов моделирования и расчета процессов тепломассопереноса в контактных теплообменниках: дис. ... кандидата технических наук : 05.14.04 / Якимычев Петр Владимирович. - Иваново, 2012. – 129 с.
60. **Верман, Л.Д.** Тепло- и массообмен при конденсации пара из движущейся паровоздушной смеси на горизонтальных трубах.- В кн.: Научно-техническая сессия по вопросам теплообмена при изменении агрегатного состояния вещества. Киев, Изд-во АН УССР, 1957, с. 4-6.

61. **Сергеев, Г.Т.** Исследование процесса тепло- и массообмена при испарении жидкости с открытой поверхности: Автореф. дис. Минск, 1962. – 20 с.
62. **Гухман, А.А.** О механизме влияния массообмена на теплообмен при испарении.- В кн.: Научно-техническая сессия по вопросам теплообмена при изменении агрегатного состояния вещества.— Киев, Изд-во АН УССР, 1957. –С. 11—15.
63. **Хоблер, Т.** Исследование степени использования поверхности / Т. Хоблер, А. Фроньски, В. Трофимович.— Теорет. основы хим. технологии 1973.— т. 7 – № 3 – С. 313-319.
64. **Пресич, Г.А.** Модернизированный экономайзерный агрегат АЭМ-0,6.- В кн.: Разработка и реализация региональных программ энергосбережения: Сб. тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. совещ., Ленинград, 16-19 ноября 1987 Л, 1987.— С. 133-135.
65. **Методические рекомендации** по проектированию контактно-экономайзерных установок в газифицированных котельных. - Киев: НИИСТ, 1985.
66. **Дмитриев, А. В.** Экспериментальное исследование гидравлических и тепломассообменных показателей наклонно-гофрированных контактных элементов оросителя градирни / А. В. Дмитриев, И. Н. Мадышев, О. С. Дмитриева // Экология и промышленность России. – 2020. – Т. 24, № 1. – С. 4-8.
67. **Гладков, В.А.** Вентиляторные градирни / В. А. Гладков, Ю. И. Арефьев, В. С. Пономаренко; Под ред. В. А. Гладкова. - 2-е изд., перераб. и доп. - Москва : Стройиздат, 1976. – 216 с.
68. **Лаптев, А. Г.** Устройство и расчет промышленных градирен / А. Г. Лаптев, И. А. Ведыгаева ; Казанский государственный энергетический университет. – Казань : Казанский государственный энергетический университет, 2004. – 179 с.
69. **ВСН 14-67.** Технические указания по расчету и проектированию башенных противоточных градирен для тепловых и промышленных предприятий / Минэнерго СССР. Л.: Энергия, 1971.
70. **Арефьев, Ю.И.** Технологические расчеты башенных градирен / Ю.И. Арефьев, В.С. Пономаренко // Водоснабжения и санитарная техника. 2000. – № 7. – С. 17-20.
71. **Берман, Л.Д.** Испарительное охлаждение циркуляционной воды. - 2-е изд., перераб. - Москва ; Ленинград : Госэнергоиздат, 1957.
72. **Проскуряков, Б.В.** Теория термического режима пленочной градирни / Б.В. Проскуряков // Известия НИИГ, 1935-Т.16. - С. 112.
73. **Справочник** по теплообменникам: В 2-х т. Т. 1/ Пер. с англ. под ред. О. Г. Мартыненко и др. М.: Энергоатомиздат, 1987. – 560 с.
74. **Алексеев, В.П.** Номограмма для расчета противоточных градирен / В.П. Алексеев, Э.Д. Пономарева, А.В. Дорошенко // Холодильная техника, 1970. - № 12.

75. **Охлопков, А. В.** Сравнение вариантов модернизации оборудования тепловых схем ТЭС / А. В. Охлопков, В. Д. Битней, М. А. Моисеев // Энергетик. – 2022. – № 12. – С. 33-39.
76. **Ленев, С.Н.** Основные проблемы при эксплуатации сухих вентиляторных градирен в составе блока ПГУ / А. В. Птахин, В. С. Крылов, С. Н. Ленев [и др.] // Газотурбинные технологии. – 2023. – № 3(192). – С. 30-33.
77. **Стерман, Л.С.** Испарители / Л.С. Стерман. – М.: Машгиз, 1956. – 68 с.
78. **Мошкарин, А.В.** Испарительные установки ТЭС / А.В.Мошкарин, Р.Ш. Бускунов. – М.: Энергоатомиздат, 1994. – 272 с.
79. **Тищенко, И.А.** Расчет многокорпусного выпарного аппарата / Проф. И. А. Тищенко. - Москва : ОНТИ, Глав. ред. хим. лит-ры, 1938 (Л. : 3 тип. ОНТИ). - 32 с.
80. **Гельперин, Н.И.** Выпарные аппараты. М.: Госхимиздат, 1947.
81. **Кичигин, М.А.** Костенко Г.Н. Теплообменные аппараты и выпарные установки / М.А. Кичигин, Г.Н.Костенко. М.: ГЭИ, 1955.
82. **Гельперин, Н.И.** К анализу работы и расчету многокорпусных выпарных аппаратов / Н.И.Гельперин, В.А.Шур //Химическая промышленность. 1967. – №2. – С.57-61.
83. **Таубман, Е.И.** Расчет и моделирование выпарных установок. М.: Химия. 1970.
84. **Таубман, Е.И.** Термическое обезвреживание минерализованных промышленных сточных вод / Е.И. Таубман, З.П. Бильдер. Л.: Химия, 1975.
85. **Седлов, А.С.** Термическое обезвреживание природных и сточных вод на ТЭС с высокими экологическими показателями // Диссертация в форме научного доклада доктора техн. наук. МЭИ. М.: 1993.
86. **Голубков, Б.Н.** Определение оптимального числа ступеней термоопреснительных установок с поверхностным испарением / Б.Н. Голубков, А.И. Корнейчев //Теплоэнергетика. 1967. -С.51-54.
87. **Кузнецова, Ж.Р.** Методика расчета МИУ с прямоточным питанием ступеней / Ж.Р. Кузнецова, Б.Н. Голубков //Теплоэнергетика, 1974. -№5. -С.81-83.
88. **Вайсблат, М.Б.** Расчет удельного расхода тепла в многокорпусных выпарных установках / М.Б. Вайсблат, С.И. Голуб, В.Б. Чернозубов //Химическая промышленность, 1967. - №2.
89. **Кордасевич, О.А.** Обобщенная схема термических опреснительных установок / О.А. Кордасевич, Г.Н. Костенко //Теплоэнергетика. 1968. – №1. – С.78-81.
90. **Фейзиев, Г.К.** К вопросу сравнения прямоточной , противоточной и параллельной схем питания при опреснении морской воды дистилляционным методом / Г.К. Фейзиев, А.А. Абдулазаде //За технический прогресс, 1974. -№5. -С. 17-18.

91. **Бускунов, Р.Ш.** Многоступенчатые испарительные установки ТЭС / Р.Ш.Бускунов, А.С.Щербинин, Н.П.Бускунова //Промышленная энергетика, 1971. -№4. -С.44-47.
92. **Обобщение опыта** применения испарителей для термического обессоливания воды на ТЭС //Техн. отчет. Рук. А.Т.Мутовин. Инв.№ Т-1295. Уралтехэнерго. Свердловск, 1985.
93. **Бускунов, Р.Ш.,** Гронский Р.К., Клепикова Т.М. Выбор схемы питания многоступенчатых испарительных установок / Р.Ш.Бускунов, Р.К.Гронский, Т.М.Клепикова //Промышленная теплоэнергетика, 1986. -№6. -С.38-39.
94. **Агапов, Р.В.** Исследование эффективности схем МИУ с испарителями разных типов при концентрировании многокомпонентных растворов. //Атореферат дисс. на соиск. уч. ст. к.т.н. - М.: МЭИ. 2003.
95. **А.С. № 964200 СССР МКлЗ F 01 К 7/44.** Испарительная установка промышленной теплоэлектроцентрали /А.В.Мошкарин, Л.С.Стерман, А.С.Седлов //Открытия. Изобретения. 1982. - Бюл. -№ 37.
96. **Петелин, Г.И.** Регенеративный подогрев питательной воды.- М.: ОНТИ, 1932.
97. **Исследование схем** испарительных установок для опреснения морской воды // Экспресс-информация. Теплоэнергетика. 1965. -№6. -С. 1-52.
98. **Мошкарин, А.А.** Совершенствование схем испарительных установок ТЭС : специальность 05.14.14 "Тепловые электрические станции, их энергетические системы и агрегаты" : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Мошкарин Антон Андреевич. – Иваново, 2006. – 224 с.
99. **Жуков, В.П.** Матричная формализация расчета многоступенчатой испарительной установки мгновенного вскипания / В.П. Жуков, А.В. Мошкарин [и др.] // Состояние и перспективы развития электротехнологии (XI Бенардосовские чтения). – Иваново, 2003. – С. 182.
100. **Барановский, Н.В.** Пластинчатые и спиральные теплообменники / Н.В. Барановский, Л.М. Коваленко, А.Р. Ястребенецкий. – М.: Машиностроение, 1973. – 288 с.
101. **Аронсон, К.Э.** Теплообменники энергетических установок: учебник для вузов / К.Э. Аронсон, С.Н. Блинков, В.И. Брезгин и др.; под ред. проф., докт. техн. наук Ю.М. Бродова. – Екатеринбург: Сократ, 2003. – 968 с.
102. **РТМ 108.271.23-84.** Расчет и проектирование поверхностных подогревателей высокого и низкого давления. – М.: Министерство энергетического машиностроения, 1987. – 215 с.
103. **Бененсон, Е.И.** Теплофикационные паровые турбины / Е.И. Бененсон, Л.С. Иоффе ; Под ред. Д.П. Бузина. - Москва : Энергия, 1976. - 263 с.
104. **Шапиро, Г.А.** Повышение эффективности работы ТЭЦ. - Москва: Энергоиздат, 1981. - 199 с.

105. **Яковлев, Б.В.** Повышение эффективности систем теплофикации и теплоснабжения / Б. В. Яковлев. - Москва : Новости теплоснабжения, 2008. – 446 с.
106. **Симою, Л.Л.** Теплофикационные паровые турбины: повышение экономичности и надежности : Учеб.-метод. пособие для студентов теплотехн. и теплоэнергет. специальностей / Л.Л. Симою, Е.И. Эфрос, В.Ф. Гуторов[и др.]. - СПб. : Энерготех, 2001. - 207 с.
107. **Шемпелев, А.Г.** Разработка, исследование и реализация методов повышения эффективности оборудования технологических подсистем теплофикационных паротурбинных установок : диссертация ... доктора технических наук : 05.04.12, 05.14.14 / Шемпелев Александр Георгиевич; [Место защиты: Уральский государственный технический университет]. - Киров, 2011. - 384 с.
108. Сайт **ООО «Нижегородтеплогаз»** [Электронный ресурс]. – режим доступа: <http://www.nntg.ru/>.
109. **Кафаров, В.В.** Системный анализ процессов химической технологии. Процессы измельчения и смешивания сыпучих материалов / В.В. Кафаров, И.Н. Дорохов, С.Ю. Арутюнов. – М.: Наука, 1985. – 440 с.
110. **Кафаров, В.В.** Системный анализ процессов химической технологии. Основы стратегии / В.В. Кафаров, И.Н. Дорохов. – М.: Наука, 1976. – 500 с.
111. **Мизонов, В.Е.** Закономерности формирования дисперсного состава угольной пыли при размоле твердого топлива / В.Е. Мизонов // Изв. вузов. Энергетика, 1984. – №6. – С. 95 – 98.
112. **Ревнивцев, В.И.** Селективное разрушение минералов / В.И. Ревнивцев – М.:Недра. – 1988. – 286 с.
113. **Андреев, С.Е.** Закономерности измельчения и исчисления характеристик гранулометрического состава / С.Е. Андреев, В.В. Товаров, В.А. Петров. –М.: Металлургиздат, 1959. – 437 с.
114. **Методы оптимизации** и алгоритмы расчета технологических схем измельчения // Приложение к временным методическим указаниям. НИИЦемент. – Москва, 1979. – 108 с.
115. **Мизонов, В.Е.** Современные проблемы математического моделирования классификации порошкообразных материалов / В.Е. Мизонов // Совершенствование техники и технологии измельчения материалов. – Белгород, 1989. – С. 150 – 161.
116. **Жуков, В.П.** Измельчение–классификация как процесс с распределенными параметрами: моделирование, расчет, оптимизация: дис. ... д-ра. техн. наук: 05.17.08 / Жуков Владимир Павлович. – Москва, 1993. – 372 с.
117. **Мизонов, В.Е.** Расчетно-экспериментальное исследование процесса измельчения материала в струйной мельнице / В.Е. Мизонов, В.П. Жуков, Н. Otwinowski, Г.Г. Межеумов, Е.В. Барочкин // Изв. вузов. Химия и химическая технология. – 2000. – Т.45, № 4. – С. 157 – 159.
118. **Линч, А.** Циклы дробления и измельчения / А. Линч. – М.: Недра, 1980. –343 с.

119. **Овчинников, П.Ф.** Дифференциальные и интегральные уравнения кинетики измельчения / П.Ф. Овчинников // Процессы в зернистых средах. – Иваново, 1989. – С. 3 – 8.
120. **Мизонов, В.Е.** О расчете дисперсного состава сыпучих материалов при измельчении / В.Е. Мизонов, В.П. Жуков, С.Г. Ушаков // Теоретические основы химической технологии. – 1988. – №3. – С. 427 – 429.
121. **Жуков, В.П.** Моделирование и расчет совмещенных процессов измельчения и классификации / В.П. Жуков, В.Е. Мизонов // Изв. Вузов. Горный журнал. – 1990. – №5. – С. 126 – 129.
122. **Жуков, В.П.** Влияние фракционного состава мелющих тел на кинетику измельчения / В.П. Жуков, А.В. Греков, В.Е. Мизонов // Теоретические основы химической технологии. – 1993. – Т. 27, №2. – С. 199 – 201.
123. **Мизонов, В.Е.** Кризис популяционно–балансовой модели и новые подходы к моделированию процессов измельчения / В.Е. Мизонов // Тез. докл. Международной НТК "VIII Бенардосовские чтения". – Иваново, 1997. – С. 87.
124. **Техов, С.М.** Математическая модель процесса измельчения / С.М. Техов, С.И. Шишкин, М.Д. Барский, И.И. Брод // Межвуз. сб. науч. тр. Техника и технология сыпучих материалов. – Иваново, 1991.
125. **Мизонов, В.Е.** О структуре селективной функции при различных законах измельчения / В.Е. Мизонов, С.И. Шувалов, В.П. Жуков, В.М. Аверков // Цветные металлы. – 1983. – N11. – С. 73 – 74.
126. **Mizonov, V.** Simulation of Grinding: New Approaches / V. Mizonov, V. Zhukov, S. Bernotat. – ISPEU Press, 1997. – 108 p.
127. **Fukunaka, T.** Batch grinding kinetics of Ethenzamide particles by fluidized-bed jet-milling / T. Fukunaka, B.Golman, K.Shinohara. International Journal of Pharmaceutics, 2006. - p. 89-96.
128. Дмитриев А.В., Очистка газовых выбросов в аппаратах вихревого типа/А.В.Дмитриев, А.Н. Николаев. - Saarbrucken LAP Lambert Academic Publishing, 2012 – 272 с.
129. Дмитриев А.В., Сравнение технических характеристик мультивихревого сепаратора с циклонами различных модификаций / В. Э. Зинуров, А. В. Дмитриев, Р. Я. Биккулов [и др.] // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. – 2023. – Т. 25, № 3. – С. 117-127.
130. **Мизонов, В.Е.** Нелинейная ячеечная модель гравитационной классификации / В.Е. Мизонов, С.Н. Калинин, Е.А. Баранцева, Н. Verthiaux, В.П. Жуков// Изв. ВУЗов. Химия и химическая технология. 2005. – Т. 48. –Вып. 1,–С. 122–124.
131. **Мизонов, В.Е.** Аэродинамическая классификация порошков / В.Е. Мизонов, С.Г. Ушаков. – М.: Химия, 1989. – 160 с.

132. **Мизонов, В.Е.** Стохастическая модель равновесной классификации порошков / В.Е. Мизонов // Теоретические основы химической технологии. – 1984. – Т. 18, № 6. – С. 811–815.
133. **Шишкин, С.Ф.** Расчет процесса измельчения в замкнутом цикле / С.Ф. Шишкин, С.М. Техов. // Изв. вузов. Химия и химическая технология. – 1991. – Т. 34, № 5. – С. 117 – 119.
134. **Арсентьев, В.А.** Методы динамики частиц и дискретных элементов как инструмент исследования и оптимизации процессов переработки природных и техногенных материалов / В.А. Арсентьев, И.И. Блехман, Л.И. Блехман [и др.] // Обогащение руд. – 2010. – №1. – С. 30–35.
135. **Благов, И.С.** Гравитационные процессы обогащения / И.С. Благов, А.М. Коткин, Т. Г. Фоменко. – М.: Госгортехиздат, 1962. – 232 с.
136. **Технологические** показатели обогащения. Путеводитель в мире угольной промышленности [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://coalguide.ru/obogashchenie-poleznykh-iskopaemykh/259-tekhnologicheskie-pokazateli-obogashcheniya/>, свободный. – Загл. с экрана (дата обращения: 25.02.2018).
137. **Веденяпин, В.В.** Кинетические уравнения Больцмана и Власова / В. В. Веденяпин. – Москва : ФИЗМАТЛИТ, 2001. – 112 с.
138. **Черчиньяни, К.** Теория и приложения уравнения Больцмана / К. Черчиньяни. – М.: Мир, 1978. – 495 с.
139. **Аристов, В.В.** Прямое численное решение кинетического уравнения Больцмана / В.В. Аристов, Ф.Г. Черемисин. – М.: ВЦ РАН, 1992.– 192 с.
140. **Жуков, В.П.** Применение принципа максимума энтропии к прогнозированию процессов измельчения / В.П. Жуков, В.Е. Мизонов, П.В. Филичев, З. Бернотат // Теоретические основы химической технологии. – 1998. – Т.32, № 2. – С. 183–187.
141. **Вильсон, Д.** Энтропийные методы моделирования сложных систем / Д. Вильсон. – М.: Наука. – 1978. – 248 с.
142. **Zhukov, V.** The modelling of grinding process by means of the principle of maximum entropy / V. Zhukov, V. Mizonov, P Filitchev, S. Bernotat // Powder Technology, 95. – 1998. – P. 248 – 253.
143. **Баруча-Рид, А.Т.** Элементы теории Марковских процессов и их приложения / А.Т. Баруча-Рид. – М.: Наука, 1969. – 511 с.
144. **Mizonov, V.E.** Application of multi-dimensional Markov chains to model kinetics of grinding with internal classification / H. Berthiaux, V.P. Zhukov, S. Bernotat// Int. J. Miner. Process. v.74, issue 1001. – 2004. – p.307–315.

145. **Berthiaux, H.** Application of Markov Chains in Particulate Process Engineering: A review. / H. Berthiaux, V. Mizonov // *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, V 82, No 6, –2004, p. 1143–1168.
146. **Berthiaux, H.** Application of the Theory of Markov Chains to Model Non-Linear Phenomena in Comminution / H. Berthiaux, V. Mizonov, V. Zhukov // *Proc. of World Congress on Particle Technology 5*. April 23-27, Orlando, USA. CD edition.1.
147. **Molerus, O.** Axialdispersion des Mahlgutes und Energieausnutzung bei Durchlauf-mahlung in der Kugelmuhlen / O. Molerus, H. Pausel // *Chem. – Ing. – Tech.* – 1970. – №3. – P. 61 – 63.
148. **Бобылев, А.В.** О точных решениях уравнения Больцмана / А.В. Бобылев // *Докл. АН СССР*. – 1975. – Т. 225, № 6. – С. 1296 – 1299.
149. **Черемисин, Ф.Г.** Численные методы прямого решения кинетического уравнения Больцмана / Ф.Г. Черемисин // *Ж. вычисл. матем. и матем. физ.* – 1985. – Т. 25, № 12. – С. 1840 – 1855.
150. **Осипов Д.А.** Совместное измельчение и классификация разнородных компонентов для выделения целевого продукта : диссертация ... кандидата технических наук : 05.17.08 / Осипов Д.А.; [Место защиты: Ивановский государственный химико-технологический университет]. - Иваново, 2019. - 139 с.
151. **Aristov, V.V.** Development of the regular method of solution of the Boltzmann equation and nonuniform relaxation problems / V.V. Aristov // *Rarefied Gas Dynamics*; ed. A. Beylich. – Weinheim, 1991. – P. 879 – 885.
152. **Krook, M.** Exact solutions of the Boltzmann equation / M. Krook, T.T. Wu // *Phys. Fluids*. – 1977. – V. 20. – P. 1589 – 1595.
153. **Численные** методы в теории разреженных газов. – М.: ВЦ АН СССР, 1969. –183 с.
154. **Krook, M.** Continuum equations in the dynamics of rarefied gases / M. Krook // *J. Fluid Mech.* – 1959. – V.2. – №. 1. – P. 523.
155. **Бёрд Г.** Молекулярная газовая динамика / Г.Бёрд. – М.: Мир, 1981. – 319с.
156. **Kour, K.** Null-collision technique in the direct simulation Monte-Carlo method / K. Kour // *Phys. Fluids*. – 1986. – V. 29. – №. 11. – P. 3509 – 3511.
157. **Белоцерковский, О.М.** Статистический метод частиц в ячейках / О.М. Белоцерковский, В.Е. Яницкий // *Ж. вычисл. матем. и матем. физ.*, 1975. – Т. 15, № 6. – С. 1553 – 1567.
158. **Черемисин, Ф.Г.** Развитие метода прямого решения уравнения Больцмана / Ф.Г. Черемисин // *Численные методы в динамике разреженных газов*. – М.: ВЦ АН СССР, 1973. – С. 74 – 101.

159. **Лимар, Е.Ф.** О численном решении уравнения Больцмана / Е.Ф. Лимар // Ж. вычисл. матем. и матем. физ., 1973. – Т. 13, № 6. – С. 1573 – 1580.
160. **Ohwada, T.** Heat flow and density distributions in a rarefied gas between parallel plates with different temperatures. Finite-difference analysis of the nonlinear Boltzmann equation for hard-sphere molecules / T. Ohwada // Phys. Fluids, 1996. – V. 8. – P. 2153 – 2160.
161. **Комиссаров, Ю.А.** Научные основы процессов ректификации: Учебное пособие для высшей школы в 2 томах / Ю.А. Комиссаров, Л.С. Гордеев, Д.П. Вент. – М.: Издательство Химия, 2004. – 416 с.
162. **Альбом** математических описаний и алгоритмов управления типовыми процессами химической технологии. – М.: НИИТЭХим, 1975. – вып. V, часть III. – 52 с.
163. **Калиткин, Н.Н.** Численные методы: Учеб. пособие для вузов / Н.Н. Калиткин; под ред. А.А. Самарского. – М.: Наука, 1978. – 512 с.
164. **Холланд, Ч.Д.** Многокомпонентная ректификация / Ч.Д. Холланд. – М.: Химия, 1969. – 348 с.
165. **Кафаров, В.В.** Математическое моделирование основных химико-технологических процессов / В.В. Кафаров, М.Б. Глебов. – М.: Высшая школа, 1991. – 400 с.
166. **Holland, C.D.** Fundamentals of multicomponent distillation / C.D. Holland – McGrawHill Book Company, New York, 1994. – 626p.
167. **Henley, Ernest J.** Equilibrium Stage Separation Operations in Chemical Engineering / Ernest J. Henley, J.D. Seader. – John Wiley & Son, Inc., 1981. – 742 p.
168. **Amundson, N.R.** Multicomponent distillation on a large digital computer: II. Generalization with side-stream stripping / N.R. Amundson, A.J. Pontinen, J.W. Tierney // AIChE J., 1959. – Vol. 5 – p. 295–300.
169. **Wang, J.C.** Tridiagonal matrix for distillation / J.C. Wang, G.E. Henke // Hydrocarbon Process, 1966. – Vol. 45 (8) – p. 155–163.
170. **Rosendo, M.L.** Simulation of Multicomponent Multistage Vapor Liquid Separations. An Improved Algorithm Using the Wang Henke Tridiagonal Matrix Method / M.L. Rosendo – Ind. Eng. Chem. Res., 2003. – Vol. 42 – p. 175–182.
171. **Tomich, J.F.** A new simulation method for equilibrium stage processes / J.F. Tomich // AIChE J., 1970. – Vol. 16 (2) – p. 229–232.
172. **Naphtali, L.M.** Multicomponent separation Calculations by linearization / L.M. Naphtali and D.P. Sandholm // AIChE J., 1971. – Vol. 17- Issue 1 – p. 148–153.
173. **Kubicek, M.** Global modular Newton Raphson technique for simulation of an interconnected plant applied to complex rectification columns / M. Kubicek, V. Hlavacek, F. Prochaska // Chem. Eng. Sci., 1976. – Vol. 31 – p. 277–284.

174. **Boston, J.F.** A new class of solution method for multicomponent, multistage separation processes / J.F.Boston, S.L.Sullivan // *The Can. J. of Che. Eng.*, 1974. -Vol. 52 - p. 52–63.
175. **Амосов, А.А.** Вычислительные методы для инженеров/ А.А. Амосов, Ю.А.Дубинский, Н.В.Копченова.–М.: Высшая школа, 1994, –544 с.
176. **Цзинбяо, Го.** Моделирование химико-технологических систем с использованием искусственных нейронных сетей (на примере производства синтетического каучука). дис. ... кандидата технических наук : 05.13.16 / Го Цзинбяо. – М.: РХТУ, 1993.– 150 с.
177. **Dickey, B.R.** Figure separations this new way: Part 8 - Distillation with side-strippers. / B.R.Dickey, C.D.Holland, R.Cecchetti // *Hydrocarbon processing and petroleum refiner*, 1962. -Vol. 41- № 2– p. 143.
178. **Tomme, W.J.** Figure separations this new way: Part 11 - When several columns are operated as a unit // W.J. Tomme, C.D.Holland // *Hydrocarbon processing and petroleum refiner*, 1962. - Vol. 41 - № 6 –p. 139.
179. **Nartker, T.A.** Solution of problems involving systems of distillation columns/ T.A.Nartker, J.M. Skrygley, C.D.Holland // *Can.J.Chem.Eng.*, 1966.- Vol. 44 –p. 217.
180. **Johnson, A.I.** Simulation of a synthetic rubber plant / A.I.Johnson., M.Aizawa, W.F.Petryschuk // *Brit. Chem. Engrg.*, 1968.- Vol. 13 -p. 1432.
181. **Petryschuk, W.F.** The mathematical representation of a light hydrocarbon refining network/ W.F. Petryschuk, A.I.Johnson // *Can.J.Chem.Eng.*, 1968.-Vol. 46 –p. 348.
182. **Harclerode, H.** A general matrix method for the steady state solution of complex distillation assemblies / H.Harclerode, J.W.Gentry // *Can.J.Chem.Eng.*, 1972.- Vol. 50 –p. 253.
183. **Harris, R.E.** Distillation designs using FLOWTRAN / R.E.Harris // *Chem. Eng. Progress*, 1972. -Vol. 68- № 10-p. 56.
184. **Jelinek, J.** Calculation of countercurrent separation processes - III. Computation of two interlinked columns / J.Jelinek, V. Hlavacek, Z. Krivsky // *Chem. Eng. Sci.*, 1973.- Vol. 28 – p. 1833.
185. **Hess, F.E.** Solve more distillation problems: Part 8 - Which method to use / F.E.Hess, S.E. Galium, G.W. Bentzen, C.D.Holland, R.M. Daniel, N.J.Tetlow // *Hydrocarbon processing*, 1977. -Vol. 56- № 6 - p. 181.
186. **Hutchison, H.P.** A computational method for multiple distillation towers / H.P.Hutchison, C.F. Shewchuk // *Trans. Instn. Chem. Engrs.*, 1974.-Vol. 52 – p. 3215.
187. **Hess, F.E.** Solve more distillation problems: Part 7 - Absorber - Type pipestills / F.E.Hess, C.D.Holland, R.M.Daniel, N.J.Tetlow // *Hydrocarbon processing*, 1977. - Vol. 56 - № 5- p. 241.
188. **Browne, D.W.** Solving multicolumn equilibrium stage operations by total linearization / D.W.Browne, Y.Ishii, F.D.Otto // *Can. J. Chem. Eng.*, 1977. -Vol. 55- p. 307.

189. **Ketchum, R.G.** A combined relaxation-Newton method as a new global approach to the computation of thermal separation process / R.G.Ketchum // Chem. Eng. Sci., 1979.-Vol. 34-p.387.
190. **Holland, C.D.** Modeling azeotropic and extractive distillations / C.D.Holland, S.E. Gallun, M.J.Lockett // Chem. Eng., 1981. -Vol. 88- № 6– p. 185.
191. **Петлкж, Ф.К.** Многокомпонентная ректификация: Теория и расчет / Ф.К. Петлкж, Л.А. Серафимов. -М.: Химия, 1983. - 303 с.
192. **Stadtherr, M.A.** On the efficient solution of complex systems of interlinked multi-staged separators / M.A. Stadtherr, M.A. Malachowski // Computer and chemical engineering, 1982.-Vol. 6– p. 121.
193. **Ценев, В.А.** Решение задачи линеаризации для моделирования системы сложных взаимосвязанных колонн разделения / В.А. Ценев, В.Н. Ветохин, Ю.А. Комиссаров. -Моск. хим.-технол. ин-т. -М., 1990. - 18 с.
194. **Жуков, В.П.** Системный анализ энергетических теплообменных установок / В.П. Жуков, Е.В. Барочкин. – Иваново: ГОУ ВПО «Иван. гос. энерг. ун-т им. В.И. Ленина», 2009. – 176 с.
195. **Барочкин, А.Е.** Разработка математических моделей и программных комплексов для расчета и оптимизации многопоточных теплообменных систем ТЭС : дис. ... кандидата технических наук : 05.13.18, 05.14.14 / Барочкин Алексей Евгеньевич. Иваново, 2012. - 156 с.
196. **Барочкин, Е.В.** Моделирование теплообмена в струйных деаэраторах со сложной конфигурацией потоков / Е.В. Барочкин, В.П. Жуков, Г.В. Ледуховский [и др.] // Изв. вузов «Химия и хим. технология», 2004. – Т.47. – №9. – С. 76-79.
197. **Ледуховский, Г.В.** Метод расчёта многоступенчатых теплообменников сложной конфигурации с учётом фазового перехода теплоносителей / Г.В. Ледуховский, В.П. Жуков, Е.В. Барочкин // Вестник ИГЭУ, 2004. – вып. 3. – С. 138-139.
198. **Ледуховский, Г.В.** Расчет и нормирование показателей тепловой экономичности оборудования ТЭС: Учеб. пособие / Г.В. Ледуховский, А.А. Пospelов // ФГБОУ ВПО «Ивановский гос. энергетич. ун-т им. В.И. Ленина». – Иваново, 2015. – 468 с.
199. **Урин В.Д.** Энергетические характеристики для оптимизации режимов электростанций и энергосистем / В.Д. Урин, П.П. Кутлер – М.: Энергия, 1974. – 136 с.
200. **Горшков, А.С.** Техничко-экономические показатели тепловых электростанций / А.С. Горшков. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергия, 1974. – 240 с.
201. **Щинников, П.А.** Комплексные исследования ТЭС с новыми технологиями / П.А. Щинников, Г.В. Ноздренко, В.Г. Томилов [и др.]. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2004. – 528 с.
202. **Резников, М.И.** Паровые котлы тепловых электростанций / М.И. Резников, Ю.М. Липов. – М.: Энергоатомиздат, 1981.–240 с.

203. **Щегляев, А.В.** Паровые турбины / А.В. Щегляев. – М.: Энергия, 1967. – 368 с.
204. **Шарапов, В.И.** Термические деаэраторы / В.И. Шарапов, Д.В. Цюра. – Ульяновск: Ульян. гос. техн. ун-т., 2003. – 560 с.
205. **Карманов, В.Г.** Математическое программирование / В.Г. Карманов. – М.: Физматлит, 2004. – 264 с.
206. Нормативно-техническая документация по топливоиспользованию Орской ТЭЦ, – Екатеринбург, ОАО «Инженерный центр энергетики Урала», 2010.
207. Нормативно-техническая документация по топливоиспользованию Сызранской ТЭЦ, – Краснодар, ООО «ЮгЭнергоИнжиниринг», 2015.
208. Нормативно-техническая документация по топливоиспользованию ТЭС «Международная», – Москва, ООО «Ситиэнерго», 2016.
209. Нормативно-техническая документация по топливоиспользованию Йошкар-Олинской ТЭЦ-2, – Москва, ОАО «ВТИ», 2015.
210. Нормативно-техническая документация по топливоиспользованию Ижевской ТЭЦ-2, – Москва, Московского филиала ЭНЕКС (ОАО), 2015.
211. **Тепловой** расчёт котлов (Нормативный метод) / 3-е изд. перераб. и доп. - СПб.: Издательство НПО ЦКТИ, 1998. - 260 с.
212. **Зройчиков, Н.А.** Разработка компьютерной модели и расчет оптимальных режимов работы циркуляционной системы ТЭЦ-23 ОАО «Мосэнерго» / Н.А. Зройчиков, В.А. Кудинов, А.Г. Коваленко [и др.] // Теплоэнергетика, 2007. – № 11. – С. 14-21.
213. **Дикоп, В.В.** Компьютерные модели тепловых сетей и циркуляционных систем / В.В. Дикоп, В.А. Кудинов, А.Г. Коваленко [и др.] // Теплоэнергетика, 2006. - № 8. - С. 66-68.
214. **Барочкин, А.Е.** Исследование процесса теплопередачи в многопоточных теплообменных аппаратах / А.Е. Барочкин, В.П. Жуков, А.Н. Беляков // Изв. вузов «Химия и хим. технология». – 2011. – Т.54. - №11. – С. 116–119.
215. **Hesselgreaves J.E.** Compact Heat Exchangers / J.E. Hesselgreaves. – Elsevier, 2016. – 484 p.
216. **Xie G.N.** Optimization of compact heat exchangers by a genetic algorithm / G.N. Xie, B. Sunden, Q.W. Wang // Applied Thermal Engineering, 2008. – № 28. – p. 895–906.
217. **Майков, В.П.** Введение в системный анализ / В.П. Майков. - М.: МГУИЭ, 2005. - 100 с.
218. **Касаткин, А.Г.** Основные процессы и аппараты химической технологии / А.Г. Касаткин. – М.: Химия, 2006. – 829 с.
219. **Комиссаров, Ю.А.** Процессы и аппараты химической технологии / Ю.А. Комиссаров, Л.С. Гордеев, Д.П. Вент. – М.: Химия, 2011. – 1230 с.

220. **Габитов, Р.Н.** Разработка конструкции печи для утилизации твердых отходов и оценка эффективности ее работы / Р.Н. Габитов, О.Б. Колибаба, А.И. Сокольский [и др.] // Вестник ИГЭУ, 2019. – вып. 5. – С. 23-30.

221. **Огурцов, А.В.** Расчет нестационарного теплообмена в многослойных средах с помощью теории цепей Маркова / А.В. Огурцов, Е.И. Крупнов, Е.Р. Кормашова [и др.] // Вестник ИГЭУ, 2021. – вып. 1. – С. 60-66.

222. **Мизонов, В.Е.** Ячеичная модель теплопроводности в многослойной среде с переменным числом слоев / В.Е. Мизонов, А.В. Митрофанов, Е.В. Басова [и др.] // Вестник ИГЭУ, 2020. – вып. 3. – С. 51-57.

223. **Еремин, А.В.** Аналитический метод решения задач теплопроводности с граничными условиями третьего рода / А.В. Еремин, К.В. Губарева // Вестник ИГЭУ, 2019. – вып. 6. – С. 67-74.

224. **Соколов, А.К.** Численно-аналитический метод расчета температурного поля полуограниченного тела с использованием показательных функций / А.К. Соколов, О.А. Якубина // Вестник ИГЭУ, 2016. – вып. 2. – С. 44–50.

225. **Вентцель, Е.С.** Теория вероятностей / Е.С. Вентцель. – М.: Наука, 2001. – 576 с.

226. **Седлов, А.С.** Получение конденсата из уходящих дымовых газов на экспериментальной установке ОАО ГРЭС-24 / А.С. Седлов, А.П. Солодов, Д.Ю. Бухонов // Энергосбережение и водоподготовка, 2006. - № 5(43). – С. 76-77.

227. **Беспалов, В.В.** Технология осушения дымовых газов ТЭС с использованием теплоты конденсации водяных паров / В.В. Беспалов, В.И. Беспалов // Известия Томского политехнического университета, 2010. –Т. 316.– № 4.– С.56–59.

228. **Свиридов Н.Ф.** Установка утилизации тепла дымовых газов / Н.Ф. Свиридов, Р.Н. Свиридов, И.Н. Ивуков, Б.Л. Терк // Новости теплоснабжения, 2002. – № 8. – С. 29–31.

229. **Галустов, В.С.** Утилизация теплоты дымовых газов / В.С. Галустов // Энергия и менеджмент, 2004. – № 6. – С. 44.

230. **Андреев, Е.И.** Расчет тепло- и массообмена в контактных аппаратах / Е.И. Андреев. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 172 с.

231. **Власов В.Г.** Конспект лекций по высшей математике / В.Г. Власов. – М.: Айрис, 1996. – 287 с.

232. **Самарский, А.А.** Введение в численные методы / А.А. Самарский – СПб: Лань, 2005. – 288 с.

233. **Белосельский Б.С.** Энергетическое топливо / Б.С. Белосельский, В.К.Соляков. – М.: Энергия, 1980. – 168 с.

234. **Назмеев Ю.Г.** Гидродинамика и теплообмен закрученных потоков реологически сложных сред / Ю.Г. Назмеев – М.: Энергоатомиздат, 1996. – С.67-94.
235. **Ромадин, В.П.** Пылеприготовление / В.П. Ромадин. – М.: Госэнергоиздат, 1953. – 519 с.
236. **Лебедев, А.Н.** Подготовка и размол топлива на электростанциях / А.Н. Лебедев – М.: Энергия, 1969. – 520 с.
237. **Летин, Л.А.** Среднеходные и тихоходные мельницы / Л.А.Летин, К.Ф. Роддатис – М.: Энергоиздат, 1981. – 360 с.
238. **Жуков, В.П.** Расчетно-экспериментальное исследование разделения разнопрочных материалов в совмещенном распределенном процессе дробления классификации / В.П. Жуков, А.В. Каталымов, В.Е. Мизонов // Теоретические основы химической технологии, 1997. – Т.31. - №3. – С. 333-335.
239. **Справочник** по обогащению руд: Подготовительные процессы / Ю.Э. Аккерман, Г.Б. Букаты, Б.В. Кизевальтер [и др.]; Под общ. ред. В.А. Олевского. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1982. – 366 с.
240. **Шувалов, С.И.** Обоснование выбора зависимости, используемой для аппроксимации кривой разделения Тромпа / С.И. Шувалов, С.С. Новосельцева, В.П. Жуков // Вестник ИГЭУ, 2018. – №6. – С. 15-23.
241. **Вентцель, Е.С.** Исследование операций: задачи, принципы, методология / Е.С. Вентцель. – М.: Дрофа, 2004. – 207 с.
242. **Корн, Г.** Справочник по математике (для научных работников и инженеров) / Г. Корн. – М.: Высшая школа, 1973. – 500 с.
243. **Моисеев, Н.Н.** Математические задачи системного анализа / Н.Н. Моисеев. - М.: Наука, 1981. - 488 с.
244. **Осипов, Д.А.** Совместная переработка смеси разнородных компонентов в замкнутом цикле измельчения / Д.А. Осипов, В.П. Жуков, В.Е. Мизонов // Современные наукоемкие технологии. Региональное приложение, № 57(1). с.108-115.
245. **Жуков, В.П.** Математическое моделирование и структурная оптимизация сложных технологических систем измельчения/ В.П. Жуков, В.Е. Мизонов, С.С. Новосельцева [и др.] // Теоретические основы химической технологии, 1998, Т. 32, № 3. с. 288-293.
246. **Zhukov, V.P.** Simulation of combined heterogeneous processes based on discrete models of the boltzmann equation / V.P. Zhukov, A.N. Belyakov//Theoretical Foundations of Chemical Engineering, 2017. – Т. 51 -№ 1 -С. 88-93.
247. **Майков, В.П.** Ректификация непрерывных смесей: Системно-информационный подход: Учебное пособие / В.П. Майков, К.К. Моругин. – М.: МИХМ, 1979. – 88 с.

248. **Поляков, К.М.** Влияние различных видов питания ректификационных колонн на энергопотребление установки первичной переработки нефти / К. М. Поляков, В. Н. Носенко // Вестник ОмГУ, 2018. – Т. 23. – № 1. - С. 53-59.

249. **Кирсанов, Ю.Г.** Анализ нефти и нефтепродуктов : учебно-методическое пособие / Ю.Г. Кирсанов, М.Г. Шишов, А.П. - Екатеринбург : Издательство Уральского университета, 2016. – 88 с.

250. **Лисицын, Н.В.** Исследование технологического процесса осушки природного газа / Н.В. Лисицын, В.И. Федоров. – СПб.: СПбГТУ, 2004. – 28 с.

251. **Клинов, А.В.** Моделирование многокомпонентного массопереноса при ректификации в насадочных колоннах на основе потенциалов межмолекулярного взаимодействия / А.В. Клинов, А.И. Разинов, В.В. Никешин // Вестник Казанского технологического университета, 2002. – № 1 - 2. – С.382-388.

252. **HYSYS.Process**, версия 2.4. Базис. – М.: ЗАО «Технефтехим», 2001. – 257с.

253. **Бобков С.П.** Применение вероятностных подходов для моделирования технологических процессов / С.П. Бобков // Известия ВУЗов. Серия «Химия и химическая технология», 2005, – Т. 48. – № 7.- С. 105-112.

254. **Таха, Х.А.** Введение в исследование операций / Х.А. Таха. – М.: Вильямс, 2005. – 908 с.

255. **Ледуховский Г.В.** Совершенствование действующих и обоснование новых технологий термической деаэрации воды : диссертация ... доктора технических наук : 05.14.14 / Ледуховский Григорий Васильевич; [Место защиты: Иван. гос. энергет. ун-т]. - Иваново, 2018. – 572 с.

256. **Lebedev, V.**Analysing the thermal state of voltage transformer based on resistive voltage divider/ V. Lebedev [et al.]/IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 21st International Conference for Students and Young Scientists.– 2015.– p. 1202.

257. **Александров, А.А.** Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара: Справочник. Рек. Гос. службой стандартных справочных данных. ГСССД Р -776 -98/ А.А. Александров Б.А. Григорьев. – М.: Издательство МЭИ, 2003. – 168 с.

258. **Р 50.2.038-2004.** Рекомендации по метрологии. Государственная система обеспечения единства измерений. Измерения прямые однократные. Оценивание погрешностей и неопределенности результатов измерений.

259. **ГОСТ 8.207-76.** Прямые измерения с многократными наблюдениями. Методы обработки результатов наблюдений: офиц. текст.: введ. 15.03.1976. – М.: Гос. комитет стандартов Совета Министров СССР; М.: Изд-во стандартов, 1976. – 11 с. – 16000 экз.

260. **Измерения косвенные.** Рекомендация. Государственная система обеспечения единства измерений. Определение результатов измерений и оценивание их погрешностей : МИ 2083-90: Ввод в действие с 01.01.1992. – М.: Изд-во стандартов, 1991. – 11 с. – 6200 экз.

261. **ГОСТ Р ИСО 5725-1-2002.** Точность (правильность и прецизионность) методов и результатов измерений. В 6 ч. – Введ. 23.04.02. – М.: Госстандарт России; М.: Изд-во стандартов, 2002.
262. **Методические указания** по тепловым испытаниям паровых турбин: СО 34.30.740. – М.: Союзтехэнерго. – 1985. – 102 с.
263. **Методические указания** по проведению экспресс-испытаний паровых турбин ТЭС: /Утв. Департаментом науки и техники РАО «ЕЭС России» 30.12.96; Разраб. АО «Фирма ОРГРЭС»; Ввод в действ. 2001-08-01.– М.: СПО ОРГРЭС – 2001.– 61 с.
264. **Тепловые** (балансовые) испытания энергоблока атомной станции. Типовая программа: ТП 1.1.8.010.1059–2015. – М.: ОАО «Концерн Росэнергоатом». – 2015. – 40 с.
265. **Осипова, В.А.** Экспериментальное исследование методов теплообмена / В.А. Осипова. – 3-е изд. – М.: Энергия, 1979. – 327 с.
266. **Налимов В.В.** Теория эксперимента / В.В. Налимов. – М.: Наука, 1971. – 340 с.
267. **Сахаров, А.М.** Тепловые испытания паровых турбин / А.М. Сахаров. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 238 с.
268. **Ухоботин, М.А.** Испытание паровых турбогенераторов / М.А. Ухоботин. – М.; Л.: Госэнергоиздат, 1952. – 96 с.
269. **Методические указания** по составлению отчета электростанций и акционерного общества энергетики и электрификации о тепловой экономичности оборудования: РД 34.08.552-93. – М.: СПО ОРГРЭС, 1993.
270. **Методические указания** по составлению отчета электростанций и акционерного общества энергетики и электрификации о тепловой экономичности оборудования: РД 34.08.552-95. – М.: СПО ОРГРЭС, 1995 с Изм. № 1 к РД 34.08.552-95. – М.: СПО ОРГРЭС, 1998.
271. **Инструкция** по организации в Минэнерго России работы по расчету и обоснованию нормативов удельного расхода топлива на отпущенную электрическую и тепловую энергию от тепловых электрических станций и котельных. Утверждена приказом Минэнерго России от 30.12.2008 г. № 323.
272. **Методические указания** по распределению удельного расхода условного топлива при производстве электрической и тепловой энергии в режиме комбинированной выработки электрической и тепловой энергии, применяемые в целях тарифного регулирования в сфере теплоснабжения. Утверждены Приказом Министерства энергетики Российской Федерации № 952 от 12.09.2016 г., зарегистрированном в Министерстве юстиции Российской Федерации за № 43980 10.10.2016 г.

273. **Методические** указания по анализу расходов электроэнергии на собственные нужды турбоагрегатов и питательные насосы ТЭС. СПО СТЭ, М., 1984.

274. **Методические** указания по анализу изменения удельных расходов топлива на электростанциях и в энергообъединениях: РД 34.08.559-96. – М.: СПО ОРГРЭС 1997.

275. **Пособие** по проектированию градирен (к СНиП 2.04.02-84 «Водоснабжение, Наружные сети и сооружения»)/ВНИИ ВОДГЕО Госстроя СССР. — М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1989 - 190 с.

276. **Калатузов В.А.** Повышение располагаемой мощности тепловых электростанций с градирнями/Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук.–Иваново, 2003. – 113 с.

277. Моделирование и расчет процесса тепломассообмена в башенных градирнях систем оборотного охлаждения ТЭС И АЭС / В.П. Жуков, М.Д. Фомичев, В.Н. Виноградов и др. // Вестник ИГЭУ. – 2022. – Вып. 3. – С. 57–63.

278. **Сайт ООО «Рейннольц»** [электронный ресурс]. – режим доступа:<https://reinnolc.com/technologies/filter/WTU/>

279. **Борисов, А. А.** Оптимизация загрузки оборудования теплоэлектростанций с учетом распределения потоков теплоносителей между сетевыми подогревателями : специальность 05.14.14 "Тепловые электрические станции, их энергетические системы и агрегаты" : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Борисов Антон Александрович. – Иваново, 2011. – 177 с.

ПУБЛИКАЦИИ АВТОРА ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Научные статьи, опубликованные в изданиях по списку ВАК

280. **Барочкин, А.Е.** Моделирование тепломассопередачи в многофазной среде конденсатора турбины / **А.Е. Барочкин**, В.П. Жуков, Г.В. Ледуховский, А.Н. Беляков // Вестник Ивановского государственного энергетического университета. – 2012. – № 1. – С. 52-56.

281. Зимин, А.П. Разработка методики совместного сведения материальных и энергетических балансов по данным технического учета в системе расчета показателей тепловой экономичности оборудования ПГУ-ТЭС / А.П. Зимин, Г.В. Ледуховский, В.П. Жуков, С.Д. Горшенин, В.А. Буданов, **А.Е. Барочкин** // Вестник Ивановского государственного энергетического университета. – 2017. – № 2. – С. 5-12.

282. **Барочкин, А.Е.** Моделирование и расчет многопоточных теплообменных аппаратов / **А.Е. Барочкин**, В. П. Жуков // Вестник Ивановского государственного энергетического университета. – 2017. – № 3. – С. 70-75.

283. Касаткин, К.А. Разработка математической модели многопоточных теплообменных аппаратов с учетом фазового перехода в теплоносителях / К.А. Касаткин, **А.Е. Барочкин**, В.П. Жуков, Г. Г. Орлов // Вестник Ивановского государственного энергетического университета. – 2018. – № 5. – С. 61-67.

284. **Барочкин, А.Е.** Матричное представление модели тепловой схемы электрической станции / **А.Е. Барочкин**, В.П. Жуков, Е.В. Барочкин, Г. В. Ледуховский // Вестник Ивановского государственного энергетического университета. – 2018. – № 6. – С. 66-72.

285. Жуков, В.П. Моделирование и расчет многопоточных многоступенчатых систем теплообменных аппаратов / В.П. Жуков, **А.Е. Барочкин**, Н. Otwinowski // Химические волокна. – 2019. – № 4. – С. 84-87.

286. Бубнов, К.Н. Учет эффективности отсеков проточной части турбоустановок при расчетном анализе их энергетических характеристик / К.Н. Бубнов, **А.Е. Барочкин**, В.П. Жуков, Г.В. Ледуховский // Вестник Ивановского государственного энергетического университета. – 2019. – № 3. – С. 62-68.

287. **Барочкин, А.Е.** Матричная формализация расчета и анализ многопоточных многоступенчатых теплообменных аппаратов со сложной конфигурацией потоков / **А.Е. Барочкин**, В.П. Жуков, К.А. Касаткин // Вестник Ивановского государственного энергетического университета. – 2019. – № 1. – С. 70-76.

288. **Барочкин, А.Е.** Матричный метод расчета сложных тепломассообменных систем с многокомпонентными теплоносителями / **А.Е. Барочкин**, В. П. Жуков, М. С. Шумилова, Е.В. Барочкин, А.Н. Беляков // Вестник Ивановского государственного энергетического университета. – 2020. – № 1. – С. 59-68.

289. Бубнов, К.Н. Методика расчета энергетических характеристик теплофикационной турбины с учетом экономичности части низкого давления / К. Н. Бубнов, **А.Е. Барочкин**, В.П. Жуков, Г. В. Ледуховский // Вестник Ивановского государственного энергетического университета. – 2020. – № 2. – С. 5-13.

290. **Барочкин, А.Е.** Оптимизация структуры и режима работы сложных теплообменных систем с многокомпонентными теплоносителями / **А.Е. Барочкин**, В. П. Жуков, М.С. Шумилова, Е.В. Барочкин, А.Н. Беляков // Вестник Ивановского государственного энергетического университета. – 2020. – № 4. – С. 55-63.

291. **Барочкин, А.Е.** Идентификация модели многоступенчатой классификации смеси разнородных компонентов / **А.Е. Барочкин**, А.Н. Беляков, Х. Отвиновски, Т. Wylecial, Е.В. Барочкин // Вестник Ивановского государственного энергетического университета. – 2020. – № 5. – С. 56-63.

292. **Барочкин, А.Е.** Матричный метод решения обратной задачи теплопередачи в контактных аппаратах с учетом фазового перехода в теплоносителях / **А.Е. Барочкин** // Вестник Ивановского государственного энергетического университета. – 2021. – № 5. – С. 68-75.

293. Жуков, В.П. Матричный метод решения обратной задачи теплопередачи в теплообменных аппаратах / В.П. Жуков, **А.Е. Барочкин**, М.С. Боброва, А.Н. Беляков, С.И. Шувалов // Вестник Ивановского государственного энергетического университета. – 2021. – № 2. – С. 62-69.

294. Жуков, В.П. Моделирование и расчет процесса теплопередачи в конденсационном котле / В.П. Жуков, **А.Е. Барочкин** // Энергосбережение и водоподготовка. – 2022. – № 2(136). – С. 43-48.

295. Жуков, В.П. Моделирование и расчет процесса теплообмена в башенных градирнях систем оборотного охлаждения ТЭС и АЭС / В.П. Жуков, М.Д. Фомичев, В.Н. Виноградов, **А.Е. Барочкин**, А.Н. Беляков // Вестник Ивановского государственного энергетического университета. – 2022. – № 3. – С. 57-63.

296. Жуков, В.П. Анализ и совершенствование методов решения дискретных моделей уравнения Больцмана / В. П. Жуков, **А. Е. Барочкин**, А. Н. Беляков, О. В. Сизова // Вестник Ивановского государственного энергетического университета. – 2021. – № 6. – С. 62-69.

297. **Барочкин А.Е.** Моделирование капельного уноса в многоступенчатых испарительных установках мгновенного вскипания / В.П. Жуков, В.Н. Виноградов, **А.Е. Барочкин**, И.А. Кокулин // Теплоэнергетика, 2023. – № 11. – С. 136-143.

298. **Барочкин А.Е.** Математическое моделирование, оптимизация структуры и режима работы оборудования конденсационных котлов / В.П. Жуков, **А.Е. Барочкин**, А.Н. Беляков, Е.В. Барочкин, Е.А. Шуина, А.К. Соколов // Вестник Ивановского государственного энергетического университета. – 2023. – № 6. – С. 82-87.

299. Барочкин А.Е. Методология матричного моделирования многокомпонентных многопоточных многоступенчатых энергетических комплексов/ А.Е. Барочкин. // Вестник Ивановского государственного энергетического университета. – 2024. – №. 3. – С. 64-70

Статьи в изданиях, индексируемых в международной базе цитирования Scopus

300. Zhukov, V. P. Simulation and Calculation of Multi-Flow, Multistage Systems of Heat Exchangers / V.P. Zhukov, **A.E. Barochkin**, N. Otwinowski // Fibre Chemistry. – 2019. – Vol. 51. – No 4. – P. 303-307.

301. Urbaniak, D. Application of the laws of physical statistics to modelling of the jet milling process / D. Urbaniak, T. Wyleciał, H. Otwinowski, V.P. Zhukov, **A.E. Barochkin**, R. Wyczółkowski // Acta Physica Polonica A. – 2020. – Vol. 138. – No 2. – P. 156-158.

302. Wyleciał, T. Conserving heat consumption by modeling and optimizing efficiency of complex heat exchanger systems / T. Wyleciał, D. Urbaniak, **A.E. Barochkin**, V.P. Zhukov, N.R. Leznova // E3S Web of Conferences : 6th International Conference - Renewable Energy Sources, ICoRES 2019, Krynica, 12–14 июня 2019 года. – Krynica: EDP Sciences, 2020. – P. 1-7.

303. Barochkin, A.E. Matrix Method for Modelling of Multicomponent and Multistream Energy Systems and Installations of Thermal Power Plants / A.E. Barochkin // Problems of the Regional Energetics. – 2021. – Vol. 52. – No4. – P. 59–67.

304. Urbaniak, D. Application of modified thermodynamic grinding theory in jet mill / D. Urbaniak, H. Otwinowski, J. Boryca, T. Wyleciał, V.P. Zhukov, **A.Y. Barochkin** // Acta Physica Polonica A. – 2021. – Vol. 139. – No 5. – P. 529-531.

305. Urbaniak, D. Research on the grinding energy density in a jet mill / D. Urbaniak, H. Otwinowski, T. Wyleciał, J. Boryca, V.P. Zhukov, **A.Y. Barochkin** // Materials. – 2021. – Vol. 14. – No 8. – P.1-9.

306. **Barochkin, A.E.** Matrix approach to solve the inverse problems of heat transfer / **A.E. Barochkin**, V. Mizonov, V. Zhukov, E. Barochkin // JP Journal of Heat and Mass Transfer, 2022. – Vol. 25. – p. 127-135.

307. **Barochkin, A.** Solution of the inverse problem of heat exchange with the moving boundary of the phase transformation in countercurrent devices / **A.E. Barochkin**, V.P. Zhukov, A.N. Belyakov, E.A. Shuina, E.V. Barochkin // JP Journal of Heat and Mass Transfer, 2023. – Vol. 34. – p. 127-137.

308. Zhukov, V.P. Simulation of Droplet Entrainment in Multistage Flash Evaporating Units / V. P. Zhukov, I. A. Kokulin, V. N. Vinogradov, **A. E. Barochkin** // Thermal Engineering. – 2023. – Vol. 70, No. 11. – P. 957-963.

Монографии и учебные пособия

309. Жуков, В.П. Матричное моделирование технологических систем: Учебное пособие / В.П. Жуков, А.Н. Беляков, **А.Е. Барочкин**. – Иваново : Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина, 2020. – 88 с. – ISBN 978-5-00062-398-5.

310. Жуков, В.П. Математические модели современного естествознания / В.П. Жуков, А.Н. Беляков, **А.Е. Барочкин**. – Иваново: Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина, 2021. – 124 с. – ISBN 978-5-00062-490-6.

311. Барочкин, Е.В. Технологии производства энергии на ТЭС и АЭС : Учебное пособие / Е.В. Барочкин, С.А. Панков, **А.Е. Барочкин**. – Иваново : Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина, 2021. – 569 с. – ISBN 978-5-00062-486-9.

312. Барочкин, Е.В. Котельные установки : Учебное пособие / Е.В. Барочкин, В.Н. Виноградов, **А.Е. Барочкин**. – Москва; Вологда : Инфра-Инженерия, 2021. – 440 с. – ISBN 978-5-9729-0691-8.

313. Барочкин, Е.В. Основы проектирования ТЭС / Е.В. Барочкин, **А.Е. Барочкин**. – Иваново : Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина, 2021. – 159 с. – ISBN 978-5-00062-452-4.

314. Барочкин, Е.В. Общая энергетика: Учебное пособие / Е.В. Барочкин, М.Ю. Зорин, **А.Е. Барочкин**. – Москва; Вологда: Инфра-Инженерия, 2021. – 316 с. – ISBN 978-5-9729-0759-5.

315. Михеев, Г.Г. Котельные установки и парогенераторы: Курс лекций / Г.Г. Михеев, **А.Е. Барочкин**, П.Г. Михеев. – Иваново: Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина, 2022. – 260 с. – ISBN 978-5-00062-532-3.

316. Жуков, В.П. Анализ многопоточных тепломассообменных систем: монография / В.П. Жуков, Е.В. Барочкин, **А.Е. Барочкин**. – Москва; Вологда : Инфра-Инженерия, 2024. – 160 с.: ил., табл. – ISBN 978-5-9729-1870-6

Статьи в других изданиях

317. **Барочкин, А.Е.** Матричное моделирование и оптимизация паротурбинных установок / **А.Е. Барочкин** // Энергосбережение и водоподготовка. – 2022. – № 6(140). – С. 52-59.

318. Жуков, В.П. Матричное моделирование сложных систем / В.П. Жуков, А.Н. Беляков, **А.Е. Барочкин** // Вестник Международной академии системных исследований. Информатика, экология, экономика. – 2023. – Т. 25-1. – С. 177-192.

319. Жуков, В.П. Об одном подходе к моделированию многопоточных многоступенчатых теплообменных аппаратов со сложной конфигурацией потоков / В.П. Жуков, **А.Е. Барочкин**, К. А. Касаткин // Математические методы в технике и технологиях - ММТТ. – 2019. – Т. 12-2. – С. 138-141.

320. **Барочкин, А.Е.** Модифицированный метод решения уравнения Больцмана / **А.Е. Барочкин, В. П. Жуков, А. Н. Беляков, М. Д. Фомичев** // Математические методы в технологиях и технике, 2022. – № 8. – С. 7-11.

321. Барочкин, А.Е. Анализ эффективности структуры потоков в многопоточных теплообменных аппаратах / **А.Е. Барочкин, В. П. Жуков** // Математические методы в технике и технологиях - ММТТ. – 2016. – № 8(90). – С. 37-38.

Свидетельства о государственной регистрации программ для ЭВМ

322. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2022615258 Российская Федерация. Расчет энергетических характеристик теплофикационной паровой турбины с учетом характеристик экономичности отсеков ее проточной части : № 2022614039 : заявл. 21.03.2022 : опубл. 30.03.2022 / **К.Н. Бубнов, В.П. Жуков, А.Е. Барочкин** ; заявитель ФГБОУ ВО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина».

323. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2022615259 Российская Федерация. Решение обратной задачи для многопоточных многоступенчатых систем : № 2022614041 : заявл. 21.03.2022 : опубл. 30.03.2022 / **В.П. Жуков, А.Е. Барочкин** ; заявитель ФГБОУ ВО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина».

324. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2022682290 РФ. Расчет процесса теплообмена в башенных градирнях с учетом фазового перехода в теплоносителях: № 2022681677: заявл. 14.11.2022: опубл. 21.11.2022 / **М. Н. Фомичев, В. П. Жуков, А.Е. Барочкин**; заявитель ФГБОУ ВО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина».

Тезисы и полные тексты докладов конференций

325. **Барочкин, А.Е.** Моделирование совмещенных процессов в многофазной среде конденсатора турбины / **А.Е. Барочкин, В.П. Жуков, А.Н. Росляков, А.Н. Беляков** // Математические методы в технике и технологиях - ММТТ-25 : Сборник трудов, Волгоград, 29–31 мая 2012 года. – Волгоград: Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю.А., 2012. – С. 134-135.

326. Жуков, В.П. Моделирование теплопередачи в многофазной среде на основе уравнения Больцмана / **В.П. Жуков, А.Е. Барочкин** // Состояние и перспективы развития электротехнологии. XVII Бенардосовские чтения : Материалы Международной научно-технической конференции, Иваново, 29–31 мая 2013 года / Ивановский государственный энергетический университет имени В. И. Ленина. – Иваново: Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина, 2013. – С. 344-345.

327. **Барочкин, А.Е.** Моделирование и анализ эффективности теплопередачи в многопоточных теплообменных аппаратах / **А.Е. Барочкин, В.П. Жуков, Н.Р. Лезнова** // Состояние и

перспективы развития электро- и теплотехнологии (XIX Бенардосовские чтения) : Материалы Международной научно-технической конференции, посвященной 175-летию со дня рождения Н.Н. Бенардоса, Иваново, 31 мая – 02 июня 2017 года. – Иваново: Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина, 2017. – С. 294-297.

328. Груданов, И. В. Моделирование процесса теплопередачи в спиральных теплообменных аппаратах / И. В. Груданов, **А.Е. Барочкин** // Энергия-2017: Двенадцатая международная научно-техническая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых "Энергия-2017". В 6 томах, Иваново, 04–06 апреля 2017 года. – Иваново: Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина, 2017. – С. 241-242.

329. Зимин, А.П. Опыт использования алгоритма совместного сведения материальных и энергетических балансов по данным технического учета при расчете технико-экономических показателей ПГУ-ТЭС / А.П. Зимин, Г.В. Ледуховский, В.А. Буданов, С.Д. Горшенин, **А.Е. Барочкин** // Состояние и перспективы развития электро- и теплотехнологии (XIX Бенардосовские чтения) : Материалы Международной научно-технической конференции, посвященной 175-летию со дня рождения Н.Н. Бенардоса, Иваново, 31 мая – 02 2017 года. – Иваново: Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина, 2017. – С. 44-47.

330. Жуков, В.П. Расчет и совершенствование многопоточных теплообменных аппаратов со сложной структурой потоков / В. П. Жуков, **А.Е. Барочкин**, Н. Otwinowski // Состояние и перспективы развития электро- и теплотехнологии (Бенардосовские чтения) : материалы международной (XX Всероссийской) научно-технической конференции, Иваново, 29–31 мая 2019 года. – Иваново: Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина, 2019. – С. 335-338.

331. Жуков, В.П. Матричная модель многопоточных многоступенчатых теплообменных аппаратов со сложной конфигурацией потоков / В.П. Жуков, **А.Е. Барочкин**, Н. Otwinowski // Энергоресурсоэффективные экологически безопасные технологии и оборудование : сборник научных трудов Международного научно-технического симпозиума «Вторые международные Косыгинские чтения, приуроченные к 100-летию РГУ имени А. Н. Косыгина» на Международном Косыгинском Форуме-2019 «Современные задачи инженерных наук», Москва, 29 октября – 01 ноября 2019 года. – Москва: Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Российский государственный университет имени А.Н. Косыгина (Технологии. Дизайн. Искусство)", 2019. – С. 28-30.

332. Касаткин, К.А. Матричная формализация расчета многопоточного теплообменного аппарата / К.А. Касаткин, **А.Е. Барочкин** // Энергия-2019 : Материалы конференции: в 6 томах, Иваново, 02–04 апреля 2019 года. – Иваново: Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина, 2019. – С. 139-140.

333. Бубнов, К. Н. Матричное моделирование тепловой схемы ТЭС / К.Н. Бубнов, **А.Е. Барочкин**, В.П. Жуков // Энергия-2019 : Материалы конференции: в 6 томах, Иваново, 02–04 апреля 2019 года. – Иваново: Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина, 2019. – С. 140.

334. Сударкин, Е. И. Реконструкция системы теплоснабжения Сызранской ТЭЦ / Е. И. Сударкин, И. А. Кокулин, **А.Е. Барочкин** // Теплоэнергетика: Пятнадцатая всероссийская (седьмая международная) научно-техническая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых: материалы конференции. В 6-ти томах, Иваново, 07–10 апреля 2020 года. – Иваново: Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина, 2020. – С. 40.

335. Жуков, В.П. Матричный метод анализа тепломассообменных процессов в гетерогенных системах / В.П. Жуков, **А.Е. Барочкин**, М.С. Шумилова, Н. Otwinowski // 19-я международная Плесская научная конференция по нанодисперсным магнитным жидкостям : Сборник научных трудов, Иваново, 08–11 сентября 2020 года. – Иваново: Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина, 2020. – С. 144-149.

336. Жуков, В.П. Расчет сложных тепломассообменных систем с многокомпонентными теплоносителями / В.П. Жуков, **А.Е. Барочкин**, М.С. Шумилова // Современные энергосберегающие тепловые технологии (сушка и тепловые процессы) СЭТТ - 2020 : Сборник научных трудов Седьмой Международной научно-практической конференции, посвященной 110-летию со дня рождения Академика А.В. Лыкова, Москва, 13–15 октября 2020 года. – Москва: Общество с ограниченной ответственностью "Мегаполис", 2020. – С. 134-137.

337. Бубнов, К.Н. Моделирование и анализ энергетических характеристик турбоустановки Т-100/120-130 / К.Н. Бубнов, В.П. Жуков, **А.Е. Барочкин** // Электромеханотроника и управление : Пятнадцатая Всероссийская (седьмая международная) научно-техническая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых "Энергия-2020": Материалы конференции. В 6 томах, Иваново, 07–10 апреля 2020 года. – Иваново: Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина, 2020. – С. 154.

338. Беляков, А.Н. Методика определения коэффициентов переноса на основе решения уравнения Больцмана / А. Н. Беляков, В.П. Жуков, **А.Е. Барочкин** // Состояние и перспективы развития электро- и теплотехнологии (XXI Бенардосовские чтения) : Материалы международной научно-технической конференции, Иваново, 02–04 июня 2021 года. – Иваново: Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина, 2021. – С. 332-335.

339. **Барочкин, А.Е.** Повышение эффективности работы системы теплоснабжения за счет перераспределения тепловой нагрузки между источниками централизованного теплоснабжения / **А.Е. Барочкин**, И.А. Кокулин // Состояние и перспективы развития электро- и теплотехнологии (XXI Бенардосовские чтения) : Материалы международной научно-технической конференции,

Иваново, 02–04 июня 2021 года. – Иваново: Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина, 2021. – С. 92-95.

340. **Барочкин, А.Е.** Расчетный анализ многопоточного теплообмена с учетом фазового перехода в теплоносителях на примере контактного экономайзера / **А.Е. Барочкин**, В.П. Жуков, Н. Otwinowski // Состояние и перспективы развития электро- и теплотехнологии (XXI Бенардосовские чтения) : Материалы международной научно-технической конференции, Иваново, 02–04 июня 2021 года. – Иваново: Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина, 2021. – С. 323-326.

341. Кокулин, И.А. Эффективность перераспределения тепловых нагрузок между тепловыми электрическими станциями / И.А. Кокулин, А.М. Забиронин, **А.Е. Барочкин** // Энергия-2021 : Шестнадцатая всероссийская (восьмая международная) научно-техническая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых. в 6 т., Иваново, 06–08 апреля 2021 года. – Иваново: Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина, 2021. – С. 22.

342. Кокулин, И.А., Перспективы использования и опыт эксплуатации конденсационных котлов в энергетике / И.А. Кокулин, **А.Е. Барочкин** // Радиоэлектроника, электротехника и энергетика : тезисы докладов Двадцать восьмой международной научно-технической конференции студентов и аспирантов, Москва, 17–19 марта 2022 года. – Москва: Общество с ограниченной ответственностью "Центр полиграфических услуг " РАДУГА", 2022. – С. 708.

343. **Барочкин, А.Е.** Решение обратной задачи теплопередачи в контактных теплообменных аппаратах с учетом фазового перехода / **А.Е. Барочкин** // Радиоэлектроника, электротехника и энергетика : тезисы докладов Двадцать восьмой международной научно-технической конференции студентов и аспирантов, Москва, 17–19 марта 2022 года. – Москва: Общество с ограниченной ответственностью "Центр полиграфических услуг " РАДУГА", 2022. – С. 722.

344. Жуков, В.П. Матричное описание теплопередачи в конденсационном котле / В.П. Жуков, **А.Е. Барочкин** // Энергия-2022. Теплоэнергетика : Семнадцатая всероссийская (девятая международная) научно-техническая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых. в 6 т., Иваново, 11–13 мая 2022 года. – Иваново: Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина, 2022. – С. 19.

345. Кокулин, И.А. Повышение эффективности работы Ижевских ТЭЦ-1 и ТЭЦ-2 / И.А. Кокулин, И.И. Светушков, **А.Е. Барочкин** // Энергия-2022. Теплоэнергетика : Семнадцатая всероссийская (девятая международная) научно-техническая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых. в 6 т., Иваново, 11–13 мая 2022 года. – Иваново: Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина, 2022. – С. 26.

346. Кокулин, И.А. Распределение нагрузки в системе теплоснабжения / И.А. Кокулин, **А.Е. Барочкин** // Энергия-2022. Теплоэнергетика: Семнадцатая всероссийская (девятая

международная) научно-техническая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых. в 6 т., Иваново, 11–13 мая 2022 года. – Иваново: Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина, 2022. – С. 27.

347. Кокулин, И.А. Рациональность использования конденсационных котлов в малой энергетике / И.А. Кокулин, **А.Е. Барочкин** // Энергия-2022. Теплоэнергетика: Семнадцатая всероссийская (девятая международная) научно-техническая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых. в 6 т., Иваново, 11–13 мая 2022 года. – Иваново: Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина, 2022. – С. 28.

348. Жуков, В.П. Решение обратной задачи теплообмена в многопоточных системах / В. П. Жуков, **А. Е. Барочкин**, М. Д. Фомичев // XX юбилейная Всероссийская с международным участием Плесская научная конференция по нанодисперсным магнитным жидкостям : Сборник научных трудов , Плес, 01–30 сентября 2022 года. – Иваново: Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина, 2022. – С. 162-165.

349. **Барочкин, А. Е.** Математическое моделирование и расчет конденсационного котла / А.Е. Барочкин // Приборостроение и автоматизированный электропривод в топливно-энергетическом комплексе и жилищно-коммунальном хозяйстве : Материалы VII Национальной научно-практической конференции, Казань, 09–10 декабря 2021 года. – Казань: Казанский государственный энергетический университет, 2022. – С. 278-280.

350. Гильмутдинов, Е.Д. Повышение эффективности работы Сакмарской ТЭЦ / Е.Д. Гильмутдинов, П.А. Кутраков, **А.Е. Барочкин** // Энергия-2022. Теплоэнергетика: Семнадцатая всероссийская (девятая международная) научно-техническая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых. в 6 т., Иваново, 11–13 мая 2022 года. – Иваново: Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина, 2022. – С. 33.

351. Сударкин, Е.И. Повышение эффективности работы Сызранской ТЭЦ / Е.И. Сударкин, **А.Е. Барочкин** // Энергия-2022. Теплоэнергетика: Семнадцатая всероссийская (девятая международная) научно-техническая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых. в 6 т., Иваново, 11–13 мая 2022 года. – Иваново: Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина, 2022. – С. 43.

352. Фомичев, М. Д. Расчетные исследования тепломассообмена в башенных градирнях с использованием имитационного моделирования / В.П. Жуков, **А.Е. Барочкин**, М.Д. Фомичев // Электромеханотроника и управление : Восемнадцатая всероссийская (десятая международная) научно-техническая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых: Материалы конференции. В 6-ти томах, Иваново, 16–18 мая 2023 года. Том 4. – Иваново: Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина, 2023. – С. 105.

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

**Свидетельства о государственной регистрации
программ для ЭВМ, разработанных по тематике
диссертационного исследования**

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2022682290

**«Расчет процесса тепломассообмена в башенных
градирнях с учетом фазового перехода в
теплоносителях»**

Правообладатель: *федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Ивановский государственный энергетический университет
имени В.И. Ленина» (ИГЭУ) (RU)*

Авторы: *Фомичев Максим Викторович (RU), Жуков Владимир
Павлович (RU), Барочкин Алексей Евгеньевич (RU)*

Заявка № 2022681677

Дата поступления 14 ноября 2022 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 21 ноября 2022 г.



*Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности*

Ю.С. Зубов

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2022615259

«Решение обратной задачи для многопоточных
многоступенчатых систем»

Правообладатель: *федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина» (ИГЭУ) (RU)*

Авторы: *Жуков Владимир Павлович (RU), Барочкин Алексей Евгеньевич (RU)*

Заявка № 2022614041

Дата поступления 21 марта 2022 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 30 марта 2022 г.



Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Ю.С. Зубов

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2022615258

**«Расчет энергетических характеристик
теплофикационной паровой турбины с учетом
характеристик экономичности отсеков ее проточной
части»**

Правообладатель: *федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Ивановский государственный энергетический университет
имени В.И. Ленина» (ИГЭУ) (RU)*

Авторы: *Бубнов Кирилл Николаевич (RU), Жуков Владимир
Павлович (RU), Барочкин Алексей Евгеньевич (RU)*

Заявка № 2022614039

Дата поступления 21 марта 2022 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 30 марта 2022 г.



Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Ю.С. Зубов

**Документы, подтверждающие
практическую реализацию
результатов работы**

Częstochowa, 16.11.2021

In the scope of the agreement on co-operation between the Częstochowa University of Technology, Poland, and the Ivanovo State Power Engineering University, Russia, the following results of research work were handed over for the free use to the Department of Thermal Machinery:

Methodology for calculating heat and mass transfer processes in multi-stream, multi-component, multi-stage heat and mass exchange systems with a complex flow configuration (authors: assistant professor A.Y. Barochkin, professor V.P. Zhukov).

The results are currently used in ongoing industrial and research projects carried out at the Department of Thermal Machinery.

POLITECHNIKA CZĘSTOCHOWSKA
KATEDRA MASZYN CIEPLNYCH
Al. Armii Krajowej 21
42-201 CZĘSTOCHOWA
tel. (34) 325-05-07, fax 325-05-55

KIEROWNIK
Katedry Maszyn Ciepłych
prof. dr hab. inż. Witold Flesner

[KMC]
Department of Thermal Machinery

ul. Armii Krajowej 21, 42-201 Częstochowa, POLAND
tel. +48 34 325 05 07, e-mail: imc@imc.pcz.pl
www.imc.pcz.pl

Перевод:

В рамках соглашения о сотрудничестве между Ченстоховским технологическим университетом, Польша, и Ивановский государственный энергетический университет, Россия, следующие результаты научно-исследовательской работы были переданы в безвозмездное пользование кафедре теплового машиностроения:

Методика расчета процессов тепло- и массообмена в многопоточных, многокомпонентных, многоступенчатых системах тепло- и массообмена со сложной конфигурацией потоков (авторы: доцент А.Е. Барочкин, профессор В.П. Жуков).

Результаты в настоящее время используются в текущих промышленных и исследовательских проектах, выполняемых на кафедре теплового машиностроения.



Сызранская ТЭЦ
 Филиал «Самарский»
 ПАО «Т Плюс»
 ул. Фурманова, 1,
 г. Сызрань, Самарская обл., 445008

Тел.: (8464) 99-93-46
 Факс: (8464) 99-94-16
 syztec@tplusgroup.ru
 www.tplusgroup.ru

Технический директор – главный инженер
 Сызранской ТЭЦ филиала «Самарский»
 ПАО «Т Плюс»
 Гладышев С.В.
 15.11.2021 г.



Акт внедрения

результатов научно-исследовательской работы «Технико-экономическая оптимизация Сызранской ТЭЦ»

Научно-исследовательская работа (НИР) «Технико-экономическая оптимизация Сызранской ТЭЦ» выполнена коллективом сотрудников Ивановского государственного энергетического университета и ЗАО «Ивэнергосервис»: д.т.н. проф. Барочкин Е.В., д.т.н. проф. Жуков В.П., к.т.н. доц. Барочкин А.Е., асп. Бубнов К.Н.

Работа была направлена на практическое решение следующих задач:

а) Определение возможности снижения выработки пара, отпускаемого от Сызранской ТЭЦ на Сызранский нефтеперерабатывающий завод (СНПЗ), с замещением его сетевой водой.

б) Определение оптимального сценария реконструкции теплофикационной установки ТЭЦ для отпуска на СНПЗ сетевой воды с необходимыми параметрами теплоносителя при сохранении отпуска сетевой воды по утвержденному графику потребителям жилищно-коммунального сектора в городе Сызрань.

в) Определение оптимального состава основного и вспомогательного оборудования Сызранской ТЭЦ после реконструкции теплофикационной установки.

г) Определение оптимальных режимов работы оборудования Сызранской ТЭЦ для повышения эффективности работы станции в целом с точки зрения снижения удельных расходов топлива на выработки электрической и тепловой энергии.

д) Определение капитальных затрат и эффективности инвестиций.

Для решения поставленных задач в рамках НИР были разработаны расчетные математические модели и средства их компьютерной поддержки для условий эксплуатации паротурбинных и парогазовых установок Сызранской ТЭЦ. С помощью матричного метода решения обратных задач при выполнении проектных расчетов определены конструктивные и режимные параметры теплообменных аппаратов, которые обеспечивают наиболее эффективную работу теплофикационной установки ТЭЦ после реконструкции.

Основным результатом выполненной НИР является формирование комплекса мероприятий, направленных на повышение технико-экономической эффективности работы оборудования Сызранской ТЭЦ и системы централизованного теплоснабжения сферы жилищно-коммунального хозяйства и промышленных потребителей в городе Сызрань.

Среднегодовой эффект от внедрения разработанного варианта развития оценивается в экономии 26 733 т.у.т.

Начальник ПТО

В.А. Якушев



Сызранская ТЭЦ
Филиал «Самарский»
ПАО «Т Плюс»
ул. Фурманова, 1,
г. Сызрань, Самарская обл., 446008

Тел.: (8464) 99-93-46
Факс: (8464) 99-94-16
syntec@tplusgroup.ru
www.tplusgroup.ru

Технический директор – главный инженер
Сызранской ТЭЦ филиала «Самарский»
ПАО «Т Плюс»
Гладышев С.В.



10.11.2021 г.

Акт внедрения

результатов научно-исследовательской работы «Реконструкция питательной установки Сызранской ТЭЦ с насосами ПЭ-580-195»

Научно-исследовательская работа (НИР) «Реконструкция питательной установки Сызранской ТЭЦ с насосами ПЭ-580-195» выполнена коллективом сотрудников Ивановского государственного энергетического университета и ЗАО «Ивэнергосервис»: д.т.н. проф. Барочкин Е.В., д.т.н. проф. Жуков В.П., к.т.н. доц. Барочкин А.Е., асп. Бубнов К.Н.

С целью повышения эффективности работы существующей питательной установки, включающей 4 насоса ПЭ-580-195, были рассмотрены варианты с установкой приводных турбин, гидромуфт или частотно-регулируемых приводов (ЧРП). На основании метода расчета ТЭЦ как многопоточной энергетической системы определены технико-экономические показатели работы энергосистемы для каждого из предложенных вариантов реконструкции.

В результате расчетного анализа были определены величины экономии топлива при реализации каждого варианта:

1. при установке приводной турбины – 3056 т.у.т в год, при установке двух приводных турбин – 1831 т.у.т в год;
2. при установке гидромуфты на один насос - 1 087 т.у.т в год, при установке гидромуфт на два насоса – 1392 т.у.т. в год;
3. при установке ЧРП на один насос – 1208 т.у.т в год, при установке ЧРП на два насоса – 1545 т.у.т. в год.

Начальник ПТО

В.А. Якушев

«Утверждаю»

Главный инженер

ООО «Нижегородтеплогаз»

О.В. Жаднов

22 августа 2021 г.

МП



АКТ ВНЕДРЕНИЯ

результатов научно-исследовательской работы «Расчет и наладка многоступенчатых многопоточных систем теплообменных аппаратов ООО «Нижегородтеплогаз» в г. Дзержинск»

1. Научно-исследовательская работа (НИР) «Расчет и наладка многоступенчатых многопоточных систем теплообменных аппаратов ООО «Нижегородтеплогаз» в г. Дзержинск» проведена в период с 1.02.2021 г. по 28.02.2021 г. коллективом сотрудников Ивановского государственного энергетического университета в составе: д.т.н., проф. Жуков В. П. (руководитель работы), к.т.н., доц. Барочкин А.Е., д.т.н., доц. Ледуховский Г. В., аспирант Бубнов К.Н. (исполнители).

2. При выполнении НИР проанализированы сведения об условиях эксплуатации и состоянии, эксплуатируемых ООО «Нижегородтеплогаз» на котельной № 27 в г. Дзержинск, газовых конденсационных котлов GEFEN MB 3.1-1000 и MB 3.1-530. Уточнены возможные способы и направления повышения эффективности, показана необходимость проведения дополнительных расчётных исследований с целью уточнения конструктивных и схемных мероприятий и выбора эффективных режимов работы. Для выполнения исследований разработан применительно к условиям ООО «Нижегородтеплогаз» метод расчёта многоступенчатых многопоточных систем теплообменных аппаратов и его компьютерная поддержка.

3. В ходе численных экспериментов, проведённых на основе разработанного метода расчёта и системы его компьютерной поддержки, предложенных Ивановским государственным энергетическим университетом, выбраны конструктивные и режимные параметры функционирования многопоточных систем теплообменных аппаратов, обеспечивающие повышение эффективности и надёжности её эксплуатации.

4. На основании расчётных и экспериментальных исследований разработаны и рекомендованы к внедрению мероприятия, направленные на повышение эффективности и надёжности работы многопоточных систем теплообменных аппаратов, обеспечившие увеличение срока их безаварийной эксплуатации.

Главный специалист ПТО _____ Аношин М.В.



«Утверждаю»
Директор
Филиала «Оренбургский»
ПАО «Т Плюс»

В.А. Великороднов

20.09.2021 г.

Акт внедрения

результатов научно-исследовательской работы «Разработка модели и метода расчета паротурбинной установки с целью актуализации энергетических характеристик турбины ПТ-65/75-130-13 Орской ТЭЦ»

При выполнении договора по разработке нормативно-технической документации по топливоиспользованию для нужд филиала «Оренбургский» ПАО «Т Плюс» сотрудниками Ивановского государственного энергетического университета и ЗАО «Ивэнергосервис» д.т.н. проф. Барочкин Е.В., д.т.н. проф. Жуков В.П., к.т.н. доц. Барочкин А.Е., аспиранта Бубнова К.Н. была разработана модель и метод расчета паровых турбин с целью актуализации энергетических характеристик турбины ПТ-65/75-130-13 Орской ТЭЦ.

В рамках предложенного подхода получены и проанализированы решения модели с целью построения энергетических характеристик теплофикационного турбоагрегата, выполнено сравнение результатов расчета с энергетическими характеристиками действующего турбоагрегата, показана достоверность и обоснованность предложенного подхода.

Разработанный метод расчета энергетических характеристик паровых турбин ПТ-65/75-130-13, эксплуатируемых на Орской ТЭЦ, позволил осуществить выбор оптимального состава и режима работы оборудования, прогнозировать технико-экономические показатели работы электростанции, рассчитывать топливную составляющую отпускаемой тепловой и электрической энергии.

В ходе НИР выполнен анализ достоверности и обоснованности расчетов в рамках модели с использованием технико-экономических показателей работы Орской ТЭЦ и предложены мероприятия по повышению эффективности использования теплофикационных установок, оценено соответствие энергетических характеристик ТФУ тепловым режимам работы сетевых подогревателей, определены оптимальные режимы работы теплосетевого оборудования Орской ТЭЦ.

Эффект от использования предложенных мероприятий по оптимизации режимов работы теплосетевого оборудования Орской ТЭЦ составил 4 465 туг/год.

Начальник управления коммерции
и развития теплового рынка
Филиала «Оренбургский» ПАО «Т Плюс»


Е.С. Агафонов



УТВЕРЖДАЮ:
 Главный инженер
 ООО «Ситиэнерго»

Зароченцев А.Г.

«10» сентября 2021 г.

АКТ ВНЕДРЕНИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ РАБОТЫ ПО СОЗДАНИЮ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ ПРОДУКЦИИ

Настоящим подтверждается, что коллективом сотрудников ФГБОУВО «Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина» (ИГЭУ) в составе д-ра техн. наук Ледуховского Г.В. (руководитель темы), д-ра техн. наук Жукова В.П. (научный консультант); канд. техн. наук Горшенина С.Д., канд. техн. наук Барочкина А.Е., магистранта Зиновьевой А.С., аспиранта Бубнова К.Н. (исполнители работы) в рамках договора на создание (передачу) научно-технической продукции №1095-СЭ от 07.06.2021 г. выполнен пересмотр нормативно-технической документации по топливоиспользованию, алгоритмов сведения пароводяного, теплового, топливного, электрического балансов, расчета фактических технико-экономических показателей ПГУ ТЭС «Международная» ООО «Ситиэнерго».

В рамках работы применительно к условиям эксплуатации оборудования парогазовых установок и пиковых водогрейных котлов ТЭС «Международная» использованы следующие научные разработки ИГЭУ:

1. Методика, алгоритмы и компьютерные средства для совместного сведения материальных и энергетических балансов по водному теплоносителю и газовым примесям в технологических системах паросиловой подстройки электростанции по результатам измерения контролируемых параметров (Горшенин С.Д., Зиновьева А.С. при научном руководстве Ледуховского Г.В.), обеспечившие получение достоверной информации о показателях работы оборудования за фактически отработанные периоды эксплуатации.

2. Методика, алгоритмы и компьютерные средства обработки результатов измерения контролируемых параметров по воздушному, газовому и водопаровому трактам в связке «газотурбинные установки – котлы-утилизаторы – паровая турбина» (Зиновьева А.С. при научном руководстве Ледуховского Г.В.), обеспечившие совместное сведение материальных (по воздуху, топливу, дымовым газам, водному теплоносителю) и энергетических (по тепловой и электрической мощности) балансов с учетом разной степени достоверности контролируемых параметров и повышение тем самым точности расчета фактических показателей тепловой экономичности оборудования.

3. Матричные математические модели энергетического оборудования и средства их компьютерной поддержки (Барочкин А.Е., Бубнов К.Н. при научном руководстве Жукова В.П., Ледуховского Г.В.), позволившие провести актуализацию нормативных

энергетических характеристик на основе массивов сбалансированных данных по измеряемым параметрам за длительный период эксплуатации.

4. Математические модели и средства анализа многопоточных многоступенчатых теплообменных установок и технологических систем ТЭС (Барочкин А.Е. при научном руководстве Жукова В.П.), использованные при определении не измеряемых параметров работы оборудования.

По результатам работы обоснован расчетами суммарный резерв тепловой экономичности, выявлены причины его появления, указаны способы устранения.

Заместитель начальника ОАС
По учёту и режимам
ООО «Ситиэнерго»



Д.Н. Кузнецов



Публичное акционерное общество «Территориальная генерирующая компания №1»
(ПАО «ТГК-1»)

Филиал «Карельский»

Петрозаводская теплоэлектроцентраль
(ПТЭЦ)

27.02 2023 г.

№ _____

Директор Петрозаводской ТЭЦ

 ПАО «ТГК-1»
В.А. Карпов

Акт внедрения

результатов научно-исследовательской работы
«Оптимизация работы градирни БГ 1600 ст. № 2»

Научно-исследовательская работа (НИР) «Оптимизация работы градирни БГ 1600 ст. № 2» выполнена коллективом сотрудников Ивановского государственного энергетического университета и ЗАО «Ивэнергосервис»: д.т.н. проф. Барочкин Е.В., д.т.н. проф. Жуков В.П., к.т.н. доц. Барочкин А.Е., асп. Фомичев М.Д.

Работа была направлена на решение следующих задач:

- 1) разработка математической модели тепломассообменных процессов, протекающих в градирне ст. № 2 Петрозаводской ТЭЦ;
- 2) определение температурного перепада охлаждаемой воды и теплового КПД, позволяющих с достаточной полнотой и точностью учитывать влияние основных факторов на эффективность работы градирни и сравнение полученных данных с первоначальными;
- 3) получение аналитических зависимостей для определения теплогидравлических и аэродинамических характеристик оборудования и теплоносителей.

Для решения поставленных задач в рамках НИР было разработано математическое описание оросительной градирни как многопоточного теплообменного аппарата. С помощью матричного метода решения обратных задач по выбору конструктивных и режимных параметров, был выполнен расчет теплогидравлических и аэродинамических характеристик оборудования градирни ст. № 2 Петрозаводской ТЭЦ и определены наиболее эффективные режимы работы данной градирни.

Наиболее важным результатом выполненной НИР является формирование комплекса мероприятий по внесению конструктивных изменений в оросительную установку градирни ст. № 2 Петрозаводской ТЭЦ, что повысит эффективность работы градирни в части снижения температуры воды на выходе из неё, а также будет способствовать снижению капельного уноса.

Среднегодовой эффект от внедрения разработанного варианта комплекса мероприятий оценивается в экономии до 4 540 т.у.т.

«Утверждаю»
Заместитель генерального директора
по производству и строительству –
главный инженер ПАО «Т Плюс»


Д.А. Уланов

20.07.2023 г.

Акт внедрения

результатов научно-исследовательской работы «Повышению эффективности функционирования энергетических систем Сакмарской ТЭЦ»

1. Научно-исследовательской работы «Повышению эффективности функционирования энергетических систем Сакмарской ТЭЦ» была выполнена коллективом сотрудников Ивановского государственного энергетического университета и ЗАО «Ивэнергосервис»: д.т.н. проф. Барочкин Е.В., д.т.н. проф. Жуков В.П., к.т.н. доц. Барочкин А.Е., асп. Бубнов К.Н.

2. В рамках данной работы разработаны матричные математические модели ряда паротурбинных установок, эксплуатируемых на Сакмарской ТЭЦ. На основании полученных моделей построены и актуализированы энергетические характеристики турбоагрегатов, выполнено сравнение результатов расчета с энергетическими характеристиками действующего оборудования ТЭЦ и показана достоверность и обоснованность предложенного подхода.

3. Полученное математическое описание энергетических систем и оборудования Сакмарской ТЭЦ использовано при выполнении проекта «Технико-экономическая оптимизация теплового узла города Оренбурга для нужд ПАО «Т Плюс», который включал в себя:

а) Определение оптимального варианта теплоснабжения потребителей теплового узла города Оренбурга.

б) Определение оптимального состава источников тепловой энергии и установленного на них основного и вспомогательного оборудования.

в) Определение целесообразности и необходимости реконструкции энергоисточников или вывода неэффективного оборудования из эксплуатации с целью покрытия перспективных тепловых нагрузок;

г) Разработку мероприятий по повышению эффективности производства тепловой и электрической энергии на электростанции, улучшению её технико-экономических показателей.

4. Главным результатом выполненной научно-исследовательской работы и технико-экономической оптимизации теплового узла города Оренбурга является формирование комплекса мероприятий по повышению энергоэффективности функционирования энергетических систем Сакмарской ТЭЦ и других объектов централизованного теплоснабжения в г. Оренбург, которые реализуются в настоящее время филиалом «Оренбургский» ПАО «Т Плюс».

Разработанный вариант оптимизации обеспечивает рост NPV теплового узла города Оренбурга в целом на 357 млн. руб. в период 2017 – 2026 гг.

УТВЕРЖДАЮ:

Проректор по научной работе
ФГБОУ ВО «Ивановский
государственный энергетический
университет им. В.И. Ленина»
д-р техн. наук, профессор

 В.В. Тютиков

« 1 » 12 2023 г.

АКТ

внедрения учебно-лабораторного программных комплексов «Решение обратной задачи теплопередачи для многоточных многоступенчатых систем», «Расчет энергетических характеристик теплофикационной паровой турбины с учетом характеристик экономичности отсеков ее проточной части» в учебный процесс университета по кафедре тепловых электрических станций

Настоящим подтверждается, что с 2019/20 учебного года в процессе подготовки студентов профиля 13.04.01:01 «Тепловые электрические станции» (магистратура) и профиля 01.04.03:04 «Динамика и прочность сложных механических систем» (магистратура) используются программные комплексы «Решение обратной задачи теплопередачи для многоточных многоступенчатых систем», «Расчет энергетических характеристик теплофикационной паровой турбины с учетом характеристик экономичности отсеков ее проточной части», задействованные для проведения лабораторных работ по курсам «Математическое моделирование», «Математические модели современного естествознания».

Программные комплексы разработаны сотрудниками кафедр прикладной математики и тепловых электрических станций ИГЭУ (д-р техн. наук, профессор Жуков В.П., канд. техн. наук, доцент Барочкин А.Е., аспирант Бубнов К.Н.).

Внедрение программных комплексов обеспечивает повышение эффективности изучения студентами курсов «Математическое моделирование», «Математические модели современного естествознания».

Акт составлен на теплоэнергетическом факультете ФГБОУ ВО «Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина».

Декан теплоэнергетического факультета,
канд. техн. наук, доцент



С.Б. Плетников

Заведующий кафедрой ТЭС,
канд. техн. наук, доцент



С.Д. Горшенин