

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра энергосбережения, гидравлики и теплотехники

Промышленная теплоэнергетика

**Методические рекомендации
по курсовому проектированию
для студентов специальности 1-43 01 06 «Энергоэффективные
технологии и энергетический менеджмент»**

Минск 2011

УДК 620.9:662.92

ББК 31.3я73

П81

Рассмотрены и рекомендованы к изданию редакционно-издательским советом университета.

Составители:

В. И. Володин, В. Б. Кунтыш

Рецензент

кандидат технических наук, доцент кафедры «Машины и аппараты химических и силикатных производств» БГТУ

В. Н. Павлечко

По тематическому плану изданий учебно-методической литературы университета на 2011 год. Поз. 21.

Для студентов специальности 1-43 01 06 «Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент».

© УО «Белорусский государственный
технологический университет», 2011

ВВЕДЕНИЕ

Водяной пар является одним из наиболее распространенных теплоносителей и рабочих тел на промышленных предприятиях и в энергетике, непосредственно использующих теплоту в технологических процессах или преобразующих ее в механическую работу. Для его получения применяются паровые котельные агрегаты, основным элементом которых является котел с топкой и поверхностями нагрева, где сжигается топливо и выделившаяся теплота передается теплоносителю (рабочему телу). Котельные установки включают также системы топливоприготовления и удаления продуктов сгорания. Они могут существенно различаться в зависимости от вида используемого топлива и газоводушного тракта котла.

В состав парового котла входят тепловоспринимающие поверхности нагрева: топочный экран, пароперегреватель, экономайзер и воздухоподогреватель. От правильного выбора этих устройств зависят технико-экономические показатели работы котла. Эксплуатируемые котлы на промышленных предприятиях часто имеют более высокую паропроизводительность по сравнению с требуемой для технологических и вспомогательных нужд. В этом случае целесообразно использовать имеющийся потенциал пара для производства электрической энергии на базе паротурбинной установки (ПТУ), работающей по циклу Ренкина. Развитие данного направления предусмотрено Программой энергосбережения Республики Беларусь с внедрением мини-ТЭЦ на базе существующих котельных.

Курсовой проект ставит целью проведение комплексного анализа основных элементов ПТУ. В процессе выполнения курсового проекта студент должен освоить методологию расчета и анализа состава и энтальпии продуктов сгорания, составляющих теплового баланса котла, поверхностей нагрева и цикла Ренкина с учетом необратимых потерь в турбине и насосе.

Курсовой проект может выполняться коллективом исполнителей с распределением обязанностей. Один из студентов является руководителем проекта. Примерное распределение обязанностей при выполнении курсового проекта может быть следующим:

- расчет теплового баланса, объемов и энтальпии продуктов сгорания;
- расчет поверхностей нагрева котла;
- расчет и анализ параметров цикла Ренкина.

Курсовой проект оформляется в соответствии со стандартом СТБ БГТУ 002-2007 [1].

1. ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ И ПОРЯДОК ЕГО ВЫПОЛНЕНИЯ

Для выполнения курсового проекта необходимо произвести анализ ПТУ, включающий расчет объема воздуха и продуктов сгорания, отдельных поверхностей нагрева (пароперегревателя, водяного экономайзера или воздухоподогревателя) котельного агрегата, параметров цикла Ренкина. Целью расчета является определение основных показателей работы котельного агрегата, отражающих экономичность его эксплуатации при заданных условиях, а также термодинамическую эффективность ПТУ в целом.

Выполнение теплового расчета производится на основании исходных данных, составляющих задание на проект (табл. А1–А6, приложение А). Задание должно содержать следующие данные:

- тип парового котла;
- месторождение и марку энергетического топлива;
- номинальную паропроизводительность (D , т/ч (кг/с)) и параметры перегретого пара ($p_{пп}$, МПа (бар), $t_{пп}$, °С);
- температуру питательной воды ($t_{пв}$, °С), поступающей в котел;
- температуру холодного воздуха ($t_{хв}$, °С), подаваемого в воздухоподогреватель.

При необходимости кроме указанной информации могут быть заданы и другие характеристики, например способ сжигания твердого топлива (с твердым или жидким шлакоудалением), температуры уходящих газов (t_{yx} , °С), величина непрерывной продувки, доля рециркуляции газов в топку, условия работы котла (под наддувом или при разрежении в газовом тракте) и пр.

Температуры уходящих газов (t_{yx} , °С), воздуха на входе в воздухоподогреватель ($t_{хв}$, °С) и горячего воздуха после воздухоподогревателя ($t_{гв}$, °С) и ряд других характеристик, в случае их отсутствия в задании, как правило, могут быть выбраны проектантом в соответствии с рекомендациями нормативного метода расчета [2].

После выбора расчетных характеристик приступают к созданию общего эскиза проектируемого парового котла. Проектный эскиз котла представляет собой поперечный разрез котла с последовательным расположением вдоль газового тракта поверхностей нагрева.

Для последующего выполнения теплового и конструктивного расчета котла выбирают возможные присосы холодного воздуха по газовому тракту котла и коэффициенты избытков воздуха. Правильный выбор всех расчетных показателей свидетельствует о том, что

расчет котла будет выполняться для условий его работы, отвечающих требуемой экономичности.

Расчет отдельных элементов котла проводится с целью определения размеров поверхностей нагрева и показателей его работы при переводе на другое топливо, при изменении нагрузки или параметров пара, а также после проведенной реконструкции поверхностей нагрева.

В результате расчета определяют:

- объем воздуха и продуктов сгорания;
- расход топлива;
- температуру продуктов сгорания по газовому тракту, включая температуру уходящих газов;
- габариты и площадь поверхностей нагрева;
- коэффициент полезного действия парового котла;
- температуру рабочей среды (пара, воды) за каждой поверхностью нагрева;
- параметры цикла Ренкина.

В результате расчета определяют тепловосприятие поверхности, а также температуры и энтальпии сред на входе и выходе из нее. Надежность работы поверхности нагрева устанавливают расчетом ожидаемой температуры стенки и сравнением ее с допустимой для использованного металла.

Расчеты заканчиваются составлением расчетно-пояснительной записки в соответствии с установленными требованиями по оформлению [1], которая включает в себя:

- титульный лист;
- задание на курсовой проект;
- реферат;
- содержание;
- введение;
- основные разделы;
- заключение;
- список использованных источников;
- приложение (при необходимости).

Структурные элементы пояснительной записки располагаются в приведенной последовательности. Примерное содержание их рассматривается ниже.

Текст *реферата* должен отражать цель работы, объект разработки, основные результаты работы и характеристики, область применения.

Содержание включает введение, наименования всех разделов, подразделов, пунктов (если они имеют наименования), заключение, список использованных источников и наименования приложений с указанием номеров страниц, с которых начинаются эти элементы пояснительной записки.

Введение должно содержать характеристику разрабатываемой проблемы, цели и актуальность, связь выполняемого проекта с вопросами повышения энергоэффективности при генерировании теплоты и преобразовании ее в механическую работу и электрическую энергию.

Основные разделы включают исходные данные, описание ПТУ и проектируемого котла в ее составе, компоновку его поверхностей с указанием их связей по рабочей среде, технические характеристики сжигаемого топлива, обоснование выбора необходимых для расчета величин.

Схема котла должна учитывать тип используемого топлива и разрабатываемых поверхностей нагрева. Описание работы ПТУ проводится с привлечением ее принципиальной схемы и изображением процессов на T, s - и h, s -диаграммах водяного пара.

Исходные данные в соответствии с заданием для проектирования оформляются в виде табл. 1.1.

Таблица 1.1

Исходные данные для расчета ПТУ (макет)

Величина, размерность	Обозначение	Значение

В основном разделе также приводится расчет объемов и энтальпий продуктов сгорания и воздуха, составление теплового баланса парового котла, расчет расхода сжигаемого топлива, тепловой расчет поверхностей нагрева (для компактности расчет поверхностей может быть сведен в таблицы, где приводятся наименования рассчитываемых величин, их единицы, расчетные формулы и численные значения всех величин, результат расчета), расчет параметров и КПД цикла Ренкина, сводная таблица основных результатов теплового расчета.

Расчеты сопровождаются краткими пояснениями обоснования выбираемых значений величин, расчетных формул. Пояснительная записка должна содержать также эскизы компоновки поверхностей нагрева парового котла с соблюдением масштабных размеров, теп-

ловую схему котла, схему водопарового тракта (для прямоточного котла) или схему пароперегревателя (для барабанного котла). Расчет конвективных поверхностей нагрева сопровождается построением графиков, иллюстрирующих направления взаимного движения и изменения температур греющих газов и рабочей среды в пределах каждой поверхности нагрева. Эскизная компоновка поверхностей нагрева котла должна иметь основные размеры газоходов (ширину, высоту, глубину) и габаритные размеры поверхностей.

Тепловая схема котла должна отображать распределение тепло-восприятия рабочей среды между поверхностями нагрева котла и устанавливает последовательность их размещения вдоль газового тракта. По оси ординат откладываются значения температур газов и рабочей среды на концах каждой поверхности нагрева. В результате тепловая схема дает представление об условиях работы каждой поверхности, позволяет определить температурные напоры и оценить надежность работы металла поверхностей нагрева.

Расчетно-пояснительная записка завершается сводной таблицей расчетных величин (табл. 1.2). Таблица должна содержать основные показатели и расчетные формулы, характеризующие условия работы поверхности нагрева: температуры газов и рабочей среды на концах поверхности, средние скорости газов и рабочей среды, коэффициенты теплопередачи, температурные напоры, температуры стенок и размер поверхности нагрева.

Таблица 1.2

Тепловой расчет ПТУ (макет)

Расчетная величина, размерность	Обозначение	Расчетная формула	Значение

Заключение должно отражать основные результаты, в том числе количественные данные, полученные при проектировании.

2. ПАРОТУРБИННАЯ УСТАНОВКА

В энергетике Беларуси ведущее положение занимают тепловые электрические станции и теплоэлектроцентрали. Основным типом двигателей, приводящих во вращение электрогенераторы на таких объектах, являются паровые турбины.

Принципиальная схема простейшей ПТУ с регенерацией теплоты изображена на рис. 2.1. Основные элементы этой установки: котельный агрегат КА, паровая турбина Т, электрический генератор Г, конденсатор К, конденсатный насос КН, регенеративные подогреватели РП (на схеме показаны условно) и питательный насос ПН. Котельный агрегат в свою очередь включает топку с тепловыми экранами ТЭ, пароперегреватель ПП, экономайзер ВЭ и воздухоподогреватель (на схеме не показан).

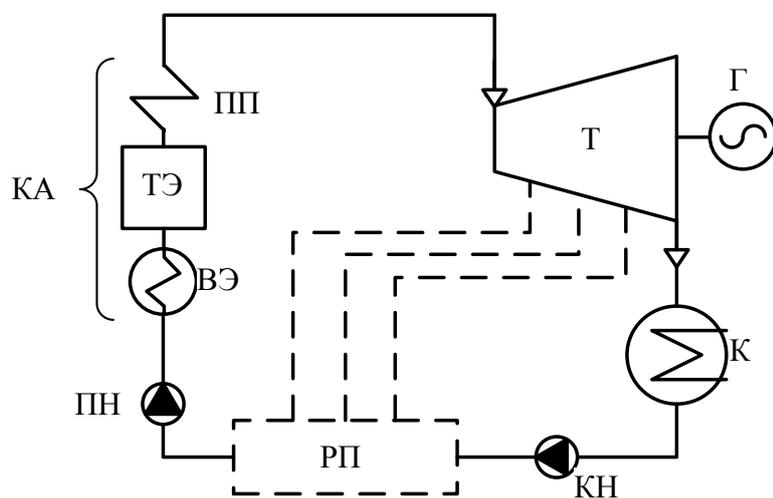


Рис. 2.1. Принципиальная схема паротурбинной установки

Основной задачей теплоэнергетики является совершенствование таких тепловых двигателей, повышение их эффективности путем экономичного сжигания топлива, выбора оптимальных поверхностей нагрева (теплообменных аппаратов), освоения оптимальных термодинамических циклов, использования рациональных тепловых схем и наиболее выгодных параметров состояния рабочего тела.

Рабочим телом в ПТУ является водяной пар. Вода и водяной пар обладают рядом положительных качеств и, кроме того, вода повсеместно распространена и имеет небольшую стоимость. Однако использование водяного пара в качестве рабочего тела в ПТУ имеет и свои недостатки.

Схема котельного агрегата дана на рис. 2.2. Агрегат состоит из топки, горизонтального и вертикального газохода, а также включает устройство подачи топлива (горелка), поверхности нагрева, воспринимающие теплоту от пламени и продуктов сгорания, и систему удаления золы, шлака и продуктов сгорания. Устройство подачи топлива определяется видом используемого топлива.

К поверхностям нагрева котла относятся: испарительные поверхности нагрева (экранные трубы и котельный пучок), пароперегреватель с регулятором перегрева пара, водяной экономайзер и воздухоподогреватель.

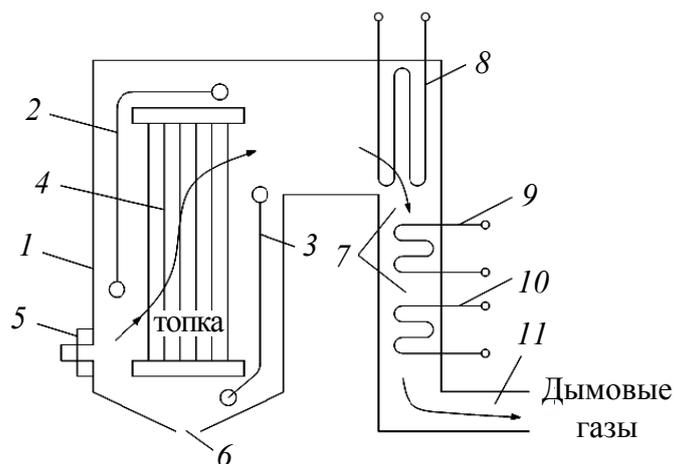


Рис. 2.2. Принципиальная схема котельного агрегата с камерной топкой:

- 1 – обмуровка; 2 – фронтальной и потолочный экран;
- 3 – задний и подовый экран; 4 – левый боковой экран;
- 5 – горелка; 6 – система удаления шлака и золы;
- 7 – конвективная шахта-газоход; 8 – пароперегреватель;
- 9 – водяной экономайзер; 10 – воздухоподогреватель;
- 11 – тягодутьевое устройство

Поверхности нагрева современных паровых котлов представляют собой системы параллельно включенных труб, воспринимающих теплоту потока (продуктов сгорания) за счет излучения в зоне высокотемпературных газов и конвективным теплообменом. Наиболее воспринятые экранами тепловые потоки находятся в зоне ядра факела и в зависимости от вида сжигаемого топлива составляют от 350 кВт/м^2 (при сжигании бурых углей) до $400\text{--}550 \text{ кВт/м}^2$ (при сжигании природного газа и мазута). По мере снижения температуры газов и оптической плотности излучаемой среды в верхней части топки воспринятые настенными поверхностями тепловые потоки находятся на уровне $70\text{--}80 \text{ кВт/м}^2$.

Конвективные поверхности нагрева, расположенные в горизонтальном газоходе и конвективной шахте котла, обладают более низким тепловосприятием. Интенсивность конвективного тепловосприятия прямо пропорциональна разности температур газов и наружной поверхности труб и снижается по ходу движения продуктов сгорания от 40 кВт/м² в горизонтальном газоходе до 10–15 кВт/м² в экономайзере. При температуре продуктов сгорания выше 400°С дополнительное восприятие поверхности обеспечивает межтрубное излучение газовой среды.

Парогенерирующие (испарительные) поверхности нагрева отличаются друг от друга в котлах различных систем, но, как правило, располагаются в основном в топочной камере и воспринимают теплоту излучением – радиацией. Это экранные трубы, а также устанавливаемый на выходе из топки небольших котлов конвективный (котельный) пучок. В парогенераторах большой мощности кроме настенных устанавливаются дополнительные экраны, делящие топку на отдельные отсеки. Эти экраны освещаются факелами с двух сторон и называются двусветными. Они воспринимают вдвое больше теплоты, чем настенные. Двусветные экраны, увеличивая общее тепловосприятие в топке, позволяют уменьшить ее размеры.

Пароперегреватель предназначен для повышения температуры пара, поступающего из испарительной системы котла. Он является одним из наиболее ответственных элементов котельного агрегата. С повышением параметров пара тепловосприятие пароперегревателей возрастает до 60% всего тепловосприятия котлоагрегата. Стремление получить высокий перегрев пара вынуждает располагать часть пароперегревателя в зоне высоких температур продуктов сгорания, что, естественно, снижает прочность металла труб. В зависимости от определяющего способа передачи теплоты от газов пароперегреватели или отдельные их ступени разделяются на радиационные (настенные или потолочные экраны), полурadiационные (ширмовые и ленточные поверхности на выходе из топки) и конвективные (конвективные змеевиковые поверхности в горизонтальном газоходе и верхней части конвективной шахты).

Экономайзер является замыкающей поверхностью в котле по тепловосприятию. Он должен воспринять теплоту от газов и снизить их температуру после выхода из пароперегревателя до необходимого значения на входе в воздухоподогреватель. Экономайзеры являются конвективными змеевиковыми поверхностями нагрева с шахматным расположением труб в пакете. Рекомендуется выполнение

экономайзеров из труб со спиральными ребрами. По сравнению с гладкотрубными поверхностями за счет увеличения поверхности теплообмена они обеспечивают уменьшение длины труб до 35%, снижение общей массы металла до 15%, заметное сокращение габаритных размеров поверхности (до 50%).

Для подогрева воздуха, поступающего в горелки топочной камеры, в энергетических котлах применяют трубчатые (ТВП) и регенеративные (РВП) воздухоподогреватели. По своей конструкции ТВП имеют относительно небольшую удельную поверхность теплообмена в 1 м^3 объема – $40\text{--}50 \text{ м}^2/\text{м}^3$, и при низких значениях теплоотдачи и температурного напора между газами и воздухом характеризуются большими габаритами и расходом металла. Преимуществом ТВП по сравнению с РВП является достаточно высокая плотность, исключающая заметные утечки (перетоки) воздуха в газовый поток. В равных условиях по теплообмену с РВП (одинаковые температуры газов и воздуха) в низкотемпературной части металл труб ТВП имеет более низкую температуру, чем металл набивки РВП (ниже на $12\text{--}45^\circ\text{C}$) и поэтому подвергается более интенсивной сернокислотной коррозии при сжигании мазута и сернистых твердых топлив. Для уменьшения сернокислотной коррозии применяют подогрев холодного воздуха на входе в ТВП за счет рециркуляции горячего воздуха либо путем установки выносных паровых калориферов. Такие схемы приводят к росту температуры уходящих газов и снижению КПД котла.

3. РАСЧЕТ ПРОЦЕССА ГОРЕНИЯ, КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ БРУТТО И РАСХОДА ТОПЛИВА

Ископаемые твердые топлива разделяются на угли, горючие сланцы и торф. Жидким топливом, в основном, является мазут. Из газообразных топлив как основное используется природный газ. В качестве газового топлива практикуется применение биогаза, генераторного и свалочного газа.

В настоящее время в Беларуси широко внедряется использование местного топлива – древесины, в основном в виде щепы. Могут использоваться древесные отходы другого гранулометрического состава в виде коры, опилок, древесной шлифовочной пыли. Большое влияние на эффективность использования древесного топлива оказывает влажность.

В зависимости от теплоты сгорания влажной беззольной массы топлива и выхода летучих веществ угли разделяются на четыре типа: бурые, каменные, полуантрациты и антрациты.

Бурые угли по содержанию влаги в рабочей массе топлива разделяются на три группы: Б1 ($W^p > 40\%$), Б2 ($W^p = 30-40\%$), Б3 ($W^p < 30\%$).

Каменные угли отличаются более глубокой углефикацией исходного органического вещества и имеют в связи с этим более высокую теплоту сгорания. В зависимости от выхода летучих веществ, свойств спекаемости органической массы угля при высоких температурах и наличия жирных смолистых веществ в исходном топливе каменные угли разделяются на несколько марок (табл. 3.1).

Таблица 3.1

Маркировка каменных углей

Наименование марок угля	Обозначение	Выход летучих веществ на горючую массу, V^r , %
Длиннопламенный	Д	>35
Газовый	Г	>35
Газовый жирный	ГЖ	27–37
Жирный	Ж	27–37
Коксовый жирный	КЖ	25–31
Коксовый	К	18–27
Коксовый второй	К2	17–25
Слабоспекающийся	СС	25–37
Отощенный спекающийся	ОС	14–22
Тощий	Т	8–17

Угли со спекающимся коксом используются в доменном производстве. Они предварительно обогащаются (отделяется минеральная часть вместе с угольной мелочью). Обогащенный угольный концентрат направляется на коксование, а отделенные мелкие фракции топлива с повышенной зольностью ($A^c > 40\%$) сжигаются на электростанциях. Их называют промежуточным продуктом обогащения. Применяют «мокрый» и «сухой» способы обогащения топлива. В первом случае продукт обогащения относят к шламу, во втором – отсеву.

Антрацитам (обозначение – А) – угли с наиболее высокой степенью углефикации и низким выходом летучих веществ – менее 9%. К полуантрацитам (обозначение – ПА) относят угли, переходные от каменных углей к антрацитам. Ископаемые угли по крупности кусков при сортировке разделяются на классы.

Подробно свойства топлив изложены в источниках [2–4].

3.1. Коэффициент избытка воздуха в газовом тракте котла

Способ сжигания топлива и тип топки выбираются с учетом задания в зависимости от паропроизводительности котлоагрегата, его конструкции, а также свойств топлива (табл. Б1, приложение Б).

Для расчета действительных объемов продуктов сгорания по газходам агрегата прежде всего выбирают коэффициент избытка воздуха в верхней части топки α_T и присосы воздуха в отдельных поверхностях нагрева $\Delta\alpha$. Коэффициент избытка воздуха α_T должен обеспечить практически полное сгорание топлива, он выбирается в зависимости от типа топочного устройства и вида сжигаемого топлива. Избыток воздуха α_T включает в себя коэффициент избытка воздуха, подаваемого в горелки $\alpha_{гор}$, и присосы холодного воздуха извне при работе топки под разрежением $\Delta\alpha_T$, происходящие в основном в нижней части топки. При выбранном α_T избыток воздуха, поступающий в зону горения топлива, определяется по следующему выражению:

$$\alpha_{гор} = \alpha_T - \Delta\alpha_T. \quad (3.1)$$

Коэффициент избытка воздуха в топке α_T принимается в зависимости от вида топлива (табл. 3.2), способа его сжигания и конструкции топки из табл. Б1–Б4 (приложение Б).

В газоплотных топках, работающих под наддувом, присосы воздуха в топку исключены ($\Delta\alpha_T = 0$).

Таблица 3.2

Расчетный коэффициент избытка воздуха на выходе из топки

Топка	Топливо	α_T
Камерная топка с твердым шлакоудалением	Антрацит, полуантрацит, тощий уголь	1,20–1,25*
	Остальное твердое топливо	1,15–1,20
Камерная топка с жидким шлакоудалением	Антрацит, полуантрацит, тощий уголь	1,20–1,25
	Остальное твердое топливо	1,15–1,20
Камерная	Природный газ	1,05–1,10**
	Мазут	1,02–1,05***

* Большие значения – при транспортировке пыли горячим воздухом и наличии отдельных сбросных горелок.

** При наличии газоплотной топочной камеры принимают $\alpha_T = 1,05$.

*** В топках с газоплотными экранами и в уплотненных топках при $\Delta\alpha_T \leq 0,05$ принимают $\alpha_T = 1,02–1,03$.

Коэффициент избытка воздуха за i -й поверхностью нагрева после топочной камеры подсчитывается прибавлением к α_T соответствующих присосов воздуха (рис. 3.1):

$$\alpha_i = \alpha_T + \sum \Delta\alpha_i . \quad (3.2)$$

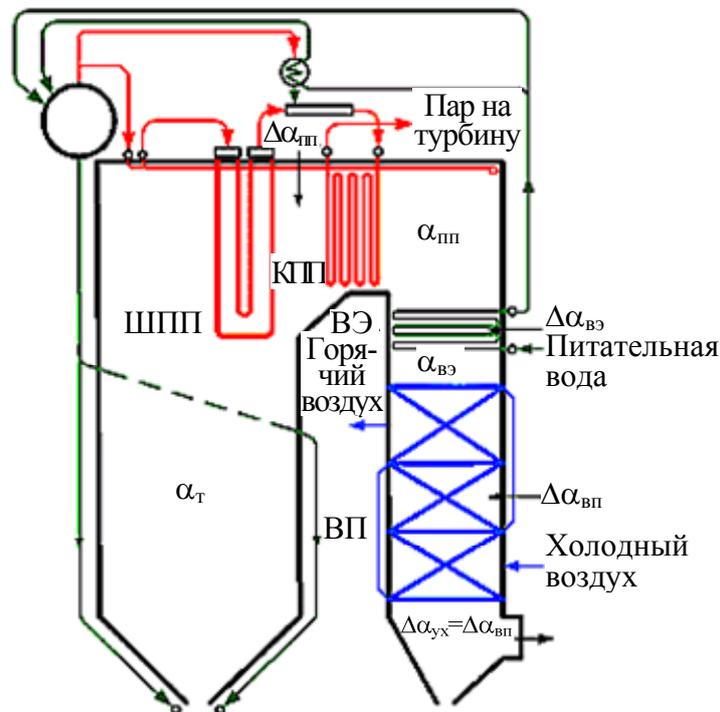


Рис. 3.1. Присосы воздуха по газоходам котельного агрегата и коэффициент избытка воздуха в топке

Характерные присосы воздуха в газоходах парового котла даны в табл. 3.3.

Таблица 3.3

**Расчетные присосы холодного воздуха в топках
и газоходах паровых котлов**

Поверхность нагрева	Обозначение	Присос
Топочная камера с современной натрубной или щитовой обмуровкой, гидравлическим уплотнением шлаковой шахты при отсутствии газоплотного экрана, сжигании твердых топлив, природного газа и мазута в котлах с $D \leq 89$ кг/с (320 т/ч)	$\Delta\alpha_T$	0,08–0,10
Топочная камера с современной натрубной или щитовой обмуровкой, гидравлическим уплотнением шлаковой шахты при отсутствии газоплотного экрана, сжигании твердых топлив, природного газа и мазута в котлах с $D > 89$ кг/с (320 т/ч), а также для котлов с меньшей производительностью при наличии металлической наружной обшивки топки	$\Delta\alpha_T$	0,05–0,07
То же для газомазутных котлов с $D > 89$ кг/с и с металлической обшивкой топки	$\Delta\alpha_T$	0,03
То же при наличии газоплотных экранов и работе топки под разряжением	$\Delta\alpha_T$	0,02
Поверхности, расположенные на выходе из топки (ширмовый пароперегреватель, фестон)	$\Delta\alpha_{пп}$	0
Поверхность пароперегревателя в горизонтальном газоходе (конвективный или ширмовый пароперегреватель)	$\Delta\alpha_{пп}$	0,03
Первичный или вторичный пароперегреватель в опускном газоходе (отдельно на каждый пакет)	$\Delta\alpha_{пп}$	0,03
Переходная зона	$\Delta\alpha_{пз}$	0,03
Водяной экономайзер при одноступенчатом выполнении или на каждую ступень при двухступенчатом выполнении	$\Delta\alpha_{вэ}$	0,02
Трубчатый воздухоподогреватель на каждую ступень	$\Delta\alpha_{вп}$	0,03
Регенеративный вращающийся воздухоподогреватель при $D \leq 50$ кг/с (180 т/ч)	$\Delta\alpha_{рвп}$	0,2
Регенеративный вращающийся воздухоподогреватель при $D > 50$ кг/с (180 т/ч)	$\Delta\alpha_{рвп}$	0,15

3.2. Расчет объемов воздуха и продуктов сгорания

Расчет объемов воздуха и продуктов сгорания проводится по общепринятой методике [2, 3, 5, 6].

Согласно заданию из табл. В1, В2 (приложение В) выбирается элементарный состав топлива.

Объемы воздуха и продуктов сгорания рассчитываются на 1 кг твердого или жидкого и 1 м³ сухого газообразного топлива.

Теоретический объем воздуха (м³/кг), необходимый для полного сгорания 1 кг твердого или жидкого топлива, определяется по формуле

$$V^0 = 0,0889(C^p + 0,375S_{\text{л}}^p) + 0,265H^p - 0,0333O^p. \quad (3.3)$$

Теоретический объем воздуха (м³/м³), необходимый для полного сгорания 1 кг газообразного топлива, определяется по формуле

$$V^0 = 0,0476[0,5CO + 0,5H_2 + 1,5H_2S + \sum (m + n/4)C_mH_n - O_2], \quad (3.4)$$

где m – число атомов углерода, n – число атомов водорода.

Действительное количество воздуха при сгорании может быть найдено по формуле

$$V_B = V_B^0 \alpha_T. \quad (3.5)$$

Полный объем уходящих дымовых газов состоит из объема продуктов сгорания и объема избыточного воздуха:

$$V_{\Gamma} = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 + 1,016 (\alpha_{\text{yx}} - 1) V_B^0. \quad (3.6)$$

В этой формуле объем сухих трехатомных газов при сжигании твердого топлива и мазута (м³/кг) равен

$$V_{\text{RO}_2} = 0,01866 (C^p + 0,375S_{\text{л}}^p), \quad (3.7)$$

при сжигании газа (м³/м³):

$$V_{\text{RO}_2} = 0,01(CO_2 + CO + H_2S + \sum m C_m H_n). \quad (3.8)$$

Теоретический объем азота в продуктах сгорания при сжигании твердого топлива и мазута (м³/кг):

$$V_{\text{N}_2}^0 = 0,79V^0 + 0,008N^p, \quad (3.9)$$

при сжигании газа (м³/м³):

$$V_{\text{N}_2}^0 = 0,79V^0 + 0,01N_2. \quad (3.10)$$

Теоретический объем водяных паров при сжигании твердого и жидкого топлива (м³/кг):

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,111H^p + 0,0124W^p + 0,0161V_{\text{B}}^0, \quad (3.11)$$

при сжигании газа ($\text{м}^3/\text{м}^3$):

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,01(\text{H}_2 + \text{H}_2\text{S} + \sum \frac{n}{2} C_m \text{H}_n + 0,124d_r) + 0,0161V_{\text{B}}^0, \quad (3.12)$$

где d_r – влагосодержание газообразного топлива, отнесенное к 1 м^3 сухого газа, $\text{г}/\text{м}^3$.

3.3. Расчет энтальпий воздуха, продуктов сгорания и температуры горения топлива

Энтальпии воздуха и продуктов сгорания рассчитываются на 1 кг твердого или жидкого и 1 м^3 сухого газообразного топлива.

Определение температуры горения топлива t_r проводят с помощью H, t -диаграммы, для построения которой необходимо рассчитать величину энтальпии продуктов сгорания при действительном коэффициенте избытка воздуха в топке. Расчет следует проводить для всего возможного диапазона температур в топочной камере от 800 до 2000°C (последовательно через каждые 200°C).

Определение энтальпии продуктов сгорания производится в следующем порядке.

В первую очередь необходимо вычислить энтальпию H_{B}^0 теоретического объема воздуха для выбранного диапазона температур у твердого топлива ($\text{кДж}/\text{кг}$) и газа ($\text{кДж}/\text{м}^3$):

$$H_{\text{B}}^0 = V_{\text{B}}^0 (ct)_{\text{B}}, \quad (3.13)$$

где V_{B}^0 – теоретический объем воздуха, необходимый для горения, рассчитанный выше; $(ct)_{\text{B}}$ – энтальпия 1 м^3 воздуха, $\text{кДж}/\text{м}^3$, выбирается для каждой температуры из табл. В3 (приложение В).

Затем вычисляется энтальпия теоретического объема продуктов сгорания в указанном выше диапазоне температур в топочной камере:

$$H_{\text{r}}^0 = V_{\text{RO}_2} (ct)_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 (ct)_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 (ct)_{\text{H}_2\text{O}}, \quad (3.14)$$

где V_{RO_2} , $V_{\text{N}_2}^0$, $V_{\text{H}_2\text{O}}^0$ – объемы трехатомных сухих газов, теоретические объемы азота и водяного пара, рассчитанные ранее; $(ct)_{\text{RO}_2}$, $(ct)_{\text{N}_2}$, $(ct)_{\text{H}_2\text{O}}$ – энтальпии 1 м^3 сухих трехатомных газов, теоретиче-

ских объемов азота и водяных паров, принимается согласно принятой температуре газов в топке из табл. В3 (приложение В).

Энтальпия избыточного количества воздуха:

$$H_{\text{в}}^{\text{изб}} = (\alpha_{\text{т}} - 1)H_{\text{в}}^0. \quad (3.15)$$

Энтальпия золы (кДж/кг):

$$H_{\text{зл}} = 0,01(ct)_{\text{зл}}A^{\text{п}}a_{\text{ун}}, \quad (3.16)$$

где $(ct)_{\text{зл}}$ – энтальпия 1 кг золы, выбирается из табл. В3 (приложение В); $A^{\text{п}}$ – приведенная зольность; $a_{\text{ун}}$ – коэффициент уноса золы, выбирается из табл. Б1, Б2 и Б4 (приложение Б).

Энтальпия продуктов сгорания при коэффициенте избытка воздуха $\alpha_{\text{т}}$, а также при любом $\alpha > 1$:

$$H_{\text{г}} = H_{\text{г}}^0 + H_{\text{в}}^{\text{изб}} + H_{\text{зл}}. \quad (3.17)$$

Энтальпия золы учитывается только при $a_{\text{ун}}A^{\text{п}} > 1,4\%$ кг/МДж.

По найденным значениям энтальпии и температуры продуктов сгорания строим кривую (рис. 3.2). Откладывая значение $H_{\text{г}} = Q_{\text{п}}^{\text{р}}$, найдем на пересечении с кривой, построенной для выбранного значения $\alpha_{\text{т}}$, соответствующую температуру горения $t_{\text{т}}$.

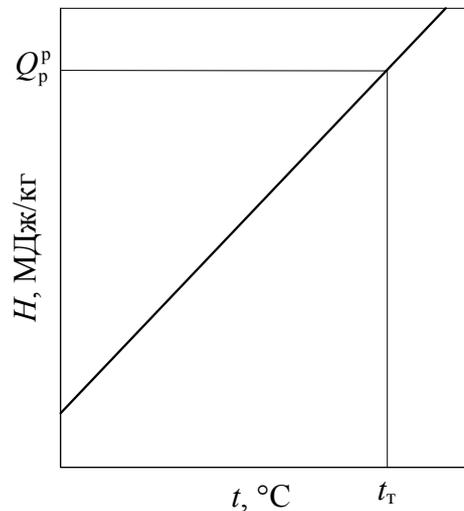


Рис. 3.2. Изменение энтальпии продуктов горения от температуры

Количество теплоты $Q_{\text{п}}^{\text{р}}$, (кДж/кг (кДж/м³)), внесенной в топочную камеру, состоит из теплоты $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$, полученной при сгорании 1 кг

(м³) топлива, теплоты $Q_{в.вн}$, поступающей с воздухом, физической теплоты топлива $Q_{тл}$, теплоты пара $Q_{п}$, поступающего в форсунки, и теплоты разложения карбонатов $Q_{к}$:

$$Q_p^p = Q_H^p + Q_{в.вн} + Q_{тл} + Q_{п} - Q_{к}; \quad (3.18)$$

$$Q_{в.вн} = c'_{рв.вн} V_{в.вн} t_{в.вн}; \quad (3.19)$$

$$Q_{тл} = c_{тл} t_{тл}, \quad (3.20)$$

где Q_H^p – низшая теплота сгорания топлива; $c'_{рв}$ и $c_{тл}$ – объемная и массовая изобарные теплоемкости воздуха и топлива (для случая отсутствия расчета воздухоподогревателя $t_{в.вн}$ может быть принята 30°C); $Q_{тл}$ учитывается только при предварительном подогреве мазута.

В большинстве случаев принимают $Q_p^p = Q_H^p$.

Энтальпия уходящих дымовых газов $H_{г}$ рассчитывается аналогично по формулам, приведенным выше для заданных α_{yx} и t_{yx} .

3.4. Расчет теплового баланса, коэффициента полезного действия и расхода топлива

Составление теплового баланса котла заключается в установлении равенства между поступившим в котел количеством тепла, называемым располагаемым теплом Q_p^p , и суммой полезно использованного тепла Q_1 и тепловых потерь Q_2, Q_3, Q_4, Q_5 и Q_6 . На основании теплового баланса вычисляются КПД и необходимый расход топлива.

Тепловой баланс составляется применительно к установившемуся тепловому состоянию котла на 1 кг твердого (жидкого) или 1 м³ газообразного топлива при 0°C и 101,3 кПа.

Общее уравнение теплового баланса котлоагрегата имеет вид:

$$Q_p^p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6, \quad (3.21)$$

или в процентах располагаемой теплоты:

$$q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 = 100, \quad (3.22)$$

где q_1 – полезное количество теплоты, затраченное на получение пара.

Потеря теплоты с уходящими газа q_2 (%):

$$q_2 = \frac{(H_{г} - \alpha_{yx} H_{в}^0)(100 - q_4)}{Q_p^p}, \quad (3.23)$$

где H_{Γ} – энтальпия уходящих газов, рассчитанная ранее; $H_{\text{в}}^0$ – энтальпия теоретического объема холодного воздуха, определяется при температуре $t_{\text{в.вн}} = 30^\circ$ по формуле

$$H_{\text{в}}^0 = V^0 (c'_p t)_{\text{в.вн}} = 39,8 V^0. \quad (3.24)$$

Потеря теплоты с химическим q_3 (%) и механическим q_4 (%) недожогом топлива зависят от вида топлива и способа его сжигания и принимаются на основании опыта эксплуатации паровых котлов согласно рекомендациям из табл. Б1–Б4 (приложение Б).

Потеря теплоты в окружающую среду q_5 (%), для стационарных котлов принимается по рис. 3.3 [2]. При производительности котла больше 250 кг/с принимается $q_5 = 0,2\%$.

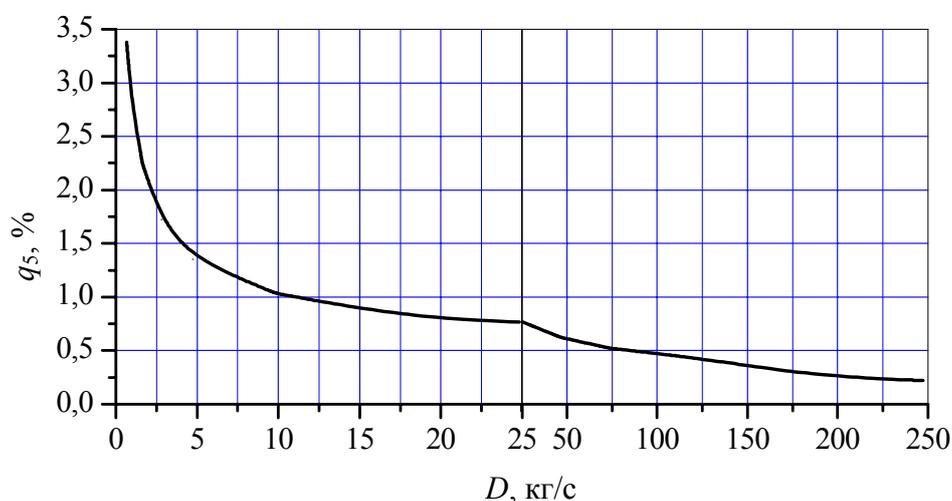


Рис. 3.3. Потеря тепла от наружного охлаждения

При нагрузках, отличающихся от номинальной больше чем на 25%, потери теплоты q_5 изменяются и пересчитываются по формуле

$$q_5 = q_5^{\text{н}} \frac{D_{\text{ном}}}{D}. \quad (3.25)$$

Разбивка потери тепла от наружного охлаждения котла по отдельным газоходам практически не сказывается на результатах расчета. Доли этой потери, приходящиеся на отдельные газоходы, для упрощения принимаются пропорциональными количеству тепла, отдаваемого газами в соответствующих газоходах. Поэтому при определении количества тепла, отданного газами, потеря от наружного охлаждения учитывается введением коэффициента сохранения тепла:

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{100}. \quad (3.26)$$

Потеря теплоты с физическим теплом шлака q_6 (%) обязательно учитывается при жидком шлакоудалении (при любой зольности топлива), а при твердом шлакоудалении – только в случае для многозольных топлив, когда $A^p > 2,5 Q_n^p$, где Q_n^p выражено в МДж/кг.

Расчет потерь с физическим теплом шлака (%) выполняется по формуле

$$q_6 = a_{\text{шл}}(ct)_{\text{шл}} A^p / Q_p^p, \quad (3.27)$$

где $a_{\text{шл}} = 1 - a_{\text{yh}}$ – доля шлакоулавливания в топочной камере; $(ct)_{\text{шл}}$ – энтальпия шлака, определяется по табл. В3 (приложение В).

При твердом шлакоудалении принимается $t_{\text{шл}} = 600^\circ\text{C}$ и $(ct)_{\text{шл}} = 560$ кДж/кг. В случае жидкого шлакоудаления температура жидкого шлака принимается равной $t_{\text{шл}} = (t_3 + 100)^\circ\text{C}$, а теплоемкость шлака при температурах от 1300 до 1700 $^\circ\text{C}$ может быть найдена по выражению $c_{\text{шл}} = 1,1 + 0,2(t_{\text{шл}} - 1300)/400$. При отсутствии данных о температуре жидкоплавкого состояния шлака t_3 принимают $t_{\text{шл}} = 1500^\circ\text{C}$, а энтальпию $(ct)_{\text{шл}} = 1800$ кДж/кг.

Значение a_{yh} принимается в зависимости от способа сжигания топлива по табл. Б1, Б2 и Б4 (приложение Б).

КПД брутто котельного агрегата (%) определяют методом обратного теплового баланса:

$$\eta_{\text{к.а}}^{\text{бр}} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6). \quad (3.28)$$

Расход топлива определяется по уравнению

$$B = D \left[(h_{\text{пп}} - h_{\text{пв}}) + 0,01p(h' - h_{\text{пв}}) \right] / (Q_n^p \eta_{\text{к.а}}^{\text{бр}}), \quad (3.29)$$

где D – расход выработанного перегретого пара, кг/с; $h_{\text{пп}}$ – энтальпия перегретого пара; $h_{\text{пв}}$ – энтальпия питательной воды; p – процент продувки; h' – энтальпия кипящей воды в барабане котла при температуре насыщения t_s .

Расход условного топлива (кг у. т./с):

$$B_{\text{у.т}} = B Q_n^p / Q_{\text{у.т}}, \quad (3.30)$$

где $Q_{\text{у.т}}$ – теплота сгорания условия топлива, $Q_{\text{у.т}} = 29,3$ МДж/кг у. т.

4. РАСЧЕТ ТЕПЛОБМЕННЫХ АППАРАТОВ

4.1. Конструктивные характеристики пароперегревателя, экономайзера, воздухоподогревателя и конденсатора

Пароперегреватель предназначен для повышения температуры пара, поступающего из испарительной системы котла. Он является одним из наиболее ответственных элементов котельного агрегата. В зависимости от определяющего способа передачи теплоты от газов пароперегреватели или отдельные их ступени разделяются на радиационные, полурadiационные и конвективные [7].

Радиационные пароперегреватели выполняются обычно из труб диаметром 22–54 мм. При высоких параметрах пара их размещают в топочной камере и большую часть теплоты они получают излучением от факела.

Конвективные и конвективно-радиационные пароперегреватели располагаются в горизонтальном газоходе или в начале конвективной шахты в виде плотных пакетов, образованных змеевиками с шагом по ширине газохода, равным 2,5–3 диаметрам трубы.

Пароперегреватели в зависимости от направления движения пара в змеевиках и потока дымовых газов могут быть прямоточными, противоточными и со смешанным направлением потоков (рис. 4.1).

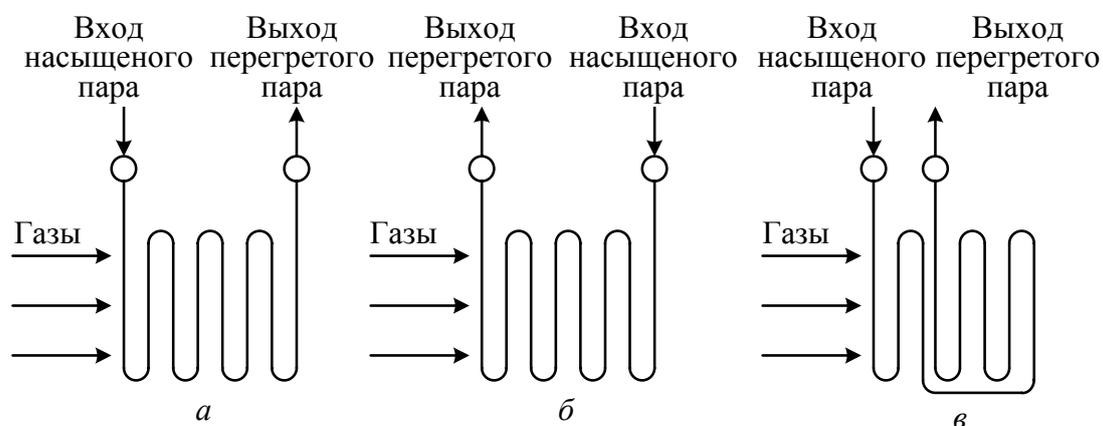


Рис. 4.1. Взаимное движение пара и газов в пароперегревателе:
а – прямоточное; б – противоточное; в – смешанное

Пароперегреватель выполняется в виде пучка стальных труб с внутренним диаметром трубы d_1 и наружным d_2 , равным 35–42 мм с толщиной стенки $\Delta = 5–7$ мм для высоких и сверхкритических давлений и 42–50 мм с $\Delta = 4–5$ мм для промежуточных. Он омывается снаружи поперечно дымовыми газами, имеющими на входе темпе-

ратуру t'_2 и среднюю скорость движения w_2 в узком сечении пучка. Расположение труб в пучке коридорное, причем поперек потока шаг S_1 , а вдоль потока продольный шаг S_2 .

Перегреву подвергается насыщенный водяной пар в количестве D (табл. А1, приложение А) при постоянном давлении $p_{\text{пп}}$ до температуры $t_{\text{пп}}$ (табл. А2, приложение А), средняя скорость движения пара в трубах пароперегревателя w_1 (табл. А3, приложение А).

Экономайзер применяют для нагрева питательной воды, поступающей в барабан котла, с целью использования теплоты продуктов сгорания топлива [7]. При наличии двух барабанов питательная вода подается в верхний.

Поверхности нагрева экономайзеров изготавливаются из чугуна или стали. По конструкции поверхности нагрева бывают гладкотрубные, из чугунных ребристых труб и из стальных ребристых труб. Оребрение выполняется по газовой стороне.

По величине подогрева воды экономайзеры делятся на два типа: некипящие и кипящие. В некипящих экономайзерах вода на выходе имеет температуру на 40–50°C ниже температуры насыщения и их устанавливают на котлах низкого давления (до 2,4 МПа). Скорость продуктов сгорания в экономайзере должна быть равной: при сжигании мазута и газа 6–9 м/с; при сжигании твердого топлива 7–10 м/с. Скорость воды обеспечивается равной 0,5–1 м/с.

В кипящих экономайзерах вода подогревается до температуры насыщения в котле и частично (до 20%) испаряется. Коэффициент теплоотдачи к воде находится в интервале 3000–4000 Вт/(м²·К). Скорость продуктов сгорания в этих экономайзерах принимают до 12 м/с при сжигании твердого топлива и до 16–20 м/с для газа и мазута.

Стальные экономайзеры изготавливают из гладких труб наружного диаметра $d_n = 28–38$ мм при толщине стенки 2,5–3,5 мм и ими укомплектовывают котлы с давлением свыше 2,2 МПа. Стальные трубы изгибают в виде горизонтальных змеевиков (рис. 4.2). Концы труб приваривают к коллекторам. По направлению движения продуктов сгорания шаг змеевиков равен $\sigma_2 = S_2 / d_n = 1,25$. Трубы экономайзера обычно располагают в шахматном порядке. Стальные экономайзеры бывают некипящего и кипящего типов.

Поверхность нагрева экономайзера разделяют на несколько пакетов высотой до 1 м, между которыми предусматривают разрывы 600–800 мм, что необходимо для лучшего обслуживания экономайзера, проведения ремонта и монтажа.

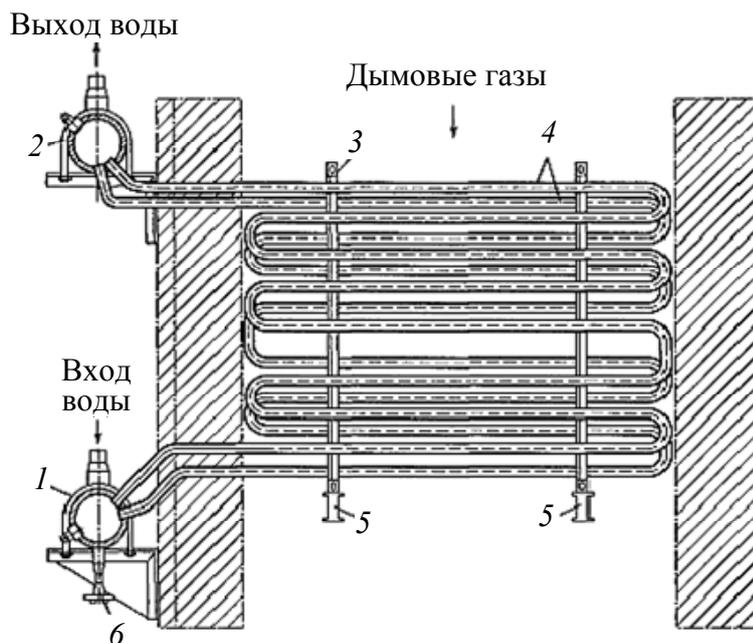


Рис. 4.2. Стальной змеевиковый экономайзер:

1 – нижний коллектор; 2 – верхний коллектор; 3 – опорная стойка;
4 – змеевики; 5 – опорные балки (охлаждаемые); 6 – спуск воды

Заменяя традиционные гладкотрубные экономайзеры на экономайзеры из стальных круглых труб с поперечными ленточными стальными ребрами, получают возможность ощутимо уменьшить удельный расход металла, работающего под давлением, снизить общую металлоемкость, уменьшить эксплуатационные затраты, сократить габариты газоходов.

Чугунные экономайзеры собираются из литых чугунных ребристых труб и соединяются чугунными калачами (коленами) таким образом, чтобы питательная вода, поданная в одну из крайних нижних труб экономайзера через соединительные калачи, могла последовательно проходить снизу вверх по всем трубам. После этого вода с требуемой температурой поступает в барабан котла. Эти экономайзеры выпускаются отдельными блоками (секциями), применяются при давлении не выше 2,4 МПа и относятся к некипящему типу. Чугунные экономайзеры устойчивы к сернокислотной коррозии.

В экономайзере питательная вода подогревается от температуры $t_{\text{пв}}$ (табл. А2, приложение А) на входе до температуры $t''_{\text{в}}$ на выходе, которая может быть принята на 10°C ниже температуры $t_{\text{с}}$ насыщенного пара. Подогрев осуществляется дымовыми газами с температурой $t'_{\text{г}}$ на входе трубного пучка с внутренним диаметром труб d_1 и внешним d_2 , расположенных с шагом S_1 поперек и S_2 вдоль по-

тока газов. Средняя скорость движения воды в трубах – w_1 , средняя скорость дымовых газов в узком сечении трубного пучка – w_2 (табл. А4, приложение А).

Расход питательной воды через экономайзер (кг/с):

$$D_{вз} = D(1 + p / 100),$$

где D – паропроизводительность котла, кг/с; p – величина непрерывной продувки, %.

Воздухоподогреватель предназначен для нагрева подаваемого в топку воздуха в целях повышения эффективности горения топлива за счет использования теплоты уходящих газов [8].

Оптимальная величина подогрева воздуха в воздухоподогревателе зависит от рода сжигаемого топлива, его влажности, типа топочного устройства и колеблется от 200°С для каменных углей, сжигаемых на цепной решетке (во избежание перегрева колосников), и 250°С для торфа, сжигаемого на тех же решетках, до 350–450°С при сжигании жидкого и пылевидного топлива в камерных топках.

Температура воздуха, поступающего в воздухоподогреватель, должна быть не менее чем на 10–15°С выше точки росы дымовых газов во избежание коррозии холодного конца воздухоподогревателя в результате конденсации водяных паров, содержащихся в дымовых газах, а также забивания при этом проходных каналов для газов налипающей на влажные стенки золой. Эти условия можно соблюсти двумя путями: повышением температуры уходящих газов и потерей теплоты, что экономически невыгодно, или установкой специальных устройств для подогрева воздуха перед его поступлением в воздухоподогреватель.

По принципу действия воздухоподогреватели разделяются на рекуперативные и регенеративные. В рекуперативных воздухоподогревателях тепло от газов к воздуху передается через разделяющую их неподвижную металлическую стенку трубы. Как правило, это стальные трубчатые воздухоподогреватели (диаметр трубок 25–40 мм). Схема такого подогревателя приведена на рис. 4.3. Трубки в нем расположены обычно вертикально, внутри них движутся продукты сгорания; воздух омывает их поперечным потоком в несколько ходов, организуемых за счет перепускных воздухопроводов (коробов) и промежуточных перегородок.

Газ в трубках движется со скоростью 8–15 м/с, воздух между трубками – вдвое медленнее. Это позволяет иметь примерно равные коэффициенты теплоотдачи с обеих сторон стенки трубы.

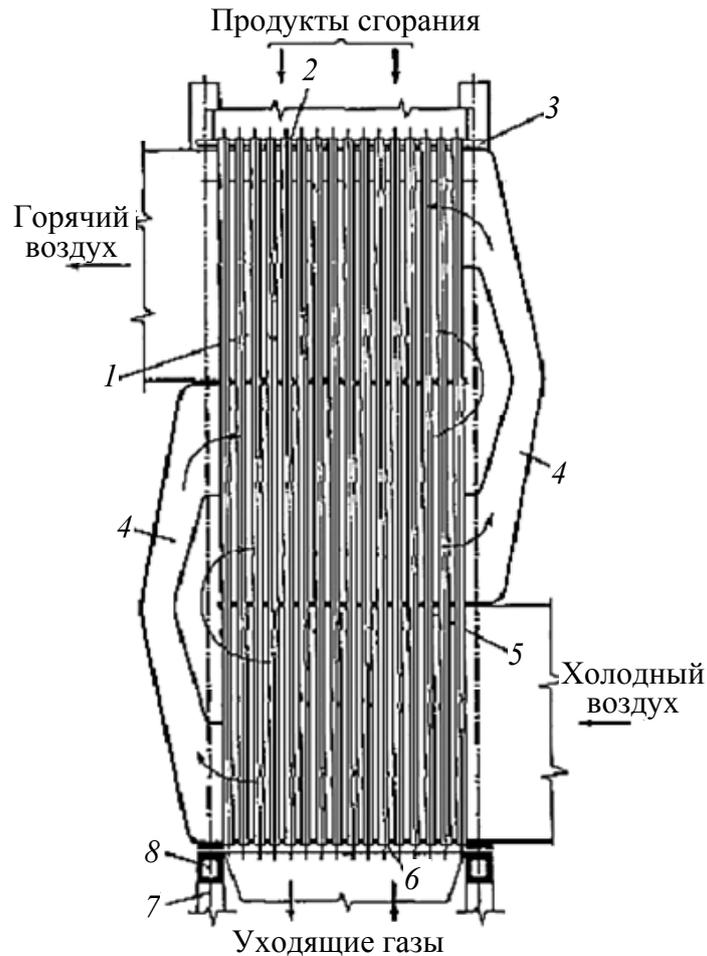


Рис. 4.3. Трубчатый воздухоподогреватель:
 1 – стальные трубы; 2, 6 – верхняя и нижняя
 трубные доски; 3 – компенсатор тепловых рас-
 ширений; 4 – воздухоперепускной короб;
 5 – промежуточная трубная доска;
 7, 8 – опорные рама и колонны

Воздух нагревается от температуры $t'_в = 30^\circ\text{C}$ до $t''_в$ дымовыми газами с температурой $t'_г$, уходящими из экономайзера (табл. А5, приложение А).

Воздух движется поперек трубного пучка со средней скоростью w_2 в узком сечении, причем пучок имеет шахматное расположение стальных труб, у которых внутренний диаметр d_1 , внешний – d_2 , шаги в пучке: поперек потока S_1 и вдоль потока S_2 .

Дымовые газы движутся внутри труб со средней скоростью w_1 и на входе имеют температуру $t'_г$.

В табл. 4.1 даны характеристики трубных пучков поверхностей нагрева котлов.

Таблица 4.1

**Конструктивные характеристики
гладкотрубных поверхностей нагрева котлов**

Элемент поверхности	Диаметр d_2 и толщина стенки Δ , мм		Шаги труб	
	d_2	Δ	$\sigma_1 = S_1 / d_2$	$\sigma_2 = S_2 / d_2$
Пароперегреватель радиационный	32, 42	4–6	1,1	–
ширмовый	32, 36, 42	4–6	17–21	1,1
змеевиковый ленточный	32, 36, 38	4–6	4,5–7,0	1,8–2,0
змеевиковый коридорного и шахматного типа	32, 36, 38	4–6	2,3–6,5	1,5–2,5
Промежуточный пароперегреватель	42, 45, 50	3,5–5,5	2,5–3,5	1,4–1,6
Экономайзер	28, 32	4–6	2,3–3,0	1,25–1,7
Воздухоподогреватель трубчатый	40	1,5	1,35	1,01

Конденсатор – пароводяной теплообменник, используется для конденсации пара на выходе из турбины и отвода теплоты охлаждающей водой. Поверхностные конденсаторы в общем случае конструктивно включают в себя корпус, внутри которого расположены конденсаторные трубки, водяные камеры, отделенные от парового пространства трубными досками, конденсаторосборник [9].

Выбор расположения оси конденсатора определяется как конструктивными, так и (главным образом) эксплуатационными соображениями. Эксплуатационные преимущества горизонтального расположения конденсаторных трубок состоят в следующем: при горизонтальном расположении исключаются большие толщины пленок на поверхности трубок; конденсат, стекающий с вышерасположенных трубок на нижерасположенные в виде капель или струек, способствует срыву пленки с нижележащих трубок, что приводит к увеличению среднего коэффициента теплопередачи.

Схема устройства поверхностного конденсатора показана на рис. 4.4. Пар из турбины поступает в корпус конденсатора *1* через горловину *14*, имеющую фланец *6* для присоединения к выхлопу турбины. В цилиндрической части конденсатора расположена система прямых охлаждающих труб *5*, закрепленных с обеих сторон в трубных досках *4*. Трубная система располагается в корпусе *1* так, что обе стороны ее образуют камеры *15* и *16* меж-

ду трубными досками и крышками корпуса 2 и 3. Охлаждающая вода по подводящей трубе 11 поступает в нижнюю часть камеры 15 (входная камера), проходит по нижнему пучку труб и поступает в другую поворотную камеру 16. Из поворотной камеры вода проходит по верхнему пучку трубок в направлении, обратном первоначальному, после чего удаляется из верхней части выходной камеры 17, отделенной перегородкой 13 от входной камеры, по трубе 12.

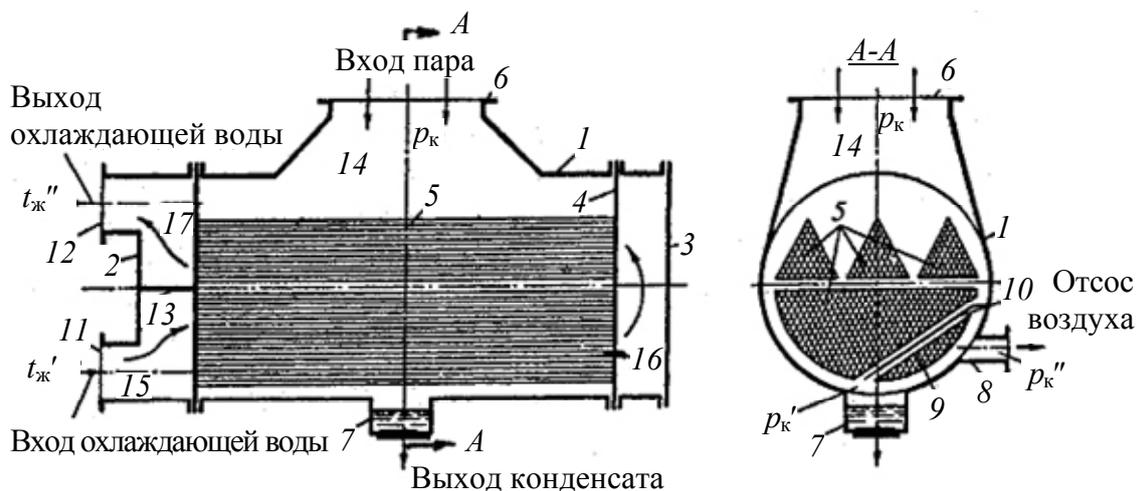


Рис. 4.4. Схема двухходового поверхностного конденсатора:

1 – корпус; 2, 3 – крышки корпуса; 4 – трубные доски; 5 – трубы; 6 – фланец; 7 – патрубок выхода конденсата; 8 – патрубок для отсоса воздуха; 9 – трубная поверхность; 10 – перегородка; 11 – подводящий патрубок; 12 – отводящий патрубок; 13 – перегородка; 14 – горловина; 15, 16, 17 – входная, поворотная и выходная камеры

Конденсаторы с такой схемой движения воды в двух направлениях называют *двухходовыми*. Аналогично этому могут быть выполнены одноходовые, а также трех- и четырехходовые конденсаторы.

В расчете принимается, учитывая наличие продувки котла и регенеративных отборов пара в турбине, что в конденсатор поступает насыщенный пар в количестве $0,7D$ (табл. А1) при давлении в конденсаторе p_2 (табл. А2, приложение А).

Конденсатор выполнен в виде горизонтального теплообменника с применением латунных трубок размером d_2 / d_1 , внутри которых движется вода со скоростью $w_{ж}$ и нагревается от температуры $t_{ж}'$ до $t_{ж}''$ (табл. А6, приложение А), причем температура $t_{ж}'$ на 4°C ниже температуры t_s насыщенного пара в конденсаторе.

4.2. Указания к расчету теплообменников

В качестве поверхности теплообмена пароперегревателя, экономайзера, воздухоподогревателя и конденсатора ПТУ берутся круглые трубы (рис. 4.5). Поток одного из теплоносителей проходит внутри труб, а другого – омывает поперечно пучок труб снаружи. В соответствии с заданием на проектирование трубы выбираются гладкие или ребристые со спиральными круглыми ребрами. Причем при поперечном течении потока пучки могут иметь коридорную или шахматную компоновку.

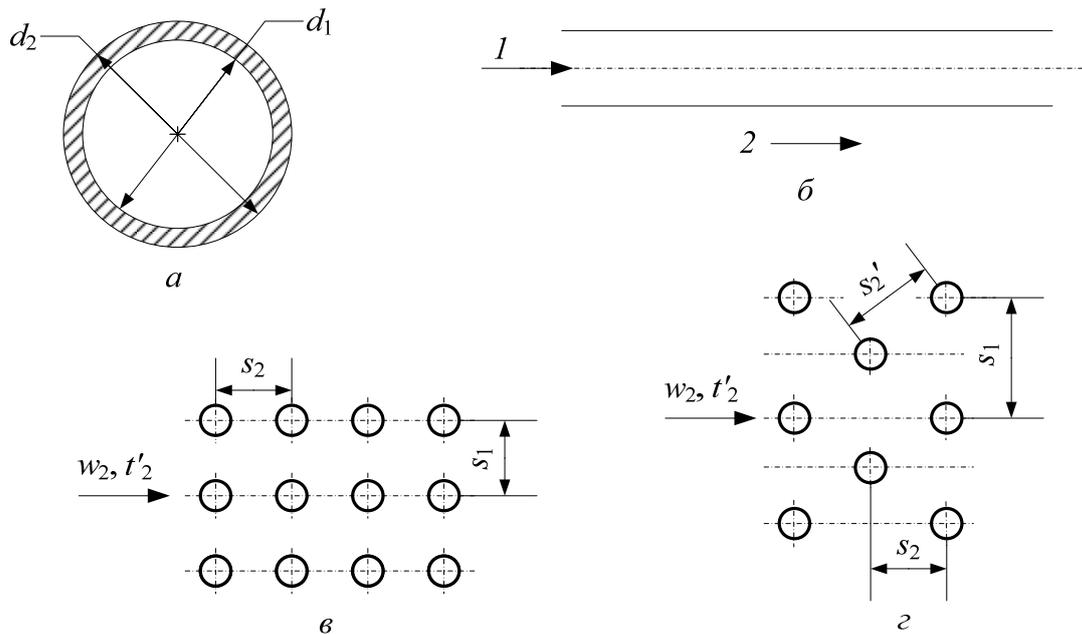


Рис. 4.5. Компоновка поверхностей теплообмена из гладких труб (а) при продольном (б) и поперечном обтекании коридорного (в) и шахматного (г) пучков труб

Основные расчетные уравнения рекуперативных теплообменных аппаратов, к которым относятся пароперегреватель, экономайзер, воздухоподогреватель и конденсатор ПТУ, следующие:

уравнение теплопередачи

$$Q = k\bar{\Delta}tF_2; \quad (4.1)$$

уравнение теплового баланса нагреваемого теплоносителя (перегретый водяной пар, вода, воздух)

$$Q = Gc_p(t_1'' - t_1') = G(h_1'' - h'); \quad (4.2)$$

уравнение теплового баланса охлаждаемого теплоносителя (газообразные продукты сгорания топлива, конденсирующийся водяной пар)

$$Q = Vc_p'(t_2' - t_2'') = G(H' - H''), \quad (4.3)$$

где Q – тепловой поток, кВт; k – коэффициент теплопередачи, кВт/(м²·К); Δt – температурный напор, °С; F_2 – поверхность теплопередачи – гладкая наружная поверхность труб, м²; G и V – массовый расход теплоносителя и объемный (при нормальных условиях) расход продуктов сгорания, кг/с и м³/с; c_p, c_p' – средние изобарные теплоемкости – массовая и объемная, кДж/(кг·К) и кДж/(м³·К); t', t'' – температуры теплоносителя соответственно на входе в теплообменник и на выходе из него, °С; h', h'' – энтальпии нагреваемой среды соответственно на входе в теплообменник и на выходе из него, кДж/кг (кДж/м³); H' и H'' – энтальпии продуктов сгорания на входе и выходе поверхности нагрева, кДж/кг (кДж/м³). Индексы: 1 – относится к потоку теплоносителю внутри труб; 2 – относится к потоку теплоносителя снаружи труб.

При расчете конвективных поверхностей нагрева в соответствии с нормами расчета [2] вместо теплового потока может использоваться теплота Q_B , воспринятая конвекцией и межтрубным излучением, отнесенная к 1 кг (м³) топлива (кДж/кг (кДж/м³)):

$$Q_B = \frac{k\bar{\Delta t}F_2}{B}, \quad (4.1a)$$

где B – расчетный расход топлива, кг/с (м³/с).

Тогда уравнения теплового баланса для тепла, отданного дымовыми газами и воспринятого нагреваемой средой, имеют вид:

$$Q_B = \varphi(H' - H'' + \Delta\alpha H_{пр}); \quad (4.2a)$$

$$Q_B = \frac{D}{B}(h'' - h'), \quad (4.3a)$$

где φ – коэффициент сохранения тепла, определяется по формуле (3.26); $\Delta\alpha$ – присос воздуха в газоход; $H_{пр}$ – энтальпия теоретически необходимого количества присасываемого воздуха (определяется по температуре присасываемого воздуха для всех газоходов), кДж/кг (кДж/м³); D – массовый расход нагреваемой среды, кг/с.

Цель расчета – определение основного конструктивного параметра теплообменника – поверхности теплообмена – с использованием уравнений теплопередачи и теплового баланса (4.1)–(4.3) или (4.1a)–(4.3a).

Коэффициент теплопередачи для рекуперативных теплообменных аппаратов k (Вт/(м²·К)), отнесенный к гладкой наружной поверхности цилиндрической трубы:

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_1} \frac{d_2}{d_1} + R_{31} + \frac{d_2}{2\lambda_{\text{ст}}} \ln \frac{d_2}{d_1} + R_{32} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1}, \quad (4.4)$$

где α_1, α_2 – коэффициенты теплоотдачи, Вт/(м²·К); d_1 и d_2 – диаметры трубы, м; R_{31}, R_{32} – термические сопротивления загрязняющих отложений, м²·К/Вт; $\lambda_{\text{ст}}$ – теплопроводность материала стенки, Вт/(м·К). Индексы: 1 – относится к внутренней поверхности трубы; 2 – относится к наружной поверхности трубы.

4.2.1. Теплоотдача при течении жидкости и газа в каналах. Коэффициенты теплоотдачи, средние по поверхности теплообмена при течении в длинных прямых гладких трубах, рассчитываются с использованием известных уравнений подобия:

для ламинарного режима течения потока ($Re \leq 2300$)

$$Nu = \left(3,65 + \frac{0,19(Re d_1/L)^{0,8}}{1 + 0,117(Re d_1/L)^{0,467}} \right); \quad (4.5)$$

для переходного режима течения потока ($2300 \leq Re \leq 10\,000$)

$$Nu = 0,116(Re^{2/3} - 125)Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_c} \right)^{0,14} \left(1 + (d_1/L)^{2/3} \right); \quad (4.6)$$

для турбулентного режима течения потока ($Re \geq 10\,000$)

$$Nu = 0,021Re^{0,8}Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25}, \quad (4.7)$$

где $Nu = \alpha_1 l / \lambda$ – число Нуссельта; $Pe = RePr$ – число Пекле; $Re = w_1 l / \nu$ – число Рейнольдса; w_1 – скорость потока в трубе, м/с; $l = d_1$ – характерный размер при течении потока внутри круглых труб, м; ν – кинематическая вязкость, м²/с; $Pr = \mu c_p / \lambda$ – число Прандтля; L – длина трубы; $\mu = \nu \rho$ – динамическая вязкость, Па·с; ρ – плотность, кг/м³; индекс «с» – стенка.

В общем случае для других сечений каналов, отличающихся от круглого, и при продольном наружном обтекании пучков труб в качестве характерного размера берется эквивалентный диаметр:

$$d_3 = \frac{4f}{\Pi}, \quad (4.8)$$

где f – площадь сечения канала для потока теплоносителя, м²; Π – смачиваемый периметр, м.

4.2.2. Теплоотдача при поперечном обтекании газом пучка гладких труб. Среднее число Нуссельта при поперечном и косом обтекании пучков труб рабочим веществом ($Pr \geq 0,5$) рассчитывается по формуле

$$Nu = C_\beta C_z Nu_0, \quad (4.9)$$

где $Nu = \alpha_2 d_2 / \lambda$ – число Нуссельта; C_β – поправочный коэффициент, учитывающий угол набегания потока, образованный линией, параллельной потоку, и осью трубы; C_z – коэффициент, учитывающий число рядов труб в пучке по глубине.

Число Nu_0 для глубинного ряда z в пучке труб, входящее в выражение (4.9), определяется по формуле

$$Nu_0 = C Re^n Pr^{0,36}, \quad (4.10)$$

где $Re = w_2 d_2 / \nu$ – число Рейнольдса; w_2 – скорость потока в живом сечении, м/с; $Pr = \mu c_p / \lambda$ – число Прандтля.

Значения параметров C и n для шахматных и коридорных пучков труб даны в табл. 4.2. За характерный размер принимается наружный диаметр трубы d_2 .

Таблица 4.2

Значения параметров C и n

Шахматные пучки			Коридорные пучки		
Re	C	n	Re	C	n
$1,6 \leq Re \leq 40$	1,04	0,4	$1,6 \leq Re \leq 10^2$	0,9	0,4
$40 < Re < 10^3$	0,71	0,5	$10^2 < Re < 10^3$	0,52	0,5
$10^3 < Re < 2 \cdot 10^5$	0,36	0,6	$10^3 < Re < 2 \cdot 10^5$	0,26	0,63
$Re > 2 \cdot 10^5$	0,021	0,84	$Re > 2 \cdot 10^5$	0,02	0,84

Значения поправочных коэффициентов C_β и C_z рассчитываются по формулам:

поправка на угол набегающего потока

$$C_\beta = 0,34019 + 0,01194\beta - 5,09658 \cdot 10^{-5}\beta^2; \quad (4.11)$$

поправка на рядность шахматного пучка ($z \leq 16$)

$$C_z = 0,98663 - 0,36513 \exp [-(z - 0,92228) / 2,24791]; \quad (4.12)$$

поправка на рядность коридорного пучка ($z \leq 16$)

$$C_z = 0,99233 - 0,28543 \exp [-(z - 0,92228) / 2,84146]. \quad (4.13)$$

При расчете теплоотдачи в качестве определяющей температуры берется средняя температура потока рабочей среды в пучке. Теплоотдача не зависит от расположения труб в пучке при оптимальном продольном $\sigma_1 = S_1 / d_2$ и поперечном $\sigma_2 = S_2 / d_2$ шагах для шахматной компоновки при $\sigma_1 / \sigma_2 = 0,3-0,6$ и для коридорной при $2 < \sigma_2 < 6$.

4.2.3. Теплоотдача при поперечном обтекании газом пучка труб с поперечными круглыми ребрами. Типичная поверхность теплообмена дана на рис. 4.6. Эффективность ребристых поверхностей характеризуется вспомогательными параметрами: коэффициентом оребрения, отношением поверхности ребер ко всей оребренной поверхности, коэффициентом сужения. В нашем случае для круглых ребер коэффициент оребрения

$$\varphi = 1 + \frac{2h(d_2 + h + \delta)}{d_2 + t}, \quad (4.14)$$

где h – высота ребра, м; δ – толщина ребра, м; t – шаг ребер, м.

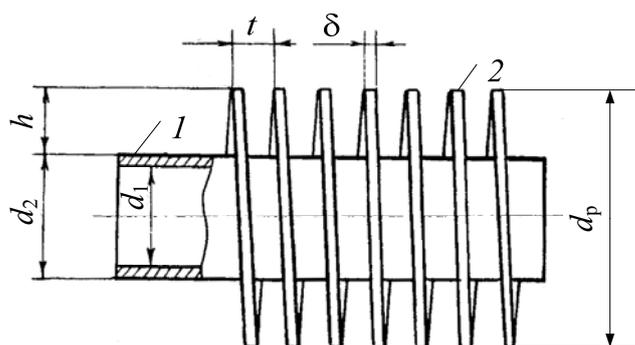


Рис. 4.6. Труба с приварными спирально-ленточными ребрами:
1 – несущая стальная труба; 2 – спиральное приварное ребро

Отношение поверхности ребер ко всей ребристой поверхности:

$$\psi = \frac{F_p}{F_n} = \frac{2h(d_2 + h + \delta) + d_2\delta}{2h(d_2 + h + \delta) + d_2t}, \quad (4.15)$$

где F_p – поверхность ребер, m^2 ; F_n – полная поверхность оребренной трубы, m^2 .

Коэффициент сужения (живого сечения):

$$c_f = 1 - \frac{d_1 + 2h(\delta/t)}{s_1}, \quad (4.16)$$

где s_1 – поперечный шаг труб в пучке.

Характерный размер определяется по формуле

$$l = (1 - \psi)d_2 + \psi\sqrt{\frac{\pi}{4}(d_p^2 - d_2^2)}, \quad (4.17)$$

где d_p – диаметр ребер, м.

Среднее число Нуссельта при поперечном обтекании пучков труб рабочим веществом рассчитывается по формулам [10]:

для шахматных пучков

$$\text{Nu}_l = 0,36C_z \left(\frac{s_1 - d}{s'_2 - d} \right)^{0,1} \varphi^{0,5} \text{Re}_l^n \text{Pr}^{0,33}, \quad (4.18)$$

для коридорных пучков

$$\text{Nu}_l = 0,2C_z C_s \varphi^{-0,7} \text{Re}_l^n \text{Pr}^{0,33}, \quad (4.19)$$

где $n = 0,6\varphi^{0,07}$.

Поправочный коэффициент на количество поперечных рядов в шахматном пучке:

$$c_z = 0,6905 + 0,12002z - 0,01142z^2 \quad \text{при } z < 4;$$

$$c_z = 1 \quad \text{при } z \geq 4.$$

Поправочный коэффициент на количество поперечных рядов и коэффициент формы в коридорном пучке:

$$c_z = 1,499 - 0,31736z + 0,07021z^2 - 0,00553z^3 \quad \text{при } z < 4;$$

$$c_z = 1 \quad \text{при } z \geq 4.$$

$$c_s = -7,026 + 19,582\sigma_2 - 18,556\sigma_2^2 + 7,887\sigma_2^3 - 1,251\sigma_2^4 \quad \text{при } \sigma_2 = s_2/d < 2;$$

$$c_s = 1 \quad \text{при } \sigma_2 = s_2/d \geq 2.$$

Конвективный коэффициент теплоотдачи $\alpha_{2к}$, определяемый для ребристых труб из уравнений подобия (4.18)–(4.19), относится ко всей оребренной поверхности. Приведенный коэффициент теплоотдачи к гладкой наружной поверхности трубы определяется по формуле

$$\alpha_2 = \alpha_{2к} [1 - \psi(1 - E)] \varphi, \quad (4.20)$$

где $E = \frac{\text{th}(\beta h)}{\beta h} \left\{ 1 - 0,372 \left[1 - \frac{1}{\text{ch}(\beta h)} \right] \ln \frac{d_p}{d_2} \right.$ – тепловая эффективность

ребра; $\beta = \sqrt{2\alpha_{2к}/(\lambda_p \delta)}$.

4.2.4. Теплоотдача при пленочной конденсации. Принимаем, что конденсируется медленно движущийся (неподвижный) пар.

Для неметаллических жидкостей при конденсации на горизонтальных трубах средний коэффициент теплоотдачи ($\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$) определяется по формуле [3]

$$\alpha = 0,725 \left[\frac{\lambda^3 g (\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{п}}) \Delta h}{\nu \Delta t d_2} \right]^{1/4} \varepsilon_t \Psi_n, \quad (4.21)$$

где λ , $\rho_{\text{ж}}$, ν – теплопроводность, плотность и кинематическая вязкость жидкой пленки при t_s ; g – ускорение свободного падения; $\rho_{\text{п}}$ – плотность насыщенного пара; Δh – разность энтальпий рабочего вещества на входе и выходе из конденсатора; $\Delta t = t_s - t_c$; t_s – температура насыщения; t_c – температура стенки; $\varepsilon_t = [(\lambda_c/\lambda)^3 (\mu/\mu_c)]^{1/8}$ – поправка на переменность физических свойств конденсата; Ψ_n – коэффициент, учитывающий изменение скорости пара по мере прохождения горизонтальных рядов труб и натекание конденсата с верхних рядов на нижние.

При движении пара сверху вниз

$$\Psi_n = n_{\text{ср}}^{-0,167}, \quad (4.22)$$

где $n_{\text{ср}}$ – среднее число труб по вертикали для коридорного пучка и половина этого числа для шахматного пучка. Для расчета $n_{\text{ср}}$ шахматного пучка труб, расположенного в круглой обечайке (корпусе), может быть применена формула

$$n_{\text{ср}} = 1,0393 (\sqrt{\pi n} / 2) (S_1 / S_2), \quad (4.23)$$

где n – общее число труб; S_1 и S_2 – шаг труб по горизонтали и вертикали.

4.2.5. Сложный теплообмен. Перенос теплоты от продуктов сгорания топлива к поверхности теплообмена в конвективно-радиационном пароперегревателе осуществляется как за счет конвекции, так и за счет излучения.

В этом случае коэффициент теплоотдачи в формуле (4.4) представляет собой эффективную величину с учетом сложного теплообмена:

$$\alpha_2 = \alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{л}}, \quad (4.24)$$

где $\alpha_{\text{к}}$ – конвективный коэффициент теплоотдачи, рассчитываемый для конкретных условий обтекания поверхности теплообмена по

одной из зависимостей (4.9) или (4.18)–(4.20); $\alpha_{\text{л}}$ – условный лучистый коэффициент теплоотдачи.

Лучистая составляющая теплоотдачи $q_{\text{л}}$ продуктов сгорания определяется через результирующую плотность теплового потока:

$$q_{\text{л}} = \sigma \varepsilon'_w (\varepsilon_{\text{г}} \bar{T}_{\text{г}}^4 - A_{\text{г}} T_w^4), \quad (4.25)$$

$$\bar{T}_{\text{г}} = (\bar{T}'_{\text{г}} + \bar{T}''_{\text{г}}) / 2, \quad (4.26)$$

где σ – постоянная Стефана – Больцмана; ε'_w – эффективная степень черноты наружной стенки; $\varepsilon_{\text{г}}$ – степень черноты дымовых газов; $A_{\text{г}}$ – поглощательная способность дымовых газов; $\bar{T}_{\text{г}}, T_w$ – средняя температура продуктов сгорания и стенки, К.

Эффективная степень черноты стенки определяется соотношением

$$\varepsilon'_w = \frac{\varepsilon_w}{1 - (1 - \varepsilon_w)(1 - A_{\text{г}})}, \quad (4.27)$$

где ε_w – степень черноты материала стенки.

Степень черноты компонентов излучающего газа CO_2 и H_2O зависит от температуры T , парциального давления p_i и длины луча $l_{\text{эф}}$ в газовом объеме. Для прикладных расчетов построены диаграммы в виде зависимости $\varepsilon_{\text{г}} = f(p_i l_{\text{эф}}, T)$, которые даны на рис. Г1 и Г2 (приложение Г) [11].

Парциальное давление определяется с использованием значений объемов продуктов сгорания, рассчитанных ранее:

$$p_i = p r_i, \quad (4.28)$$

где p – давление продуктов сгорания, принимаем равным 0,1 МПа; $r_i = V_i / V$ – объемная доля компонента продукта сгорания с объемом V_i .

Эффективная длина луча определяется из приближенного соотношения

$$l_{\text{эф}} = \frac{3,6V_{\text{п}}}{F_{\text{п}}}, \quad (4.29)$$

где $V_{\text{п}}$ – объем излучающей полости, где установлена тепловоспринимающая поверхность; $F_{\text{п}}$ – площадь ограждающих поверхностей.

Степень черноты продуктов сгорания CO_2 и H_2O равна

$$\varepsilon_{\text{г}} = \varepsilon_{\text{CO}_2} + \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}. \quad (4.30)$$

Интегральная поглощательная способность продуктов сгорания связана со степенью черноты следующим образом:

$$A_{\text{CO}_2} = \varepsilon_{\text{CO}_2} \left(\bar{T}_\Gamma / T_w \right)^{0,65}; \quad (4.31)$$

$$A_{\text{H}_2\text{O}} = \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} \left(\bar{T}_\Gamma / T_w \right)^{0,45}; \quad (4.32)$$

$$A_\Gamma = A_{\text{CO}_2} + A_{\text{H}_2\text{O}}. \quad (4.33)$$

Условный лучистый коэффициент теплоотдачи, входящий в эффективный коэффициент теплоотдачи (4.24) как аддитивная составляющая к конвективной теплоотдаче, равен

$$\alpha_\Gamma = \frac{q_\Gamma}{(\bar{T}_\Gamma - T_w)}. \quad (4.34)$$

4.2.6 Расчет поверхностей теплообмена. На основе заданных исходных данных температур потоков и расхода по уравнениям теплового баланса (4.2)–(4.3) рассчитывается тепловой поток анализируемого аппарата.

Затем с учетом конструктивных особенностей и свойств потоков дымовых газов и теплоносителей рассчитываются коэффициенты теплоотдачи по соответствующим формулам пунктов 4.2.1–4.2.5 данного раздела.

В случае сложного теплообмена и при конденсации необходимо знать температуру наружной стенки. В первом приближении температура стенки $t_{w,i}$ берется в виде среднеарифметического значения температур потоков.

Коэффициент теплопередачи рассчитывается по формуле (4.4).

Среднелогарифмический температурный напор рассчитывают по формуле

$$\bar{\Delta t} = \frac{\Delta t_\delta - \Delta t_\mu}{\ln \frac{\Delta t_\delta}{\Delta t_\mu}}, \quad (4.35)$$

где Δt_δ , Δt_μ – максимальный и минимальный температурные напоры теплоносителей на входе и выходе теплообменника, зависящие от схемы течения потоков в теплообменных аппаратах и соотношения водяных эквивалентов $W = c_p G$ (рис. 4.7).

В конденсаторе $t_s = \text{const}$, поэтому

$$\bar{\Delta t} = \frac{(t''_{\text{ж}} - t'_{\text{ж}})}{\ln \frac{t_s - t'_{\text{ж}}}{t_s - t''_{\text{ж}}}}. \quad (4.36)$$

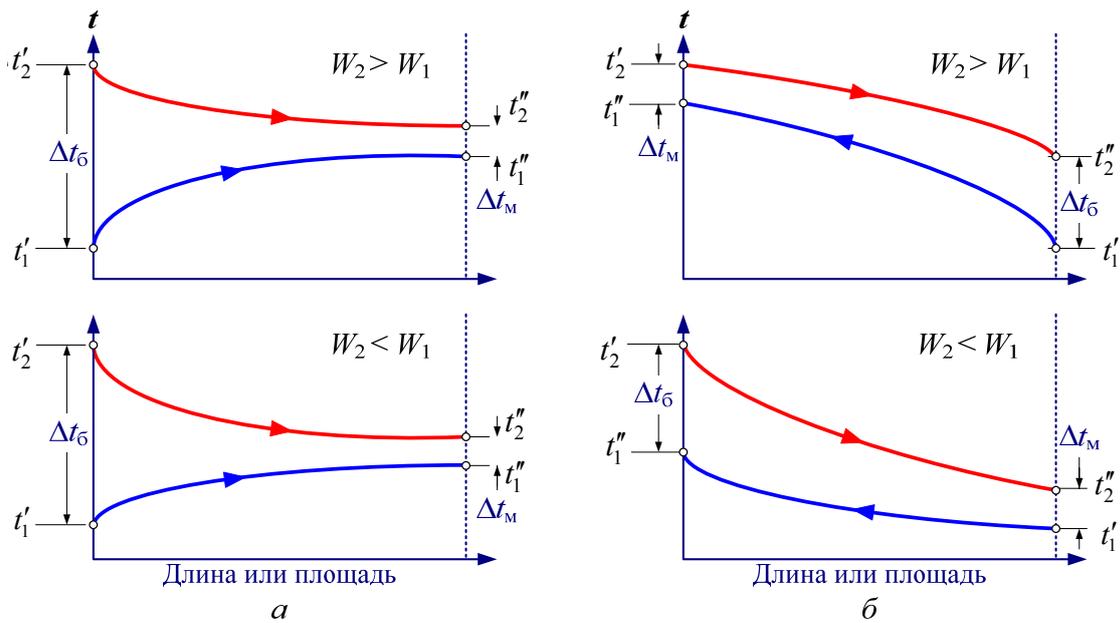


Рис. 4.7. Распределение температур в теплообменнике труба в трубе при прямотоке (а) и противотоке (б)

Поперечная схема движения теплоносителей, присущая экономайзеру, водоподогревателю, требует введения поправки $\varepsilon_{\Delta t}$, которая определяется по графикам табл. Г1 (приложение Г). Тогда

$$\bar{\Delta t}' = \bar{\Delta t} \varepsilon_{\Delta t}. \quad (4.37)$$

Из уравнения теплопередачи (4.1) рассчитываем поверхность теплообмена

$$F_2 = \frac{Q}{k \bar{\Delta t}}. \quad (4.38)$$

При использовании в качестве основных уравнений теплопередачи и теплового баланса уравнений (4.1а)–(4.3а) поверхность нагрева

$$F_2 = \frac{Q_B B}{k \bar{\Delta t}}. \quad (4.38а)$$

На основании уравнения конвективного теплообмена вычисляем следующее приближение средней температуры наружной стенки:

$$t_{w,i+1} = \bar{t} + \frac{q}{\alpha_2}, \quad (4.39)$$

где \bar{t} – средняя температура потока газа или температура конденсации.

Полученное значение сравнивается с предыдущим приближением $t_{w,i}$. Если разность температур удовлетворяет условию $|t_{w,i+1} - t_{w,i}| \leq 0,5^\circ\text{C}$, то расчет заканчивается, иначе расчет повторяется до тех пор, пока не будет достигнута заданная точность в определении температуры стенки.

Число труб в пучке:

$$n = \frac{4D}{\pi d_1 w_1}. \quad (4.40)$$

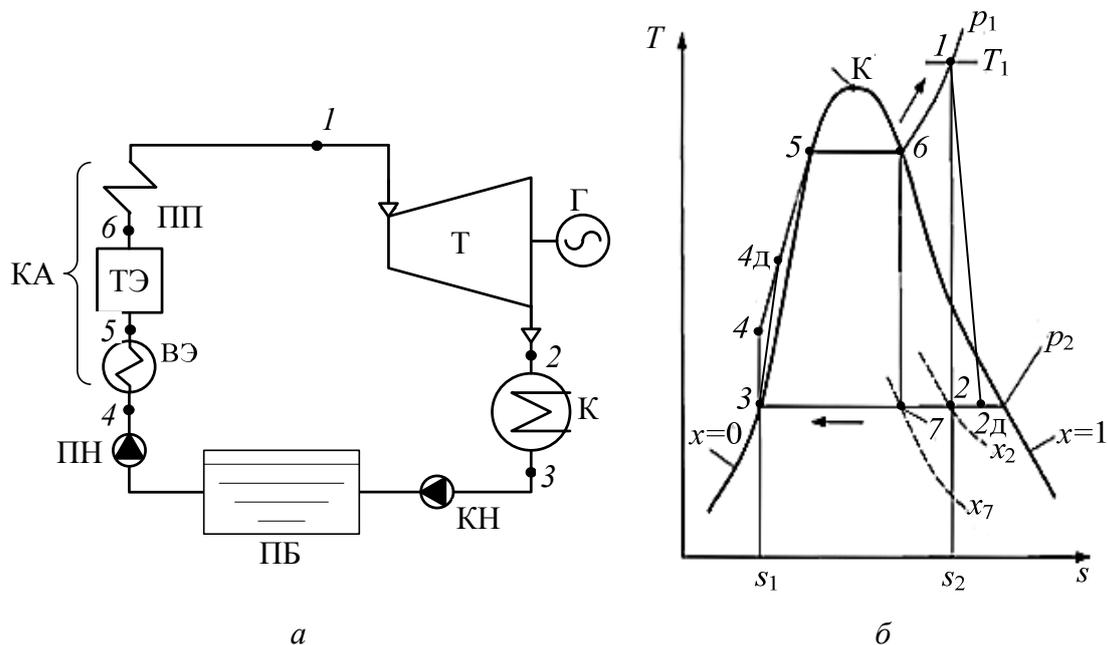
Длина одной трубы:

$$L = \frac{F_2}{\pi d_2 n n_x}, \quad (4.41)$$

где n_x – число ходов по нагреваемому теплоносителю, которое уточняется с учетом габаритных требований, предъявляемых к трубному пучку.

5. ТЕРМИЧЕСКИЙ КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ЦИКЛА РЕНКИНА И УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ПАРА

Расчет термического КПД цикла, отвечающего работе паротурбинной установки с регенерацией тепла, может быть выполнен при известных значениях давления пара в отборах. Учитывая, что в задании эти значения не указаны, выполняется анализ и расчет простейшей ПТУ, работающей по циклу Ренкина с учетом потерь в турбине и насосах [12]. На рисунке даны схема, идеальный цикл Ренкина и цикл $1-2д-3-4д-5-6$ с учетом потерь в турбине и насосе ПТУ.



Принципиальная схема (а) и цикл Ренкина (б) ПТУ:

Т – турбина; Г – генератор; К – конденсатор; КН – конденсатный насос;
 ПБ – питательный бак; ПН – питательный насос; КА – котельный агрегат;
 ВЭ – водяной экономайзер; ТЭ – топочные экраны; ПП – пароперегреватель

Материал раздела должен излагаться в следующем порядке.

1. Описывают процессы идеального цикла Ренкина и цикла с учетом потерь.

2. Выполняют построение процесса цикла Ренкина в масштабе с использованием тепловой T , s -диаграммы для водяного пара и конкретных величин параметров, взятых из таблицы водяного пара.

В первую очередь должны быть получены точки, принадлежащие нижней и верхней пограничным кривым ($x = 0$, $x = 1$), для чего необходимо выбрать значения энтропии s' и s'' , последовательно

задаваясь температурой насыщения t_s . Как известно, в точке пересечения упомянутых кривых $t_{кр} = 374,12^\circ\text{C}$.

Затем, используя заданные величины $p_{\text{нп}}$, $t_{\text{нп}}$ и p_2 (табл. А2, приложение А), с помощью таблиц насыщенного пара строят изотермы 5–6 и 2–3, а также по известному значению энтропии перегретого пара и $t_{\text{нп}}$ фиксируют точку 1 и проводят адиабату 1–2.

Вид изобары 6–1 уточняется с помощью промежуточных точек в интервале температур t_6-t_1 и соответствующих значений энтропии, взятых из таблиц перегретого пара [13].

В цикле Ренкина должны быть указаны процессы с подводом и отводом теплоты (q_1 и q_2).

3. Вычисляют термический КПД идеального цикла Ренкина:

$$\eta_t = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h'_2}. \quad (5.1)$$

Значение энтальпии h_1 перегретого пара и h'_2 конденсата выбирают из таблиц водяного пара, энтальпию h_2 в конце адиабатного расширения находят при давлении p_2 с помощью h, s -диаграмм водяного пара.

4. Удельный теоретический расход пара (d , кг/(кВт·ч)) при осуществлении цикла Ренкина определяют по формуле

$$d = \frac{3600}{h_1 - h_2}. \quad (5.2)$$

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Исходные данные для курсового проектирования

Таблица А1

Исходные данные для процесса горения

Последняя цифра шифра	Вид топлива	$\Delta\alpha$	Предпоследняя цифра шифра	D , т/ч	t_{yx} , °С
0	Древесная щепа	0,18	0	20	165
1	Донецкий уголь, Д	0,20	1	35	130
2	Карагандинский уголь, К	0,24	2	50	150
3	Экибастузский уголь, СС	0,26	3	60	160
4	Печорский уголь, Ж	0,28	4	70	170
5	Челябинский уголь, БЗ	0,30	5	80	180
6	Мазут малосернистый	0,16	6	90	190
7	Мазут сернистый	0,18	7	100	135
8	Дашавский газ	0,19	8	110	145
9	Саратовский газ	0,21	9	120	155

Таблица А2

Исходные данные для расчета КПД брутто, расхода топлива и термического КПД цикла Ренкина

Последняя цифра шифра	$p_{пп}$, МПа	$t_{пп}$, °С	Предпоследняя цифра шифра	$t_{пв}$, °С	p_2 , кПа
0	4	380	0	130	3,5
1	5	390	1	140	4,0
2	6	400	2	150	4,5
3	7	420	3	160	5,0
4	8	440	4	170	3,5
5	9	460	5	180	4,0
6	10	480	6	190	4,5
7	4,5	400	7	135	3,5
8	5,5	420	8	145	4,0
9	6,5	440	9	155	5,0

Таблица А3

Исходные данные для расчета пароперегревателя

Последняя цифра шифра	t_g , °С	d_2/d_1	S_1/d_2	S_2/d_2	Предпоследняя цифра шифра	w_1 , м/с	w_2 , м/с
0	1000	28/22	2,3	2,3	0	12	15
1	980	30/24	2,4	2,2	1	13	16
2	960	32/26	2,5	2,1	2	14	17

Последняя цифра шифра	$t_r, \text{ }^\circ\text{C}$	d_2/d_1	S_1/d_2	S_2/d_2	Предпоследняя цифра шифра	$w_1, \text{ м/с}$	$w_2, \text{ м/с}$
3	940	34/27	2,6	2,0	3	13	18
4	930	36/29	2,7	1,8	4	12	19
5	950	38/31	2,8	1,6	5	11	20
6	1000	40/33	2,9	1,5	6	10	19
7	1050	28/22	3,0	1,4	7	12	18
8	1100	30/24	3,2	1,3	8	14	17
9	1150	32/26	3,5	1,2	9	15	16

Таблица А4

Исходные данные для расчета экономайзера

Последняя цифра шифра	$t_r, \text{ }^\circ\text{C}$	d_2/d_1	S_1/d_2	S_2/d_2	Предпоследняя цифра шифра	$w_1, \text{ м/с}$	$w_2, \text{ м/с}$	$P, \text{ } \%$
0	620	40/34	3,5	2,2	0	7,0	0,60	0,50
1	600	42/36	3,4	2,1	1	7,5	0,50	1,00
2	590	44/38	3,3	2,0	2	8,0	0,40	1,25
3	580	46/40	3,2	1,9	3	8,5	0,30	1,50
4	570	47/40	3,1	1,8	4	9,0	0,20	1,75
5	560	49/42	3,0	1,7	5	9,5	0,25	2,00
6	550	51/44	2,9	1,6	6	10,0	0,35	2,25
7	560	38/32	2,8	1,5	7	10,5	0,45	2,50
8	580	36/30	2,7	1,4	8	11,0	0,55	2,75
9	600	34/28	2,6	1,3	9	11,5	0,65	3,00

Таблица А5

Исходные данные для расчета воздухоподогревателя

Последняя цифра шифра	$t'_r, \text{ }^\circ\text{C}$	d_2/d_1	S_1/d_2	S_2/d_2	Пред последняя цифра шифра	$w_1, \text{ м/с}$	$w_2, \text{ м/с}$	$t''_b, \text{ }^\circ\text{C}$
0	330	33/30	1,3	1,7	0	8,0	5,0	230
1	340	34/31	1,4	1,6	1	8,5	5,5	250
2	350	33/32	1,5	1,5	2	9,0	6,0	270
3	360	36/33	1,6	1,4	3	9,5	6,5	290
4	370	37/34	1,7	1,3	4	10,0	7,0	300
5	380	38/35	1,8	1,2	5	10,5	7,5	280
6	390	39/36	1,7	1,3	6	11,0	8,0	260
7	400	40/37	1,6	1,4	7	11,5	7,5	250
8	375	41/38	1,5	1,5	8	12,0	5,5	240
9	350	42/39	1,4	1,6	9	10,0	4,5	230

Таблица А6

Исходные данные для расчета конденсатора

Последняя цифра шифра	d_2/d_1	$w_{ж}$, м/с	Предпоследняя цифра шифра	$t'_{ж}$, °С
0	14/12	0,5	0	14
1	16/14	0,7	1	15
2	18/16	0,9	2	16
3	20/18	1,1	3	18
4	15/13	1,0	4	13
5	17/15	1,2	5	14
6	19/17	1,4	6	17
7	21,19	1,6	7	14
8	23/21	1,3	8	15
9	25/23	1,5	9	19

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Вспомогательные данные для теплового расчета котельного агрегата

Таблица Б1

**Расчетные характеристики камерных топок с жидким шлакоудалением
для котлов производительностью $D \geq 45$ кг/с**

Топливо	Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки α_T	Тепловое напряжение сечения зоны активного горения q_F , МВт/м ²	Тепловое напряжение объема		Потери тепла от механической неполноты сгорания		Доля золы, уносимой газами, $a_{ун}$
			топки по условиям горения q_V , кВт/м ³	камеры сгорания $q_{вк.г.}$, кВт/м ³	в зоне активного горения $q_{4а.г.}$, %	в топке q_4 , %	
1. Открытые топки							
1.1. Антрацитовый штыб	1,20–1,25	3,8–4,0	145	450–500	12	6	0,90
1.2. Тощие угли	1,20–1,25	5,2	185	640–700	10	4	0,85
1.3. Каменные угли	1,15–1,20	5,2	185	700–800	8	0,5	0,80
1.4. Бурые угли	1,15–1,20	5,2	210	700–800	5	0,3	0,65–0,80
2. Полуоткрытые топки							
2.1. Антрацитовый штыб	1,20–1,25	4,8–5,0	170	600–700	12	5	0,90
2.2. Тощие угли	1,20–1,25	5,7	200	600–700	10	4	0,85
2.3. Каменные угли	1,15–1,20	5,2	200	700–800	8	0,5	0,70–0,80
2.4. Бурые угли	1,15–1,20	5,2	230	700–800	5	0,3	0,65–0,70

Примечание. Потери теплоты от химической неполноты сгорания в топке котла принимаются $q_3 = 0$.

**Расчетные характеристики камерных топок с твердым шлакоудалением
для котлов производительностью $D \geq 10$ кг/с**

Топливо	Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки α_T	Тепловое напряжение объема топки по условиям горения q_v , кВт/м ³	Потери тепла от механической неполноты сгорания		Доля золы, уносимой газами, $a_{ун}$
			в зоне активного горения $q_{4а.г.}$, %	в топке q_4 , %	
1. Антрацитовый штыб	1,20–1,25	140	15	7–8	0,95
2. Тощие угли	1,20–1,25	160	10	5	0,95
3. Каменные угли с выходом летучих $V^л \geq 25\%$	1,15–1,20	175	8	1,0–1,5	0,95
4. Отходы углеобогащения и ОК-II	1,15–1,20	160	10	2–3	0,95
5. Бурые угли					
малозольные с $A_{п} \leq 1$ кг·%/МДж	1,20–1,25	180	3–4	0,5	0,95
многозольные с $A_{п} > 1$ кг·%/МДж	1,20–1,25	180	5	1–2	0,95
многозольные с теплотой сгорания летучих $Q_{л} < 20$ МДж/кг	1,20–1,25	180	10	3–4	0,95
6. Фрезерный торф	1,20	160	–	0,5–1,0	0,95
7. Сланцы	1,15–1,20	120	3	0,5	0,95

Примечания: 1. Меньшие значения α_T берутся для топок с газоплотными экранами, большие – при газовой сушке и низкотемпературном сжигании углей.

2. Меньшие значения q_4 берутся для малозольных топлив с $A_{п} \leq 1,4$ кг·%/МДж, большие – для топлив повышенной зольности.

3. Потери теплоты от химической неполноты сгорания в топке котла принимаются $q_3 = 0$.

Таблица Б3

Расчетные характеристики камерных топок газомазутных котлов производительностью $D \geq 45$ кг/с

Топливо	Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки α_T	Тепловое напряжение объема топки по условиям горения q_v , кВт/м ³	Суммарный недожог $q_3 + q_4$, %, при нагрузках котла в процентах от номинальной		
			$D = 100$	$70 \leq D < 100$	$D < 70$
1. Мазут	1,02–1,03	200–220	0,10–0,15 (0,15–0,20)	0,15–0,20 (0,20–0,25)	0,30–0,40 (0,40–0,50)
2. Природный газ	1,03–1,05	200–220	0,05–0,07	0,05–0,10	0,10–0,15

Примечания: 1. Меньшее значение α_T – для топок с газоплотными экранами.

2. Значения в скобках – для топок, не оборудованных газоплотными цельносварными экранами.

Таблица Б4

Расчетные характеристики слоевых топок для котлов производительностью $D \geq 1$ кг/с

Топливо	Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки α_T	Видимое теплонапряжение		Потери тепла		Доля золы, уносимой газами, $a_{ун}$	Температура дутьевого воздуха t_b , °С
		зеркала горения q_F , кВт/м ²	объема топки q_v , кВт/м ³	от химической неполноты сгорания q_3 , %	от механического недожега q_4 , %		
1	2	3	4	5	6	7	8
1. Топки с пневмомеханическими забрасывателями и цепными решетками обратного хода							
1.1. Каменные угли – типа донецкого, печерского и других марок Г, Д, Ж; $A_{п} = 5,5$	1,3–1,6	1390–1750	290–470	до 0,1	7,0	15,0	30

1	2	3	4	5	6	7	8
– типа сучанского марок Г, Д; $A_{\text{п}} = 6,5$	1,3–1,6	1270–1520	290–470	до 0,1	8,0	15,0	30
– кузнецкие марок Г, Д; $A_{\text{п}} = 2,7$	1,3–1,6	1390–1750	290–470	до 0,1	4,0–7,0	15,0	30
– кузнецкие марок ГСС (выход летучих >20%); $A_{\text{п}} = 2,2$	1,3–1,6	1390–1750	290–470	до 0,1	15,0	35,0	30
1.2. Бурые угли							
– типа ирша-бородинского; $A_{\text{п}} = 1,8$; $W_{\text{п}} = 8,9$	1,3–1,6	1390–1750	290–470	до 0,1	4,5	50,0	до 200
– типа Назаровского $A_{\text{п}} = 2,4$; $W_{\text{п}} = 12,5$	1,3–1,6	1270–1520	290–470	до 0,1	5,0	50,0	до 200
– типа азейского, $A_{\text{п}} = 4,0$; $W_{\text{п}} = 6,5$	1,3–1,6	1390–1750	290–470	до 0,1	5,5	50,0	до 200
2. Топки с пневмомеханическими забрасывателями и решеткой с поворотными колосниками							
2.1. Донецкий антрацит марок АС, АМ, АО; $A_{\text{п}} = 4,0$	до 1,6	900–1200	290–470	до 1,0	11,0	15,0	30
2.2. Каменные угли							
– типа донецкого, печерского и других марок Г, Д, Ж; $A_{\text{п}} = 5,5$	до 1,6	900–1200	290–470	до 1,0	8,0	15,0	30
– кузнецкие марок Г, Д; $A_{\text{п}} = 2,7$	до 1,6	900–1200	290–470	до 1,0	6,5	20,0	30
– кузнецкие марок ГСС (выход летучих >20%); $A_{\text{п}} = 2,2$	до 1,6	900–1200	290–470	до 1,0	12,5	20,0	30
2.3. Бурые угли							
– типа ирша-бородинского; $A_{\text{п}} = 1,8$; $W_{\text{п}} = 8,9$	до 1,6	900–1200	290–470	до 1,0	5,0	20,0	до 200
– типа Назаровского $A_{\text{п}} = 2,4$; $W_{\text{п}} = 12,5$	до 1,6	900–1200	290–470	до 1,0	–	20,0	до 200
– типа азейского, $A_{\text{п}} = 4,0$; $W_{\text{п}} = 6,5$	до 1,6	900–1200	290–470	до 1,0	6,5	20,0	до 200
3. Топки с цепной решеткой прямого хода							
Донецкий антрацит марок АС, АМ, АО; $A_{\text{п}} = 4,0$	до 1,6	900–1200	290–470	до 1,0	10,0	10,0	30

Примечания: 1. Большее значение $\alpha_{\text{т}}$ – для котлов производительностью менее 3 кг/с.

2. Большее значение q_4 – для углей марки Г.

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Свойства топлив и дымовых газов

Таблица В1

Элементарный состав рабочей массы твердых и жидких топлив

Марка топлива	Район месторождения	Бассейн, месторождение	Состав, %								Q_n^p , МДж/кг	V^r , %
			W^p	A^p	S_k^p	S_{opr}^p	C^p	H^p	N^p	O^p		
Д	Россия	Кузнецкий	12,5	13,2	0,3		58,7	4,2	1,9	9,7	22,8	42
Г	То же	То же	8,0	11,0	0,5		66,0	4,7	1,8	7,5	26,1	40
Б2	Тульская обл.	Подмосковный	32,0	25,2	1,5	1,2	28,7	2,2	0,5	8,6	10,4	50
Ж	Коми	Печорский	5,5	23,6	0,8	0,8	59,6	3,8	1,3	5,4	23,7	33
Г	Пермская обл.	Кизеловский	6,0	31,0	6,1		48,5	3,6	0,8	4,0	19,7	42
Б3	Челябинская обл.	Челябинский	18,0	29,5	1,0		37,3	2,8	0,9	10,5	13,9	45
Б2	Красноярский край	Канско-Ачинский	33,0	6,0	0,2		43,7	3,0	0,6	13,5	15,7	48
Д	Иркутская обл.	Черемховский	130	27,0	0,1		45,9	3,4	0,7	8,9	17,9	47
Б2	Хабаровский край	Райчихинское	37,5	9,4	0,3		37,7	2,3	0,6	12,2	12,7	43
Ж	Якутия	Чульмахинское	7,5	23,1	0,3		59,0	4,1	1,0	5,0	23,2	38
Г	Украина	Донецкий	8,0	23,0	2,0	1,2	55,2	3,8	1,0	5,8	22,0	40
Д	То же	То же	13,0	21,8	1,5	2,5	49,3	3,6	1,0	8,3	19,6	41
К	Казахстан	Карагандинский	8,0	27,6	0,8		54,7	3,3	0,8	4,8	21,3	28
СС	То же	Экибастузский	7,0	38,1	0,4	0,4	43,4	2,9	0,8	7,0	16,7	30
Древесная щепа			30,0	1,1	0,1		35,1	4,2	3,4	26,1	12,6	85
Мазуты:												
малосернистый			3,0	0,5	0,3		84,65	11,7	–	0,3	40,3	–
сернистый			3,0	0,1	1,4		83,8	11,2	–	0,5	39,7	–
высокосернистый			3,0	0,1	2,8		83,0	10,4	–	0,7	38,8	–

Таблица В2

Расчетные характеристики природных газов

Название газопровода	Состав газа по объему, %							Q_n^c , МДж/м ³
	СН ₄	С ₂ Н ₄	С ₃ Н ₈	С ₄ Н ₁₀	С ₅ Н ₁₂	Н ₂	СО ₂	
Саратов – Москва	84,5	3,8	1,9	0,9	0,3	7,8	0,8	35,8
Ставрополь – Москва	93,8	2,0	0,8	0,3	0,1	2,6	0,4	36,1
Дашава – Киев	98,9	0,3	0,1	0,1	–	0,4	0,2	35,9
Шабелинка – Москва	94,1	3,1	0,6	0,2	0,8	1,2	–	37,9
Газди – Ташкент	94,0	2,8	0,4	0,3	0,1	2,0	0,4	36,3
Карабулак – Грозный	68,5	14,5	7,6	3,5	1,0	3,5	1,4	45,8
Ставрополь – Грозный	98,2	0,4	0,1	0,1	–	1,0	0,2	35,6
Бухара – Урал	94,9	3,2	0,4	0,1	0,1	0,9	0,4	36,7
Средняя Азия – Центр	93,8	3,6	0,7	0,2	0,4	0,7	0,6	37,6

Таблица В3

Энтальпия газообразных продуктов сгорания, воздуха и золы

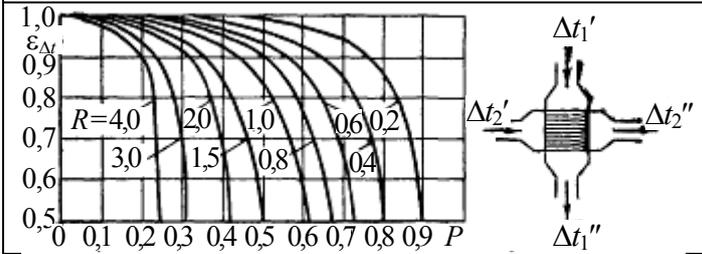
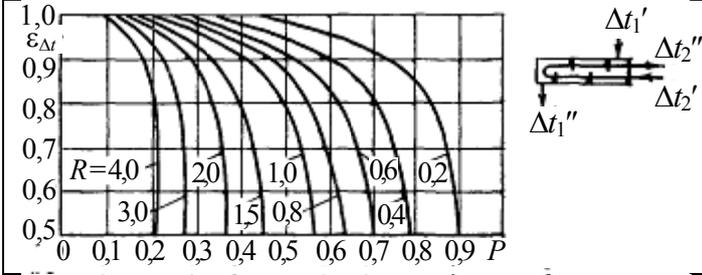
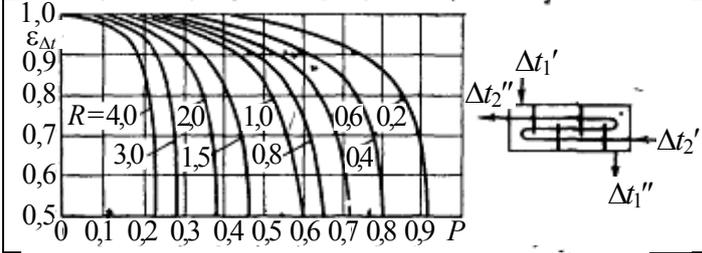
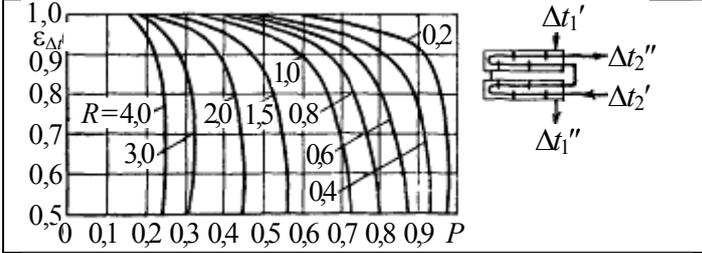
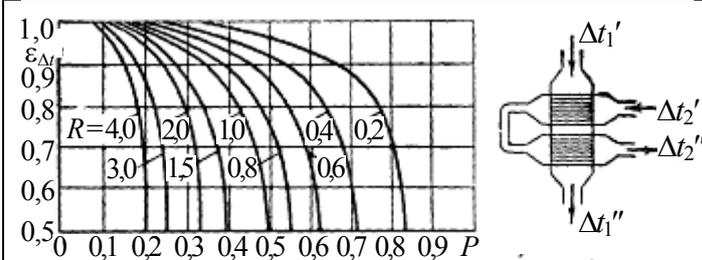
$t, ^\circ\text{C}$	$(ct)_{\text{CO}_2}$	$(ct)_{\text{N}_2}$	$(ct)_{\text{H}_2\text{O}}$	$(ct)_\text{в}$	$(ct)_{\text{зл}}$
	кДж/м ³				кДж/кг
100	171,7	130,1	150,5	132,7	80,8
200	360,0	261,0	304,0	267,0	169,1
300	563	394	463	403	264
400	776	529	626	542	360
500	999	667	795	685	458
600	1231	808	969	830	560
700	1469	952	1149	979	662
800	1712	1098	1334	1129	767
900	1961	1247	1526	1283	875
1000	2213	1398	1723	1438	984
1100	2458	1551	1925	1595	1097
1200	2717	1705	2132	1754	1206
1300	2977	1853	2344	1914	1361
1400	3239	2009	2559	2076	1583
1500	3503	2166	2779	2239	1759
1600	3769	2324	3002	2403	1876
1700	4036	2484	3229	2567	2064
1800	4305	2644	3458	2732	2186
1900	4574	2804	3690	2899	2387
2000	4844	2965	3926	3066	2512
2100	5115	3127	4163	3234	–
2200	5386	3289	4402	3402	–
2300	5658	3452	4643	3571	–
2400	5930	3615	4888	3740	–
2500	6203	3778	5132	3910	–

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

Вспомогательные данные для расчета поверхностей нагрева

Таблица Г1

Поправки ε_{Δ} к расчету среднелогарифмического температурного напора

<p>Диаграммы и схемы движения теплоносителей</p>	<p>Описание схемы движения теплоносителей</p>
	<p>Перекрестный ток, теплоноситель 1 в межтрубном пространстве – перемешивающийся</p>
	<p>Многоходовой в межтрубном пространстве и два хода теплоносителя 2 в трубном пучке</p>
	<p>Многоходовой в межтрубном пространстве и три хода теплоносителя 2 в трубном пучке</p>
	<p>Многоходовой в межтрубном пространстве и четыре хода теплоносителя 2 в трубном пучке</p>
	<p>Перекрестный ток, один ход в межтрубном пространстве (перемешивающийся теплоноситель 1), два хода теплоносителя 2 в трубном пучке по прямоточному принципу</p>

<p>Диаграммы и схемы движения теплоносителей</p>	<p>Описание схемы движения теплоносителей</p>
	<p>Перекрестный ток, один ход в межтрубном пространстве (перемешивающийся теплоноситель 1), два хода теплоносителя 2 в трубном пучке, по противоточному принципу</p>
	<p>Многоходовой в межтрубном пространстве и восемь ходов теплоносителя в трубном пучке</p>
	<p>Перекрестный ток, оба теплоносителя – перемешивающиеся</p>

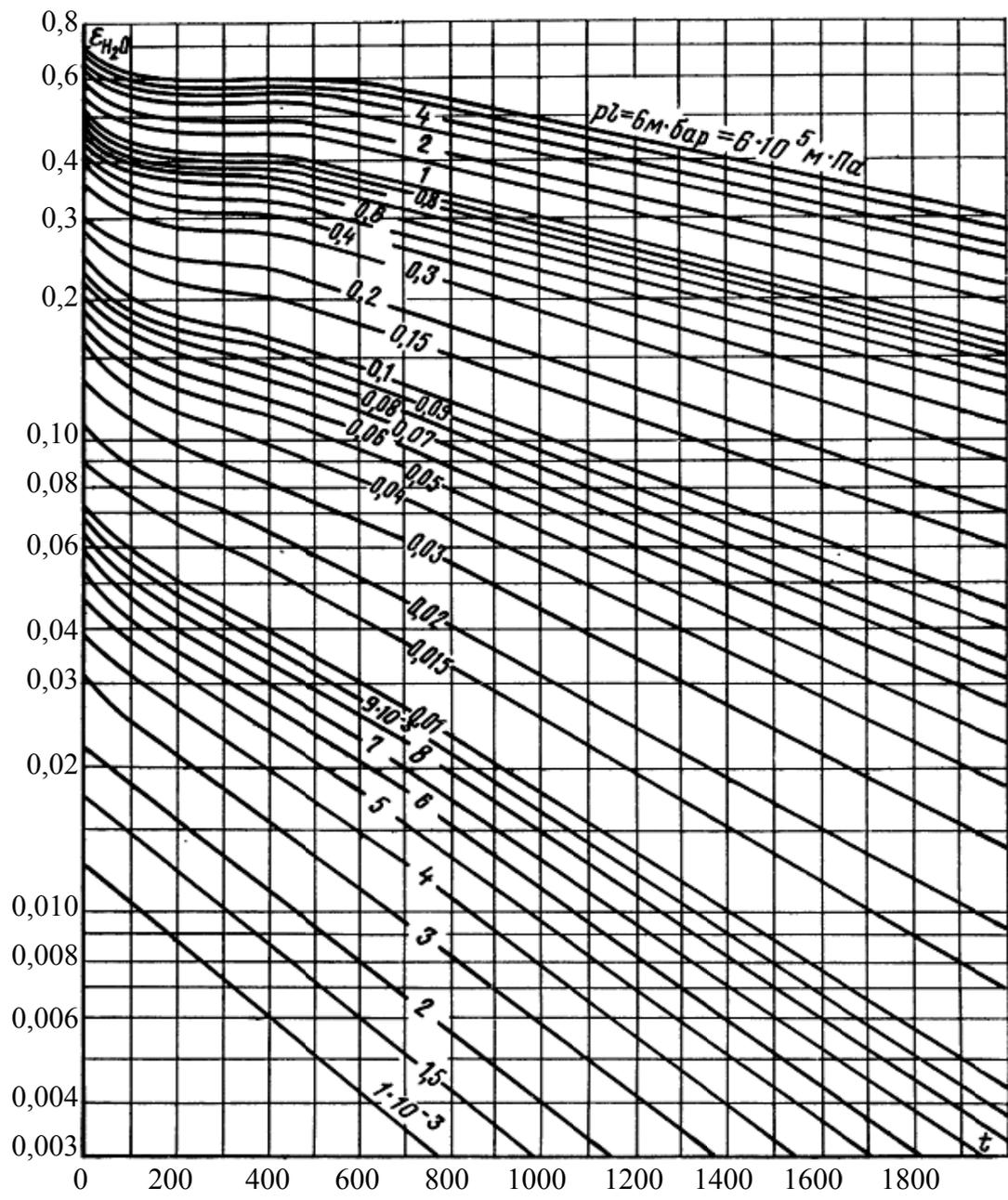


Рис. Г1. Степень черноты в зависимости от температуры H_2O

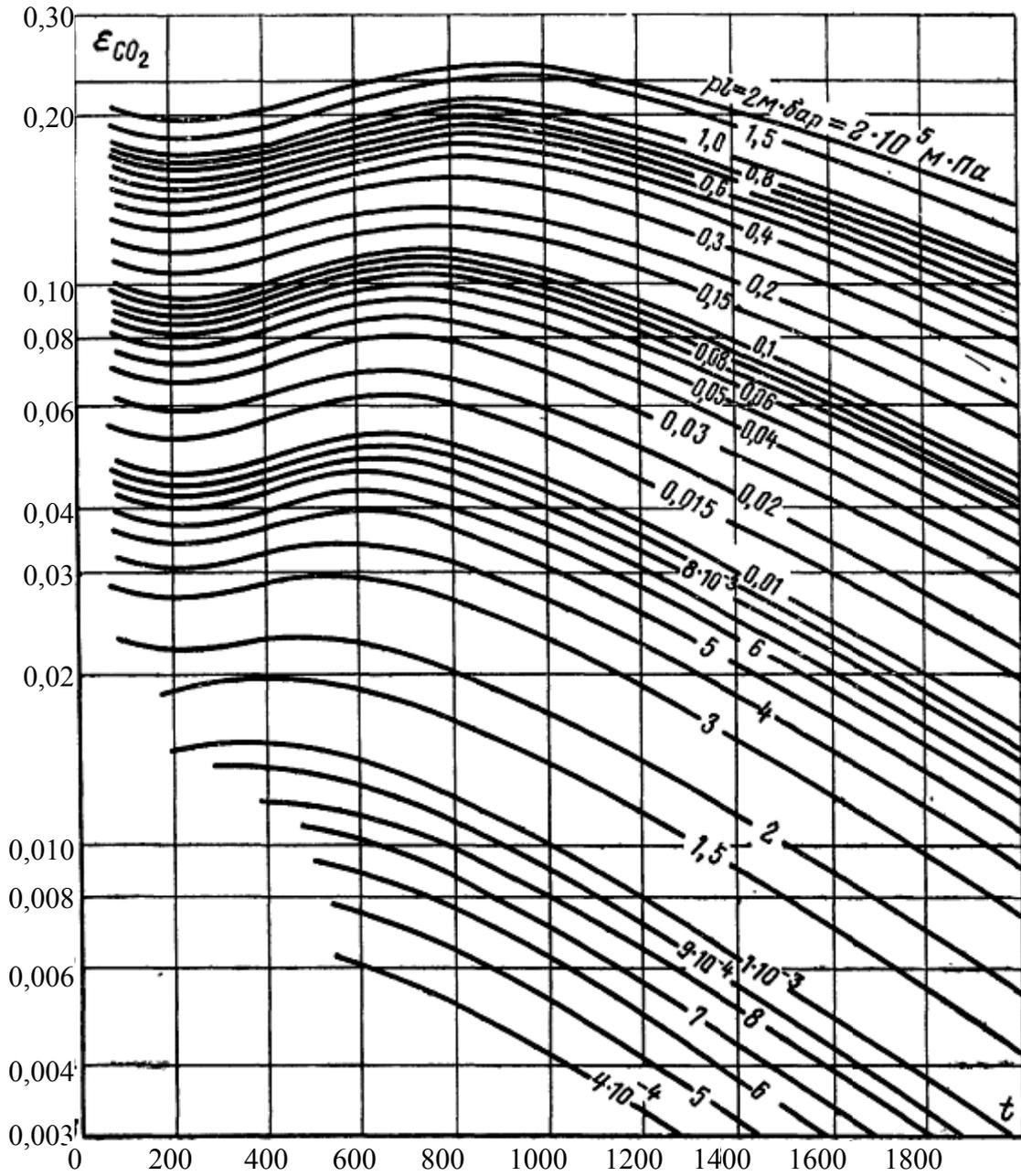


Рис. Г2. Степень черноты в зависимости от температуры CO_2

ЛИТЕРАТУРА

1. Проекты (работы) курсовые: СТП БГТУ 002-2007. – Введ. 01.01.2007. – Минск: БГТУ, 2007. – 40 с.
2. Тепловой расчет котлов. Нормативный метод / Центральный котлотурбинный институт. – СПб., 1998. – 258 с.
3. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент: справочник / под общ. ред. А. В. Клименко и В. М. Зорина. – М.: МЭИ, 2004. – 564 с.
4. Брдлик, П. М. Теплотехника и теплоснабжение предприятий лесной и деревообрабатывающей промышленности / П. М. Брдлик, А. В. Морозов, Ю. П. Семенов. – М.: Лесная пром-сть, 1988. – 456 с.
5. Расчет тепловых процессов паросиловой установки: методические указания / сост.: А. В. Жлобич, Н. В. Дмитриева. – Минск: БТИ, 1991. – 31 с.
6. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (тепловой расчет парового котла): учеб. пособие / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Озорихина. – Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2005. – 127 с.
7. Липов, Ю. М. Котельные установки и парогенераторы / Ю. М. Липов, Ю. М. Третьяков. – М.: Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2003. – 592 с.
8. Воздухоподогреватели котельных установок / В. С. Добряков [и др.]. – Л.: Энергия, 1977. – 184 с.
9. Быстрицкий, Г. Ф. Энергосиловое оборудование промышленных предприятий: учеб. пособие. – М.: Издат. центр «Академия», 2003. – 304 с.
10. Оребренные поверхности нагрева паровых котлов / Г. И. Левченко [и др.]. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 168 с.
11. Михеев, М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – М.: Энергия, 1973. – 320 с.
12. Карышев, А. К. Теплофизика / А. К. Карышев. – М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. – 108 с.
13. Ривкин, С. Л. Теплофизические свойства воды и водяного пара / С. Л. Ривкин, А. А. Александров. – М.: Энергия, 1980. – 423 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
1. ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ И ПОРЯДОК ЕГО ВЫПОЛНЕНИЯ.....	4
2. ПАРОТУРБИННАЯ УСТАНОВКА	8
3. РАСЧЕТ ПРОЦЕССА ГОРЕНИЯ, КОЭФФИЦИЕНТА ПО- ЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ БРУТТО И РАСХОДА ТОПЛИВА	12
3.1. Коэффициент избытка воздуха в газовом тракте котла	13
3.2. Расчет объемов воздуха и продуктов сгорания.....	15
3.3. Расчет энтальпий воздуха, продуктов сгорания и тем- пературы горения топлива.....	17
3.4. Расчет теплового баланса, коэффициента полезного действия и расхода топлива.....	19
4. РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ	22
4.1. Конструктивные характеристики пароперегревателя, экономайзера, воздухоподогревателя и конденсатора	22
4.2. Указания к расчету теплообменников.....	29
5. ТЕРМИЧЕСКИЙ КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТ- ВИЯ ЦИКЛА РЕНКИНА И УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ПАРА	40
ПРИЛОЖЕНИЕ А. Исходные данные для курсового проекти- рования.....	42
ПРИЛОЖЕНИЕ Б. Вспомогательные данные для теплового расчета котельного агрегата	45
ПРИЛОЖЕНИЕ В. Свойства топлив и дымовых газов.....	49
ПРИЛОЖЕНИЕ Г. Вспомогательные данные для расчета по- верхностей нагрева	51
ЛИТЕРАТУРА	55

ПРОМЫШЛЕННАЯ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА

Составители: **Володин** Виктор Иванович
Кунтыш Владимир Борисович

Редактор *О. П. Приходько*
Компьютерная верстка *О. П. Приходько*

Подписано в печать 07.09.2011. Формат 60×84¹/16.
Бумага офсетная. Гарнитура Таймс. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 3,3. Уч.-изд. л. 3,4.
Тираж 75 экз. Заказ .

Издатель и полиграфическое исполнение:
УО «Белорусский государственный технологический университет».
ЛИ № 02330/0549423 от 08.04.2009.
ЛП № 02330/0150477 от 16.01.2009.
Ул. Свердлова, 13а, 220006, г. Минск.