

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

В. И. Володин

Промышленная теплоэнергетика

*Рекомендовано
учебно-методическим объединением по образованию
в области энергетики и энергетического оборудования
в качестве учебно-методического пособия
по курсовому проектированию для студентов
учреждений высшего образования
по специальности 1-43 01 06 «Энергоэффективные
технологии и энергетический менеджмент»*

Минск 2021

УДК 620.9:662.92(075.8)
ББК 31.3я73
В68

Р е ц е н з е н т ы :

кафедра «Тепловые электрические станции»
Белорусского национального технического университета
(заведующий кафедрой доктор технических наук,
профессор *Н. Б. Карницкий*);
главный научный сотрудник РНПУП «Институт
энергетики НАН Беларуси»
доктор физико-математических наук *В. П. Колос*

Володин, В. И.

В68 Промышленная теплоэнергетика: учеб.-метод. пособие по курсовому проектированию для студентов специальности 1-43 01 06 «Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент» / В. И. Володин. – Минск : БГТУ, 2021. – 80 с. ISBN 978-985-530-879-0.

Учебно-методическое пособие по курсовому проектированию освещает анализ работы парового котла, в процессе которого рассчитываются объемы продуктов сгорания и воздуха, коэффициент полезного действия брутто котла с учетом заданного вида топлива, проводится тепловое проектирование поверхностей нагрева и конденсатора паротурбинной установки, а также анализ цикла Ренкина с учетом потерь в турбине и насосе. Для повышения эффективности выполнения курсового проекта пособие снабжено вспомогательным справочным материалом в виде таблиц и графиков.

УДК 620.9:662.92(075.8)
ББК 31.3я73

ISBN 978-985-530-879-0

© УО «Белорусский государственный
технологический университет», 2021
© Володин В. И., 2021



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 [1].

Для его получения применяются паровые котельные установки, основным элементом которых является котел с топкой и поверхностями нагрева. Выделившаяся при горении топлива теплота передается теплоносителю.

Котлы могут существенно отличаться в зависимости от вида используемого топлива, назначения и газоводушного тракта котла.

В состав парового котла входят системы топливоподачи и теплопринимающие поверхности нагрева:

- топочные экраны;
- пароперегреватель;
- экономайзер;
- 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. В этом случае целесообразно внедрение системы когенерации с применением имеющегося потенциала пара не только для использования в форме теплоты, но и для производства электрической энергии на базе паротурбинной установки (ПТУ), работающей по циклу Ренкина. Развитие данного направления отвечает задаче повышения энергоэффективности в стране.

Курсовой проект ставит целью проведение комплексного анализа основных элементов ПТУ. В процессе выполнения курсового проекта студенты приобретают навыки самостоятельной деятельности, включающей поиск требуемой информации и ее анализ, работу с таблицами и диаграммами, проведение стандартных расчетов по определению выхода и энтальпии продуктов сгорания, КПД брутто, расхода топлива в паровом котле, а также проведение теплового

расчета поверхностей нагрева, конденсатора и параметров цикла паротурбинной установки с учетом необратимых потерь.

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 объемов и энтальпии продуктов сгорания, теплового баланса и КПД брутто парового котла;
- расчет поверхности нагрева котла или конденсатора ПТУ;
- расчет и анализ параметров цикла Ренкина.

Курсовой проект оформляется в соответствии со стандартом СТП БГТУ 002-2007 [2].



ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ И ПОРЯДОК ЕГО ВЫПОЛНЕНИЯ

Для выполнения курсового проекта необходимо произвести анализ ПТУ, включающий расчет объема воздуха и продуктов сгорания, КПД брутто парового котла, отдельной поверхности нагрева (пароперегревателя, водяного экономайзера или воздухоподогревателя) или конденсатора, параметров цикла Ренкина. Целью расчета является определение основных показателей работы котельной установки, отражающих тепловую 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–А7, приложение А). Задание должно содержать следующие данные:

- рассчитываемую поверхность нагрева котла или конденсатор ПТУ;
- используемое топливо;
- систему (устройство) сжигания топлива;
- номинальную паропроизводительность (D , т/ч (кг/с)) и параметры перегретого пара ($p_{пп}$, МПа; $t_{пп}$, °С);
- температуру питательной воды ($t_{пв}$, °С), поступающей в котел;
- температуру холодного воздуха ($t_{хв}$, °С), подаваемого в воздухоподогреватель;
- давление в конденсаторе;
- внутренний относительный КПД турбины.

При необходимости кроме указанной информации могут быть заданы и другие характеристики, например способ сжигания твердого топлива (с твердым или жидким шлакоудалением), тип горелки или форсунки, температура уходящих газов (t_{yx} , °С), величина непрерывной продувки, 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), 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 [3].

После выбора расчетных характеристик приступают к созданию общего эскиза проектируемого парового котла в соответствии

с заданием, проведя предварительный поиск дополнительной информации. Проектный эскиз котла представляет собой поперечный разрез котла с системой сжигания топлива и последовательным расположением вдоль газового тракта поверхностей нагрева.

Для последующего выполнения теплового и конструктивного расчета котла, с учетом особенностей сжигания топлива, выбирают коэффициент избытка воздуха на выходе из топки, значения составляющих химического и механического недожога теплового баланса (табл. Б1–Б4, приложение Б). Правильный выбор всех исходных параметров свидетельствует о том, что расчет котла будет выполняться для условий его работы, отвечающих требуемой экономичности.

Расчет отдельных поверхностей нагрева котла или конденсатора ПТУ проводится с целью определения размеров их поверхностей теплообмена и выбора оптимальной компоновки.

В результате расчета определяют:

- объем воздуха и продуктов сгорания, их энтальпию;
- адиабатную температуру горения;
- коэффициент полезного действия брутто парового котла;
- расход топлива;
- площадь и габариты поверхности нагрева или конденсатора;
- температуру рабочей среды (пара, воды) на выходе теплообменных устройств (поверхности нагрева или конденсатора);
- параметры цикла Ренкина с учетом внутреннего относительного КПД турбины.

Расчеты заканчиваются составлением расчетно-пояснительной записки в соответствии с установленными требованиями по оформлению [2], которая включает в себя:

- титульный лист;
- задание на курсовой проект;
- реферат;
- содержание;
- введение;
- основной раздел;
- 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, область применения, основные результаты работы.

Содержание включает введение, наименование всех разделов, подразделов, заключение, список использованных источников и наименование 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.

Основная часть пояснительной записки состоит из трех разделов. Структура и последовательность изложения *основной части* пояснительной записки зависит от проектируемой поверхности теплообмена ПТУ.

Первый раздел является общим и включает два подраздела, первый из которых содержит описание рассматриваемого котла с привлечением иллюстраций (эскиза), которое должно учитывать тип используемого топлива и способ его сжигания, устройство или системы для сжигания топлива, особенность разрабатываемой поверхности нагрева.

Второй подраздел включает расчет объемов воздуха и продуктов сгорания топлива, низшей теплоты сгорания и адиабатной температуры горения топлива, КПД брутто и расход топлива.

В случае проектирования одной из поверхностей нагрева парового котла *второй раздел* охватывает тепловое проектирование поверхности нагрева котла, включающее расчет требуемой площади для заданного теплового потока и ее компоновку. В данном разделе используются расчетные данные первого раздела для определения массового расхода газообразных продуктов сгорания топлива.

Третий раздел включает краткое описание работы ПТУ с привлечением ее принципиальной схемы и изображением процессов на T, s - или h, s -диаграммах водяного пара, результаты расчета параметров и КПД цикла Ренкина с учетом внутреннего относительного КПД турбины.

В случае проектирования конденсатора во *втором разделе* проводится анализ параметров цикла Ренкина ПТУ (см. предыдущий абзац), а в *третьем разделе* с учетом полученного изменения энтальпии в конденсаторе проводится расчет теплоотдачи со стороны конденсирующегося потока, площади поверхности и разработка компоновки конденсатора.

Второй подраздел первого раздела, второй и третий разделы вначале должны содержать таблицы с исходными данными, предшествующие расчету, которые оформляются в виде табл. 1.1. В каждом случае исходные параметры должны включать только полный набор данных для конкретного расчета.

Таблица 1.1

Исходные данные для расчета (указывается объект расчета)

Величина, размерность	Обозначение	Значение

Расчеты последовательно сопровождаются краткими пояснениями обоснования выбираемых значений величин, расчетных формул и должны содержать все промежуточные количественные результаты. Пояснительная записка должна содержать также эскизы компоновки поверхности нагрева парового котла или поверхности теплообмена конденсатора. Их заключительная компоновка выполняется на листе А2 и должна включать основные размеры отдельных элементов и габаритные размеры поверхностей теплообмена с соблюдением в масштабе результатов расчета.

Расчетно-пояснительная записка может включать сводные таблицы расчетных величин (табл. 1.2) по разделам (подразделам), которые должны содержать все этапы расчета с формулами.

Таблица 1.2

Тепловой расчет (указывается объект расчета)

Расчетная величина, размерность	Расчетная формула	Расчет

Заключение должно отражать основные количественные результаты по всем разделам, включая вывод о целесообразности использования рассмотренных теплообменных поверхностей и ПТУ в целом.

Список использованных источников включает ссылки на монографии, учебники и учебные пособия, статьи и электронные публикации, которые использовались при написании курсового проекта.

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 когенерационной ПТУ с регенерацией теплоты изображена на рис. 2.1.

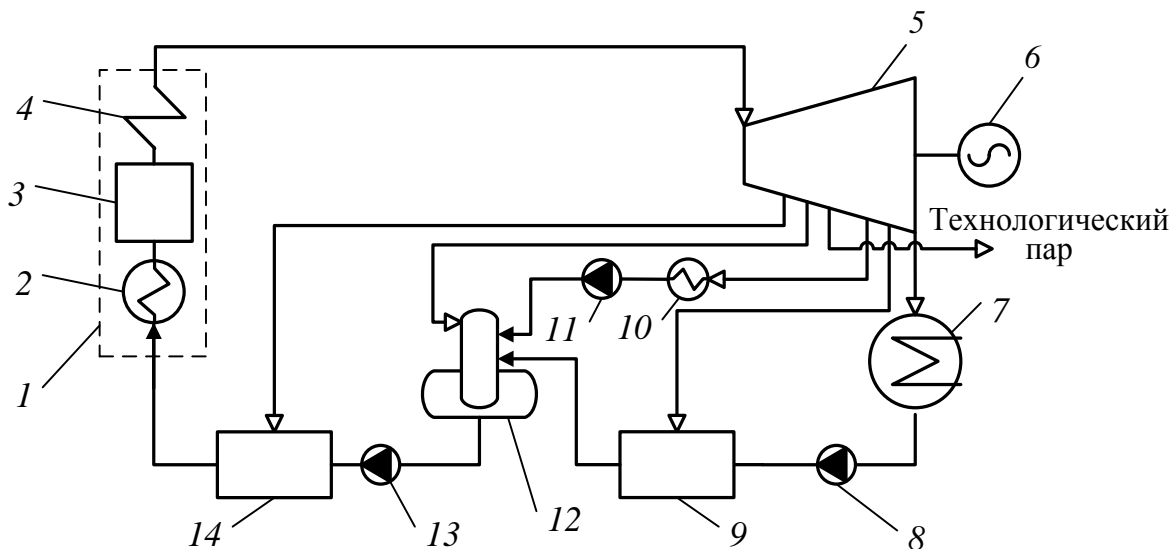


Рис. 2.1. Принципиальная схема паротурбинной установки ТЭЦ:

- 1 – паровой котел; 2 – экономайзер; 3 – тепловые экраны;
4 – пароперегреватель; 5 – паровая турбина; 6 – электрический генератор;
7 – конденсатор; 8 – конденсатный насос; 9 – регенеративный подогреватель
низкого давления; 10 – потребитель теплоты; 11 – насос обратного
конденсата; 12 – деаэратор; 13 – питательный насос;
14 – подогреватель высокого давления

Основные элементы этой установки: котельная установка 1, паровая турбина 5 с отборами пара, электрический генератор 6, конденсатор 7, конденсатный насос 8, регенеративные подогреватели низкого 9 и высокого 14 давления, теплофикационный водоподогреватель 10, деаэратор 12 и питательный насос 13. Котельная установка в свою очередь включает экономайзер 2, топку с тепловыми экранами 3, пароперегреватель 4 и воздухоподогреватель (на схеме не показан).

Перегретый пар из котельной установки 1, где он аккумулирует теплоту, выделившуюся при сгорании топлива, поступает в турбину 5. В турбине теплота преобразуется в механическую работу, которая в электрогенераторе 6 превращается в электрическую энергию. После турбины пар поступает в конденсатор 7, где происходит его конденсация за счет отвода теплоты в окружающую среду. Конденсат из конденсатора 7 подается конденсатным насосом 8 через регенеративный подогреватель низкого давления 9 в деаэратор 12, где удаляется растворенный газ путем подогрева воды отбором пара из турбины. Отборы пара также используются для теплофикации и технологических нужд предприятия. Пар подается в сетевой водоподогреватель 10, откуда с помощью насоса обратного конденсата 11 поступает в деаэратор 12. Из деаэратора теплоноситель питательным насосом 13 через подогреватель высокого давления 14 направляется в экономайзер котла 2. Регенеративный подогрев питательной воды повышает тепловую и общую экономичность ПТУ.

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

Теплоносителем в котлах и рабочим телом в ПТУ являются вода и водяной пар. Теория и опыт показали, что водяной пар обладает рядом преимуществ по сравнению с другими парами и газами. Он обладает нужными физическими свойствами. Кроме того, вода широко распространена в природе. Вода и водяной пар невзрывоопасны и неядовиты, не разлагаются при используемых в установке температурах и не воздействуют отрицательно на окружающую среду.

Водяной пар с требуемыми параметрами генерируется в паровом котле. Паровые котлы делятся на энергетические и производственные [4, 5]. Энергетические котлы работают в области высокого, критического и сверхкритического давления с диапазоном от 3,9 до 22,5 МПа с выработкой пара от 160 до 950 т/ч и выше.

Типичная схема энергетического стационарного вертикального парового котла с П-образной компоновкой дана на рис. 2.2. Аналогичную схему имеют некоторые промышленные котлы [5]. Котел с естественной циркуляцией состоит из топочной камеры 1, горизонтального и вертикального конвективного газохода, а также включает

устройство подачи топлива 2, которое определяется видом используемого топлива, и поверхности нагрева, воспринимающие теплоту от пламени и продуктов сгорания. К поверхностям нагрева котла относятся испарительные поверхности нагрева (экранные трубы) 4, система пароперегревателей 8, 9, 14 и 15, водяной экономайзер 13 и воздухоподогреватель 11.

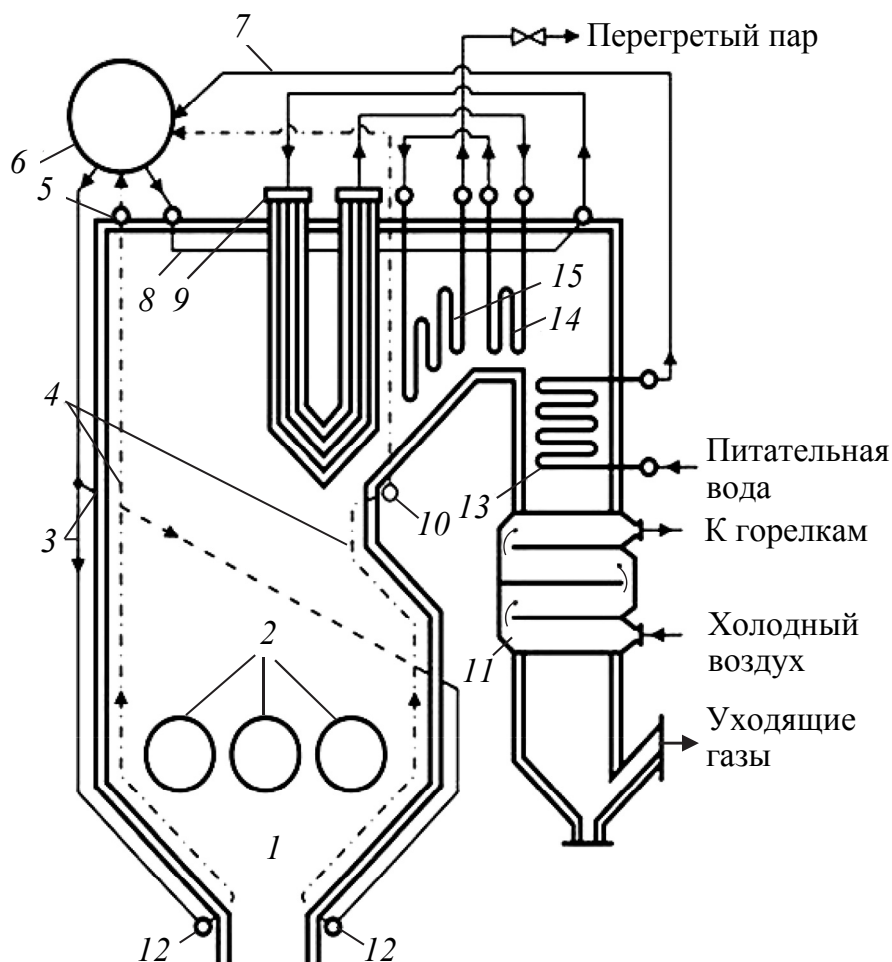


Рис. 2.2. Принципиальная схема энергетического парового котла с естественной циркуляцией:

- 1 – топочная камера; 2 – устройство подачи топлива; 3 – опускные трубы; 4 – топочные экраны; 5 – верхние коллекторы; 6 – барабан; 7 – отводящие трубы; 8 – радиационный потолочный пароперегреватель; 9 – ширмовый пароперегреватель; 10 – верхний коллектор заднего экрана; 11 – воздухоподогреватель; 12 – нижние коллекторы топочных экранов; 13 – экономайзер; 14 – первая по ходу пара ступени конвективного пароперегревателя; 15 – вторая по ходу пара ступени конвективного пароперегревателя

Питательная вода поступает в экономайзер 13, расположенный в конвективной шахте. Нагретая в нем вода поступает в барабан 6,

который в своей нижней части соединен как с необогреваемыми опускными 3, так и с обогреваемыми подъемными трубами топочных экранов 4. По необогреваемым трубам котловая вода опускается к коллекторам 12, размещенным у нижней кромки топочной камеры. Из этих коллекторов вода поступает в вертикальные трубки топочных экранов 4, где начинается процесс парообразования. При однократном прохождении через топочные экраны испаряется не вся вода: в барабан возвращается пароводяная смесь. В объеме барабана 6 происходит сепарация воды и пара. Пар последовательно поступает во входной коллектор радиационного потолочного пароперегревателя 8, затем в ширмовый пароперегреватель 9 и в ступени конвективного пароперегревателя 14 и 15, а котловая вода вновь попадает в опускные трубы 3 циркуляционного контура. На выходе конвективной шахты установлен воздухоподогреватель 11, из которого подогретый воздух подается на горение, а уходящие газы удаляются в окружающую среду.

Поверхности нагрева современных паровых котлов представляют собой системы параллельно включенных труб, воспринимающих теплоту продуктов сгорания за счет излучения в зоне высокотемпературных газов и конвективным теплообменом. Наибольшие воспринятые экранами плотности тепловых потоков находятся в зоне ядра факела и в зависимости от вида сжигаемого топлива составляют от 350 кВт/м² (при сжигании бурых углей) до 400–550 кВт/м² (при сжигании природного газа и мазута). По мере снижения температуры газов и оптической плотности излучаемой среды в верхней части топки воспринятые настенными поверхностями плотности тепловых потоков находятся на уровне 70–80 кВт/м².

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 тепловое восприятие 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. Рекомендуются выполнение экономайзеров из труб со спиральными ребрами. По сравнению с гладкотрубными поверхностями за счет увеличения поверхности теплообмена они обеспечивают уменьшение длины труб до 35%, уменьшение 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, исключая 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 12–45°С), и поэтому подвергается более интенсивной серноокислотной коррозии при сжигании мазута и сернистых твердых топлив. Для уменьшения серноокислотной 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.

Производственные паровые котлы по сравнению с энергетическими имеют более низкую паропроизводительность – до 25 т/ч, реже до 110 т/ч. Они могут быть разнообразного конструктивного исполнения и отличаться от ранее рассмотренного с П-образной компоновкой. В общей классификации котлов по давлению пара данный класс оборудования относится к котлам низкого и сверхнизкого давления, в которых давление редко превышает 3 МПа.

В качестве примера рассмотрим устройство и принцип работы промышленного парового котла ДЕ-10-14, схема которого дана на рис. 2.3 [6].

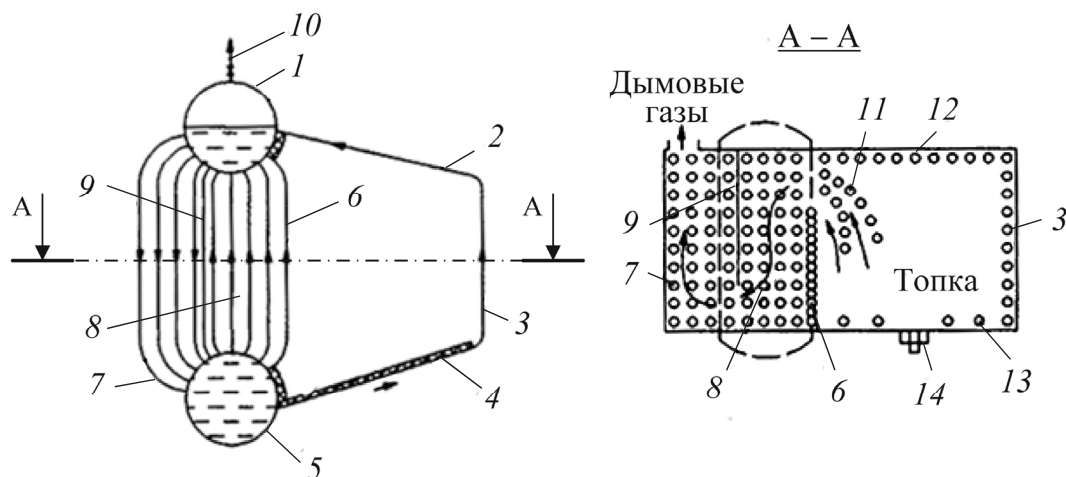


Рис. 2.3. Схема двухбарабанного промышленного парового котла ДЕ-10-14:
 1, 5 – верхний и нижний барабаны; 2, 3, 4 – потолочный, правый боковой и подовый экраны топки; 6 – газоплотный экран; 7, 8 – кипятильные трубы второго и первого газохода; 9 – металлическая перегородка; 10 – паропровод;
 11 – направляющие экраны; 12 – задний топочный экран; 13 – фронтовой экран топки; 14 – горелка

Газомазутный котел двухбарабанный вертикально-водотрубный с естественной циркуляцией выполнен по конструктивной схеме с боковым расположением топочной камеры относительно конвективной части котла. Предназначен для выработки насыщенного или слабо перегретого пара с абсолютным давлением 1,4 МПа, паропроизводительностью 10 т/ч и сжигания газообразного и жидкого топлива. При работе котла на природном газе КПД составляет 93,2%, а на мазуте – 91,3%.

Котел состоит из верхнего 1 и нижнего 5 барабанов одинаковой длины (рис. 2.3), которые соединены между собой коридорно расположенными вертикальными изогнутыми трубами и образуют соответственно первый 8 и второй 7 газоходы конвективной поверхности нагрева. Продольная металлическая перегородка 9 по всей высоте газохода с окном (от фронта котла) спереди обеспечивает разворот дымовых газов в пучке на 180° и выход газов в экономайзер через заднюю стенку котла.

Топочная камера котла находится сбоку (справа) от конвективного пучка и отделена от него слева газоплотным экраном из труб 6, сваренных между собой металлическими полосками. Фронтальной экран топки образован четырьмя изогнутыми трубами 13, развальцованными в верхний и нижний барабаны, что позволяет разместить на фронтальной стене амбразуры горелки 14 и лаз. В задней части газоплотного экрана 12 имеется окно для выхода топочных газов из топки в конвективный пучок 8. Подовый 4, правый боковой 3 и потолочный 2 топочные экраны согласно своей конструкции образуются длинными изогнутыми трубами, концы которых соединяются непосредственно с верхним и нижним барабанами на вальцовке. Нижняя часть топки выкладывается слоем огнеупорного кирпича.

Для производства перегретого пара в котел ДЕ-10-14 устанавливают пароперегреватель, который выполнен змеевиковым из труб диаметром 32×3 мм. В качестве хвостовых поверхностей нагрева применяются стандартные чугунные водяные экономайзеры.

В промышленности широко используются и другие аналогичные марки паровых котлов: КЕ, ДКВР, ГМ, БК [5–7].



РАСЧЕТ ПРОЦЕССА ГОРЕНИЯ, КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ БРУТТО И РАСХОДА ТОПЛИВА

Традиционным источником для получения теплоты является топливо, которое характеризуется агрегатным состоянием и происхождением [3–5, 7, 8].

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 применяться древесные отходы другого гранулометрического состава в виде коры, опилок, древесной шлифовочной пыли [7]. 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 ($W^p = 30\text{--}40\%$), 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).

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 – к отсеву.

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

К антрацитам (обозначение – А) относят 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 [3–5].

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–Б4, приложение Б; табл. В1–В2, приложение В).

Для расчета действительных объемов продуктов сгорания по газходам агрегата прежде всего выбирают коэффициент избытка воздуха в верхней части топки α_T и суммарные присосы воздуха в отдельных поверхностях нагрева $\Delta\alpha_i$. Коэффициент избытка воздуха α_T должен обеспечить практически полное сгорание топлива, он выбирается в зависимости от типа топочного устройства и вида сжигаемого топлива. Коэффициент избытка воздуха α_T включает в себя избыток 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, способа его сжигания и конструкции топки из табл. Б1–Б4 (приложение Б).

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

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

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

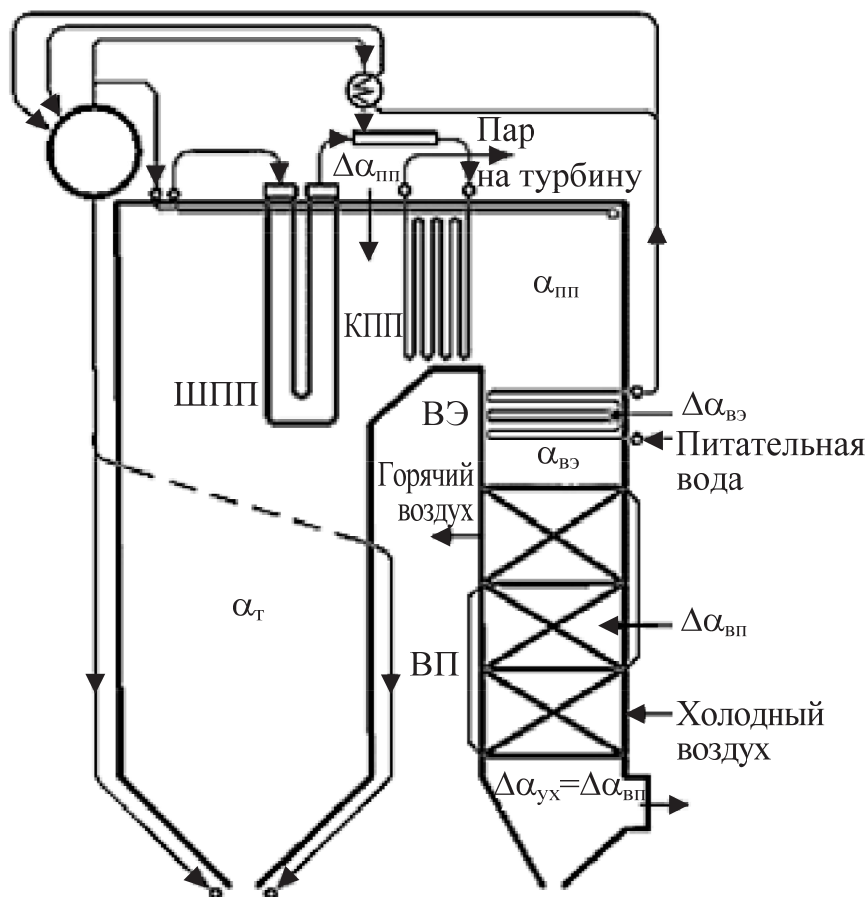


Рис. 3.1. Присосы воздуха по газоходам котельного агрегата и коэффициент избытка воздуха в топке:

ШПП – ширмовый пароперегреватель; КПП – конвективный пароперегреватель; ВЭ – водяной экономайзер; ВП – воздухоподогреватель

Характерные присосы воздуха в топке и газоходах парового котла даны в табл. 3.2 [9].

Таблица 3.2

Расчетные присосы холодного воздуха в топках и газоходах паровых котлов

Поверхность нагрева	Обозначение	Присос
1. 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
2. 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
3. То же для газомазутных котлов с $D > 89$ кг/с и с металлической обшивкой топки	$\Delta\alpha_T$	0,03
4. То же при наличии газоплотных экранов и работе топки под разряжением	$\Delta\alpha_T$	0,02
5. Поверхности, расположенные на выходе из топки (ширмовый пароперегреватель, фестон)	$\Delta\alpha_{пп}$	0
6. Поверхность пароперегревателя в горизонтальном газоходе (конвективный или ширмовый пароперегреватель)	$\Delta\alpha_{пп}$	0,03
7. Первичный или вторичный пароперегреватель в опускном газоходе (отдельно на каждый пакет)	$\Delta\alpha_{пп}$	0,03
8. Переходная зона	$\Delta\alpha_{пз}$	0,03
9. Водяной экономайзер при одноступенчатом выполнении или на каждую ступень при двухступенчатом выполнении	$\Delta\alpha_{вэ}$	0,02
10. Трубчатый воздухоподогреватель на каждую ступень	$\Delta\alpha_{вп}$	0,03
11. Регенеративный вращающийся воздухоподогреватель при $D \leq 50$ кг/с (180 т/ч)	$\Delta\alpha_{рвп}$	0,2
12. 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 [3, 8, 9].

Согласно с заданным топливом из табл. В1, В2 (приложение В) выбирается состав топлива.

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

Теоретический объем воздуха ($\text{м}^3/\text{кг}$), необходимый для полного сгорания 1 кг рабочей массы твердого или жидкого топлива (верхний индекс «р»), определяется по формуле (коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1$)

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

Теоретический объем воздуха ($\text{м}^3/\text{м}^3$), необходимый для полного сгорания 1 кг газообразного топлива, определяется по формуле

$$V^0 = 0,0476 \left[0,5CO + 0,5H_2 + 1,5H_2S + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) C_m H_n - O_2 \right], \quad (3.4)$$

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

Действительное количество воздуха при сгорании определяется 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:

$$V_{\Gamma} = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 + 1,0161(\alpha_{\text{yx}} - 1)V_B^0. \quad (3.6)$$

В этой формуле объем сухих трехатомных газов при сжигании твердого топлива и мазута ($\text{м}^3/\text{кг}$) равен

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

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

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

Теоретический объем азота в продуктах сгорания при сжигании твердого топлива и мазута ($\text{м}^3/\text{кг}$):

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

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

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

Теоретический объем водяных паров при сжигании твердого и жидкого топлива ($\text{м}^3/\text{кг}$):

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

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

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

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

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

Низшая теплота сгорания рабочей массы твердого и жидкого топлива ($\text{кДж}/\text{кг}$) рассчитывается по формуле

$$Q_{\text{H}}^{\text{P}} = 338\text{C}^{\text{P}} + 1025\text{H}^{\text{P}} - 108,5(\text{O}^{\text{P}} - \text{S}^{\text{P}}) - 25W^{\text{P}}. \quad (3.13)$$

Низшая теплота сгорания рабочей массы газового топлива ($\text{кДж}/\text{м}^3$) рассчитывается по формуле

$$\begin{aligned} Q_{\text{H}}^{\text{P}} = & 108\text{H}_2 + 126\text{CO} + 234\text{H}_2\text{S} + 358\text{CH}_4 + 591\text{C}_2\text{H}_4 + \\ & + 638\text{C}_2\text{H}_6 + 860\text{C}_3\text{H}_6 + 913\text{C}_3\text{H}_8 + 1135\text{C}_4\text{H}_8 + \\ & + 1187\text{C}_4\text{H}_{10} + 1461\text{C}_5\text{H}_{12} + 1403\text{C}_6\text{H}_6. \end{aligned} \quad (3.14)$$

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

Определение температуры горения топлива t_{T} 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 ($\text{кДж}/\text{м}^3$):

$$H_{\text{B}}^0 = V_{\text{B}}^0(ct)_{\text{B}}, \quad (3.15)$$

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 при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$ вычисляется энтальпия теоретического объема продуктов сгорания в указанном выше диапазоне температур в топочной камере:

$$H_{\Gamma}^0 = V_{\text{RO}_2} (ct)_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 (ct)_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 (ct)_{\text{H}_2\text{O}}, \quad (3.16)$$

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 м³ сухих трехатомных газов, теоретических объемов азота и водяных паров, принимаются согласно принятой температуре газов в топке из табл. В3 (приложение В).

Энтальпия избыточного количества воздуха на выходе из топки:

$$H_{\text{В}}^{\text{изб}} = (\alpha_{\text{T}} - 1) H_{\text{В}}^0. \quad (3.17)$$

Энтальпия золы (кДж/кг):

$$H_{\text{ЗЛ}} = 0,01(ct)_{\text{ЗЛ}} A^{\text{P}} a_{\text{УН}}, \quad (3.18)$$

где $(ct)_{\text{ЗЛ}}$ – энтальпия 1 кг золы, выбирается из табл. В3 (приложение В); A^{P} – зольность рабочей массы топлива; $a_{\text{УН}}$ – доля золы, уносимой газами, выбирается из табл. Б1, Б2 и Б4 (приложение Б).

Энтальпия продуктов сгорания при коэффициенте избытка воздуха α_{T} , а также при любом $\alpha > 1$:

$$H_{\Gamma} = H_{\Gamma}^0 + H_{\text{В}}^{\text{изб}} + H_{\text{ЗЛ}}. \quad (3.19)$$

Энтальпия золы учитывается только при $a_{\text{УН}} A^{\text{P}} / Q_{\text{H}}^{\text{P}} > 1,4\%$ кг/МДж.

По найденным значениям строим кривую изменения энтальпии от температуры продуктов сгорания (рис. 3.2). Для $H_{\Gamma} = Q_{\text{P}}^{\text{P}}$ найдем соответствующую температуру горения t_{T} для точки пересечения с кривой, построенной для выбранного значения α_{T} .

Количество располагаемой теплоты Q_{P}^{P} , кДж/кг (кДж/м³), внесенной в топочную камеру, состоит из низшей теплоты сгорания рабочей массы топлива, полученной при сгорании 1 кг (м³) топлива, Q_{H}^{P} , теплоты $Q_{\text{В.ВН}}$, поступающей с воздухом, физической теплоты топлива $Q_{\text{ТЛ}}$, теплоты пара, поступающего в форсунки, $Q_{\text{П}}$, и теплоты разложения карбонатов $Q_{\text{К}}$:

$$Q_{\text{P}}^{\text{P}} = Q_{\text{H}}^{\text{P}} + Q_{\text{В.ВН}} + Q_{\text{ТЛ}} + Q_{\text{П}} - Q_{\text{К}}; \quad (3.20)$$

$$Q_{\text{В.ВН}} = c'_{\text{РВ.ВН}} V_{\text{В}} t_{\text{В.ВН}}; \quad (3.21)$$

$$Q_{\text{ТЛ}} = c_{\text{ТЛ}} t_{\text{ТЛ}}; \quad (3.22)$$

где $c'_{\text{РВ}}$ и $c_{\text{ТЛ}}$ – объемная и массовая изобарные теплоемкости воздуха и топлива (для случая отсутствия расчета воздухоподогревателя $t_{\text{В.ВН}}$ может быть принята 30°C); $Q_{\text{ТЛ}}$ учитывается только при предварительном подогреве мазута.

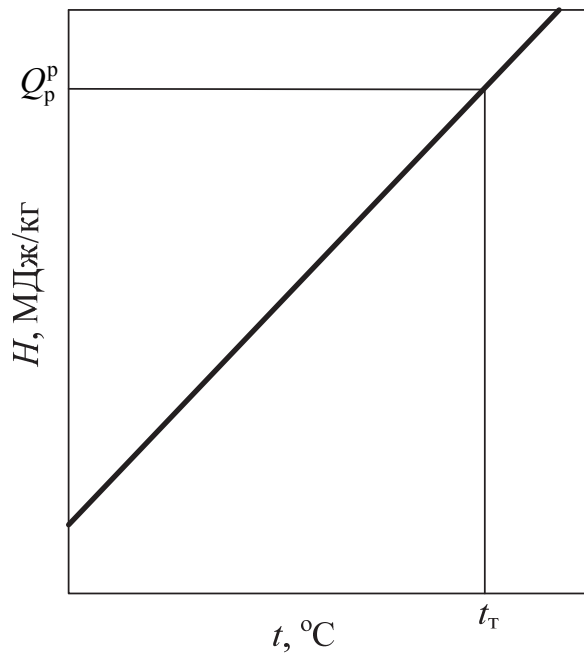


Рис. 3.2. Изменение энтальпии продуктов горения от температуры

В большинстве случаев принимают $Q_p^p \approx Q_H^p$.

Энтальпия уходящих дымовых газов $H_{г,уx}$ рассчитывается аналогично по формулам (3.15)–(3.19), приведенным выше, для заданной температуры дымовых газов $t_{уx}$ и коэффициента избытка воздуха $\alpha_{уx}$ на выходе из котла.

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: с уходящими газами Q_2 ; от химической неполноты сгорания Q_3 ; от механической неполноты сгорания Q_4 ; от наружного охлаждения корпуса Q_5 ; с физическим теплом шлака Q_6 .

Общее уравнение теплового баланса котлоагрегата имеет вид:

$$Q_p^p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6, \quad (3.23)$$

или в процентах располагаемой теплоты:

$$q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 = 100, \quad (3.24)$$

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

Тепловой баланс составляется применительно к установившемуся тепловому состоянию котла на 1 кг твердого (жидкого) или 1 м³ газообразного топлива при 0°С и 101,3 кПа. На основании теплового баланса вычисляются КПД и необходимый расход топлива.

Потеря теплоты с уходящими газами q_2 (%):

$$q_2 = \frac{(H_{г,ух} - \alpha_{ух} H_B^0)(100 - q_4)}{Q_p^p}, \quad (3.25)$$

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

$$H_B^0 = V^0 (c'_p t)_{в.вн} = 39,8 V^0. \quad (3.26)$$

Потери 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 через стенки котла в окружающую среду q_5 (%) для стационарных котлов принимается по рис. 3.3 [3].

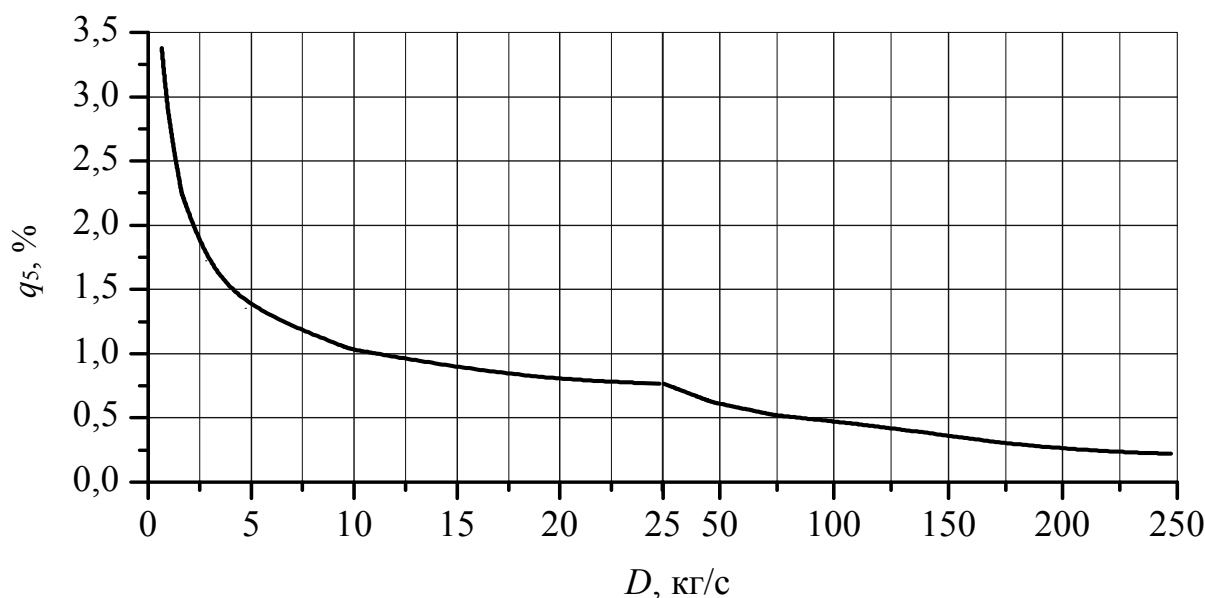


Рис. 3.3. Потеря тепла от наружного охлаждения

При производительности котла больше 250 кг/с принимается $q_5 = 0,2\%$.

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

$$q_5 = q_5^H \frac{D^H}{D}, \quad (3.27)$$

где q_5^H – потеря теплоты при номинальной нагрузке; D^H – паропроизводительность при номинальной нагрузке; D – паропроизводительность при текущей нагрузке котла.

Разбивка потери теплоты 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:

$$\varphi = 1 - q_5 / 100. \quad (3.28)$$

Потеря с теплотой шлака q_6 (%) вводится в расчет для всех твердых топлив при слоевом и камерном сжигании с жидким шлакоудалением. При камерном сжигании с твердым шлакоудалением q_6 может не учитываться при $A^p \leq 2,5Q_H^p$, где единица измерения Q_H^p – МДж/кг.

Потеря с физической теплотой шлака (%) определяется по формуле

$$q_6 = a_{\text{шл}} \frac{A^p (ct)_{\text{шл}}}{Q_p^p}, \quad (3.29)$$

где $a_{\text{шл}} = 1 - a_{\text{ун}}$ – доля шлакоулавливания в топочной камере; $(ct)_{\text{шл}}$ – энтальпия шлака (золы), 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°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 $a_{\text{ун}}$ принимается в зависимости от способа сжигания топлива по табл. Б1, Б2 и Б4 (приложение Б).

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

$$\eta_{\text{к.а}}^{\text{бр}} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6). \quad (3.30)$$

Расход топлива определяется по уравнению

$$B = D \left[(h_{\text{пп}} - h_{\text{пв}}) + 0,01p(h' - h_{\text{пв}}) \right] / (Q_{\text{н}}^{\text{п}} \eta_{\text{к.а}}^{\text{бр}}), \quad (3.31)$$

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 .

Энтальпия перегретого пара находится по hs -диаграмме (см. приложение В, рисунок) или по таблицам работы [10]. Энтальпия питательной и кипящей воды – по таблицам В6 и В7 (приложение В).

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

$$B_{\text{у.т}} = B Q_{\text{н}}^{\text{п}} / Q_{\text{у.т}}, \quad (3.32)$$

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



РАСЧЕТ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА КОТЛА И КОНДЕНСАТОРА ПАРОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ

4.1. Конструктивные характеристики аппаратов

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 пароперегревателя или отдельные их ступени разделяются на радиационные, полурadiационные и конвективные [4].

Радиационные пароперегреватели выполняются обычно из труб диаметром 22–54 мм. При высоких параметрах пара их размещают в топке или газоходе в виде ширм и настенных экранов. Преобладающую 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 2,5–3,0 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).

Конвективный пароперегреватель выполняется в виде пучка стальных труб с внутренним диаметром трубы d_1 и наружным d_2 , равным 28–42 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 температуру t'_2 , 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 при постоянном давлении $p_{\text{пн}}$ до температуры $t_{\text{пн}}$, средняя скорость движения пара в трубах пароперегревателя – w_1 (табл. А1 и А2, приложение А).

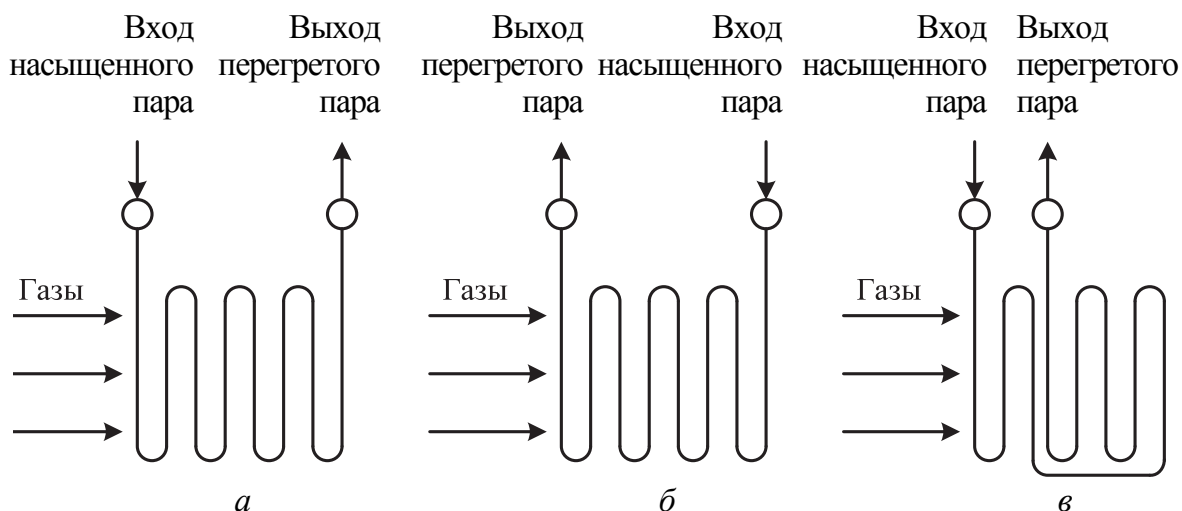


Рис. 4.1. Взаимное движение пара и газов в пароперегревателе:
а – прямоточное; *б* – противоточное; *в* – смешанное

Экономайзер применяют для нагрева питательной воды, поступающей в барабан котла, с целью использования теплоты продуктов сгорания топлива. 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 [5]. 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°С ниже температуры насыщения и их устанавливают на котлах низкого давления (до 2,4 МПа). Скорость продуктов сгорания в узком сечении экономайзера должна быть: при сжигании мазута и газа – 6–9 м/с; при сжигании твердого топлива – 7–10 м/с. Скорость воды обеспечивается равной 0,5–1,0 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 наружным диаметром $d_n = 28–42$ 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.

В экономайзерах всех типов вода движется только снизу вверх, чтобы образующиеся пузырьки растворенного в воде воздуха и газов не оказывали сопротивления движению воды. Поверхность нагрева экономайзера разделяют на несколько пакетов высотой до 1 м, между которыми предусматривают разрыв 600–800 мм, что необходимо для лучшего обслуживания экономайзера, проведения ремонта и монтажа.

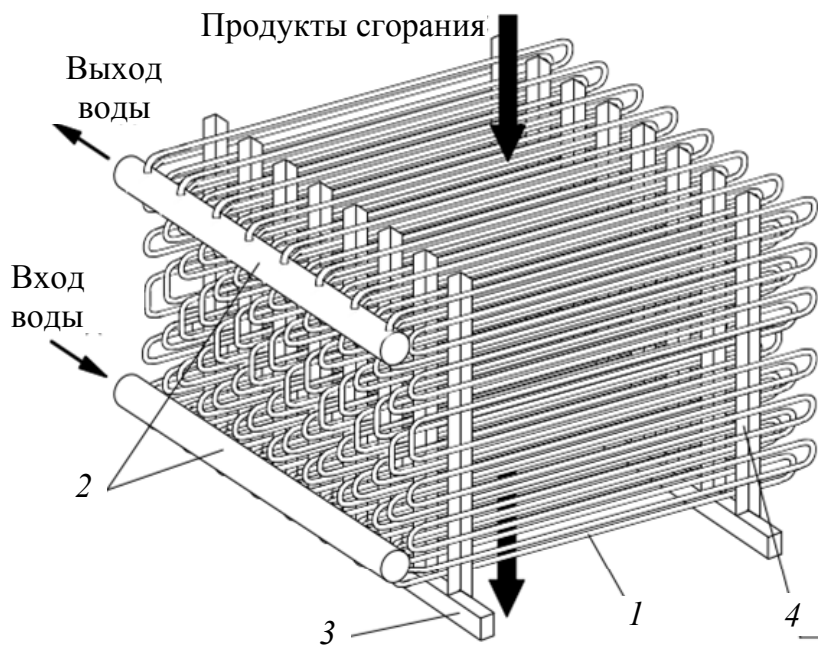


Рис. 4.2. Стальной змеевиковый экономайзер:
1 – трубные змеевики; 2 – коллектор; 3 – опорная балка;
4 – опорные стойки

Заменяя традиционные гладкотрубные экономайзеры на экономайзеры из стальных круглых труб с поперечными ленточными стальными ребрами (рис. 4.3), 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 на давление не выше 2,4 МПа и относятся к некипящему типу. Чугунные экономайзеры устойчивы к сернокислотной коррозии.

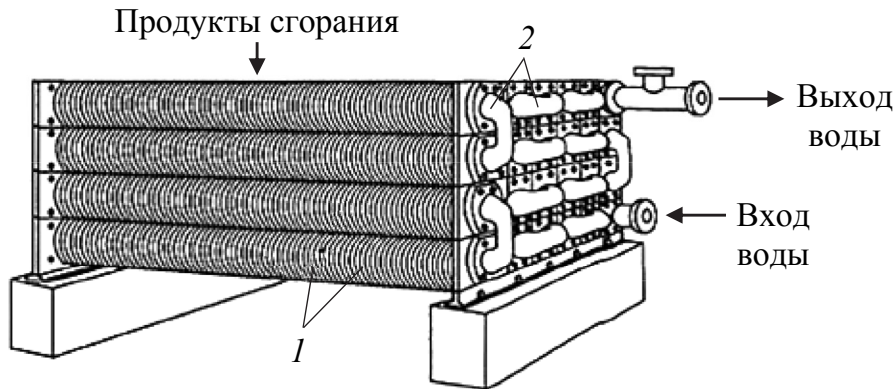


Рис. 4.3. Экономайзер с ребристыми трубами:
1 – ребристые трубы; 2 – калачи

В экономайзере питательная вода подогревается от температуры $t_{\text{пв}} = t'_в$ (табл. А3–А4, приложение А) на входе до температуры $t''_в$ на выходе, которая может быть принята на 10°C ниже температуры t_s насыщенного пара. Подогрев осуществляется дымовыми газами с температурой $t'_г$ на входе трубного пучка с внутренним диаметром труб d_1 и внешним d_2 , расположенного с шагом S_1 поперек и S_2 вдоль потока газов. Средняя скорость движения воды в трубах – w_1 , средняя скорость дымовых газов в узком сечении трубного пучка – w_2 (табл. А3–А4, приложение А).

Расход питательной воды через экономайзер (кг/с):

$$D_{\text{вэ}} = D(1 + p / 100),$$

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 [11].

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

Температура воздуха, поступающего в воздухоподогреватель, должна быть на 5–10°C 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. 4.4. Трубки в нем расположены обычно вертикально, внутри них движутся продукты сгорания. Воздух омывает их поперечным потоком. По воздушному тракту подогреватель может быть одно- и многоходовым. Течение воздуха в несколько ходов организуется 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.

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 $t'_г$.

Конденсатор – пароводяной теплообменник, используется для конденсации пара на выходе из турбины ПТУ путем 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, конденсатосборник [5, 12].

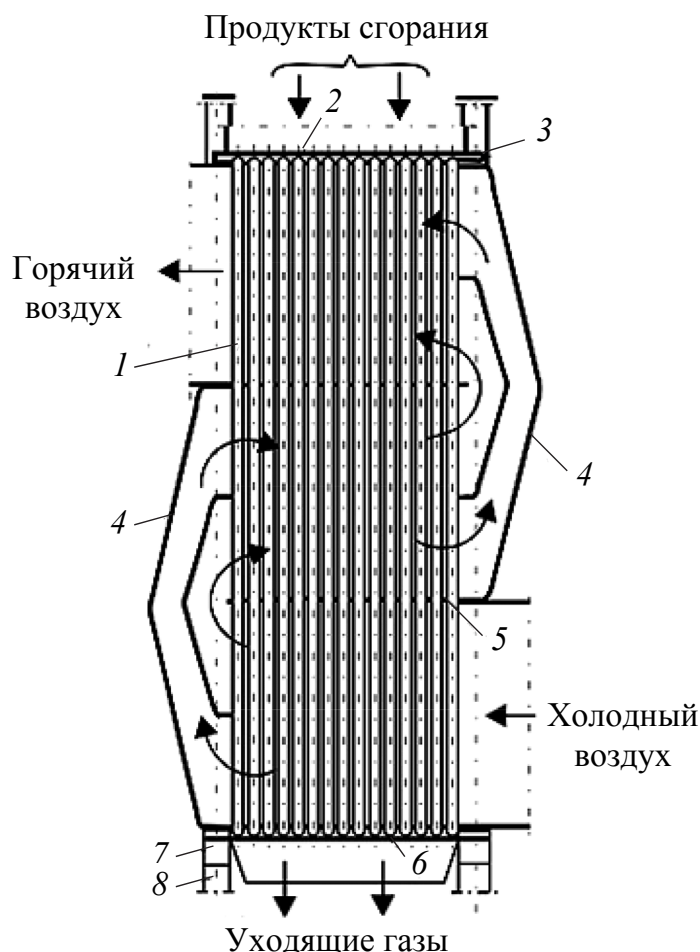


Рис. 4.4. Трубчатый воздухоподогреватель:

- 1 – стальные трубы; 2, 6 – верхняя и нижняя трубные доски;
 3 – компенсатор тепловых расширений; 4 – воздухоперепускной
 короб; 5 – промежуточная трубная доска;
 7, 8 – опорные рама и колонны

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. 4.5. 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 между трубными досками и крышками корпуса 2 и 3. Охлаждающая вода по подводющему патрубку 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 патрубку 12.

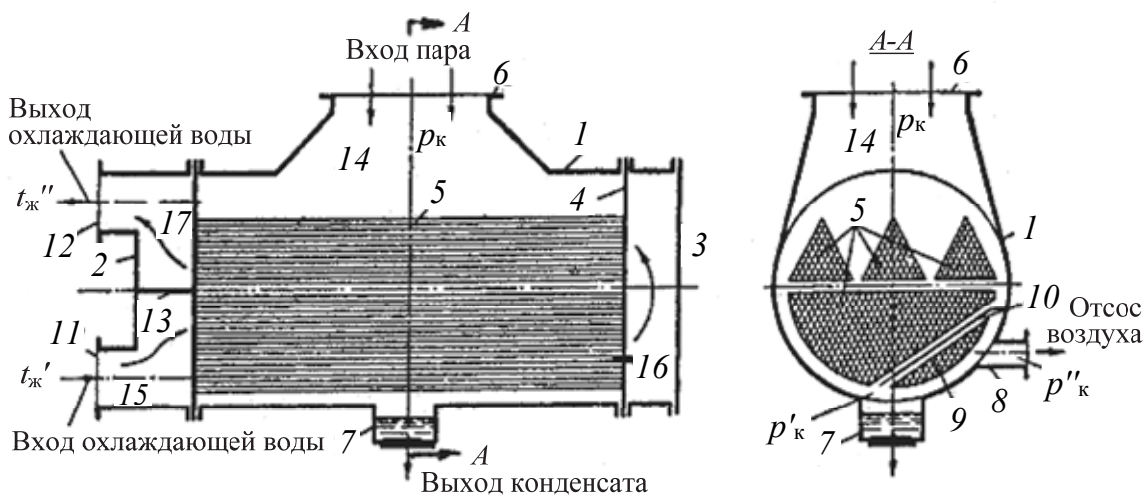


Рис. 4.5. Схема двухходового поверхностного конденсатора:

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, 13 – перегородки; 11 – подводящий патрубок; 12 – отводящий патрубок; 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 принимают, учитывая наличие продувки котла и регенеративных отборов пара в турбине, что в конденсатор поступает насыщенный пар в количестве $0,7D$ (табл. А1, приложение А) при давлении в конденсаторе p_2 (табл. А7, 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. А7, 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. 4.6). Поток теплоносителя 1 проходит внутри труб, а теплоносителя 2 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. Набегающая фронтальная скорость потока второго теплоносителя $w_{2н}$ связана со скоростью в сжатом сечении пучка труб w_2 через коэффициент сужения c_f : $w_{2н} = w_2 c_f$.

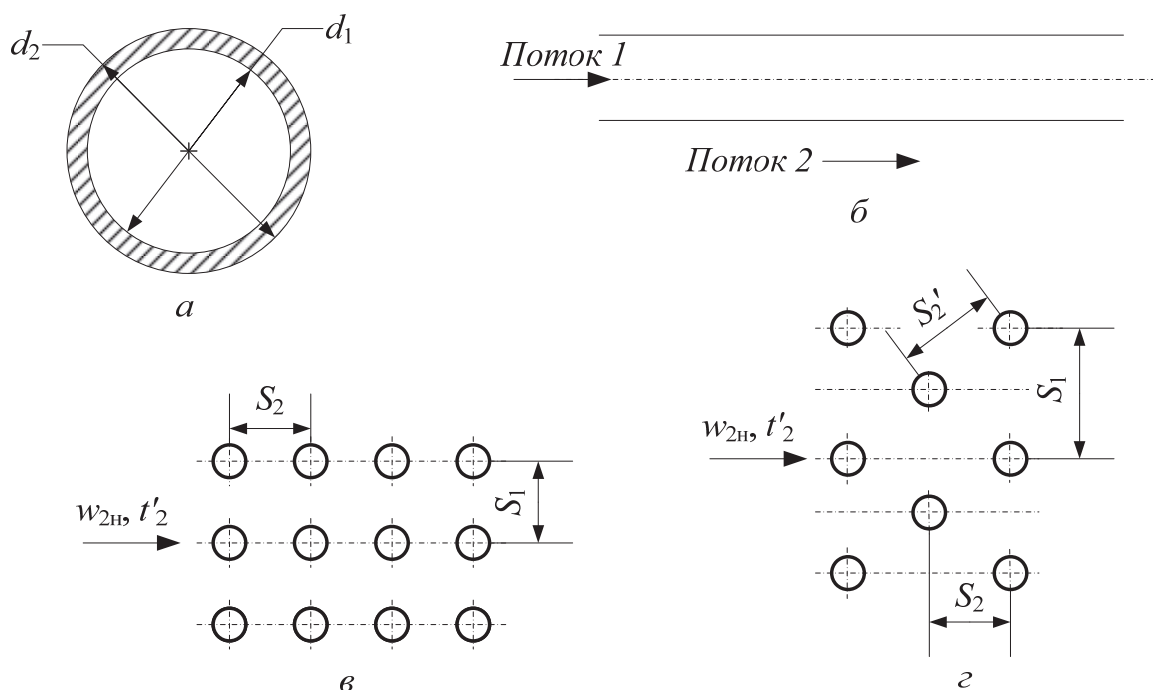


Рис. 4.6. Компоновка поверхностей теплообмена из гладких труб (а) при продольном (б) и поперечном обтекании коридорного (в) и шахматного (г) пучков труб

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

– уравнение теплопередачи:

$$Q = k \bar{\Delta} t F_2 ; \quad (4.1)$$

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

$$Q = G_1 c_p (t_1'' - t_1') = G_1 (h_1'' - h_1'); \quad (4.2)$$

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

$$Q = V_\Gamma c'_p (t_2' - t_2'') = G_2 (H_\Gamma'' - H_\Gamma'), \quad (4.3)$$

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; Γ – относится к газообразным продуктам сгорания (физические свойства дымовых газов даны в табл. В4, приложение В).

Массовый расход продуктов сгорания при нормальных физических условиях:

$$G_1 = B V_\Gamma \rho_\Gamma, \quad (4.4)$$

где B – расход топлива в котле, кг/с (м³/с); V_Γ – удельный расход продуктов сгорания, м³/кг (м³/м³); ρ_Γ – плотность продуктов сгорания при 0°С, кг/м³.

При расчете конвективных поверхностей нагрева котла в соответствии с нормами расчета [3] вместо теплового потока может использоваться теплота Q_B , воспринятая конвекцией и межтрубным излучением, отнесенная к 1 кг (м³) топлива, кДж/кг (кДж/м³):

$$Q_B = \frac{k \Delta t F_2}{B}, \quad (4.5)$$

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

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

$$Q_B = \varphi (H' - H'' + \Delta \alpha H_{np}); \quad (4.6)$$

$$Q_B = \frac{D}{B}(h'' - h'), \quad (4.7)$$

где φ – коэффициент сохранения тепла, определяется по формуле (3.28); $\Delta\alpha$ – присос воздуха в газоход; $H_{\text{пр}}$ – 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 (4.5)–(4.7).

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

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_1} \frac{d_2}{d_1} + R_{31} + \frac{d_2}{2\lambda_w} + R_{32} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1}, \quad (4.8)$$

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; λ_w – теплопроводность материала стенки трубы, 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 [13–15]:

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

$$Nu = 3,65 + \frac{0,19(Re d_1/L)^{0,8}}{1 + 0,117(Re d_1/L)^{0,467}}; \quad (4.9)$$

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

$$Nu = 0,116(Re^{2/3} - 125) Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \left[1 + \left(\frac{d_1}{L} \right)^{2/3} \right]; \quad (4.10)$$

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

$$Nu = \frac{0,023 Re^{0,8} Pr}{1 + 2,14 Re^{-0,1} (Pr^{0,7} - 1)}, \quad (4.11)$$

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; $\mu = \nu \rho$ – динамическая вязкость, Па·с; ρ – плотность, кг/м³; L – длина трубы, м. Индекс: w – стенка.

По найденному значению числа Nu рассчитывается коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha = Nu \frac{\lambda}{l}.$$

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

$$d_3 = \frac{4f}{\Pi}, \quad (4.12)$$

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 [15]

$$Nu = C_\beta C_z Nu_0, \quad (4.13)$$

где $Nu = \alpha_2 d_2 / \lambda$ – число Нуссельта; C_β – поправочный коэффициент, учитывающий угол набегания потока, образованный линией, параллельной потоку, и осью трубы (принимается $C_\beta = 1$); C_z – коэффициент, учитывающий число рядов труб в пучке по глубине ($C_z = 1$ при $z > 16$).

Число Nu_0 для глубинного ряда z в пучке труб, входящее в выражение (4.13), определяется по формуле [15]

$$Nu_0 = C Re^n Pr^{0,36}, \quad (4.14)$$

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 таблице. За характерный размер принимается наружный диаметр трубы d_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 поправочного коэффициента C_z рассчитываются по формулам:

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

$$C_z = 0,98663 - 0,36513 \exp [-(z - 0,92228) / 2,24791]; \quad (4.15)$$

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

$$C_z = 0,99233 - 0,28543 \exp [-(z - 0,92228) / 2,84146]. \quad (4.16)$$

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. 4.7.

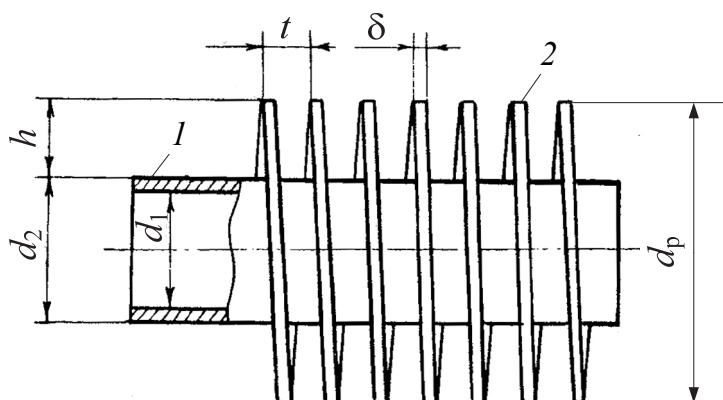


Рис. 4.7. Труба с приварными спирально-ленточными ребрами:

1 – несущая стальная труба; 2 – спиральное приварное ребро

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:

$$\varphi = 1 + \frac{2h(d_2 + h + \delta)}{d_2 t}, \quad (4.17)$$

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

Отношение поверхности ребер ко всей ребристой поверхности:

$$\psi = \frac{F_p}{F_{\Pi}} = \frac{2h(d_2 + h + \delta) + d_2 \delta}{2h(d_2 + h + \delta) + d_2 t}, \quad (4.18)$$

где F_p – поверхность ребер, м²; F_{Π} – полная поверхность оребренной трубы, м².

Коэффициент сужения (живого сечения):

$$c_f = 1 - \frac{d_2 + 2h(\delta/t)}{S_1}, \quad (4.19)$$

где S_1 – поперечный шаг труб в пучке (см. рис. 4.6).

Характерный размер определяется по формуле

$$l = (1 - \psi)d_2 + \psi \sqrt{\frac{\pi}{4}(d_p^2 - d_2^2)}, \quad (4.20)$$

где d_p – диаметр ребер, м.

Среднее число Нуссельта при поперечном обтекании пучков труб рабочим веществом рассчитывается по формулам [16]:

– для шахматных пучков:

$$\text{Nu}_l = 0,36 C_z \left(\frac{S_1 - d_2}{S'_2 - d_2} \right)^{0,1} \varphi^{-0,5} \text{Re}_l^n \text{Pr}^{0,33}, \quad (4.21)$$

– для коридорных пучков:

$$\text{Nu}_l = 0,2 C_z C_s \varphi^{-0,7} \text{Re}_l^n \text{Pr}^{0,33}, \quad (4.22)$$

где $\text{Re} = w_{2H} l / \nu c_f$ – число Рейнольдса при набегающей на пучок труб скорости потока w_{2H} в узком сечении; $n = 0,6\varphi^{0,07}$.

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:

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

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

$$c_s = -7,026 + 19,582\sigma_2 - 18,556\sigma_2^2 +$$

$$+ 7,887\sigma_2^3 - 1,251\sigma_2^4 \quad \text{при } \sigma_2 = S_2/d_2 < 2;$$

$$c_s = 1 \quad \text{при } \sigma_2 = S_2/d_2 \geq 2.$$

Конвективный коэффициент теплоотдачи $\alpha_{2к}$, определяемый для ребристых труб из уравнений подобия (4.21)–(4.22), относится ко всей оребренной поверхности. Приведенный коэффициент теплоотдачи к гладкой наружной поверхности трубы определяется по формуле

$$\alpha_2 = \alpha_{2к} [1 - \psi(1 - E)] \varphi, \quad (4.23)$$

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) водяной пар. Внутреннее пространство корпуса конденсатора равномерно заполнено трубным пучком.

Для неметаллических жидкостей при конденсации на одиночных горизонтальных трубах чистого медленно движущегося пара средний коэффициент теплоотдачи (Вт/(м²·К)) определяется по формуле [8]

$$\alpha = 0,725 \left[\frac{\lambda^3 g (\rho - \rho_n) \Delta h}{\nu \Delta t d_2} \right]^{1/4} \varepsilon_t, \quad (4.24)$$

где λ , ρ , ν – теплопроводность, плотность и кинематическая вязкость жидкой пленки при t_s ; g – ускорение свободного падения; ρ_n – плотность насыщенного пара; Δh – разность энтальпий пара на входе и выходе из конденсатора, определяется при анализе цикла ПТУ (см. раздел 5); $\Delta t = t_s - t_w$; t_s – температура насыщения; t_w – температура стенки; $\varepsilon_t = [(\lambda_w / \lambda)^3 (\mu / \mu_w)]^{1/8}$ – поправка на переменность физических свойств конденсата.

4.2.5. Радиационный и сложный теплообмен. При расчете радиационного пароперегревателя, в котором со стороны продуктов сгорания доминирует теплообмен за счет излучения, в формуле для коэффициента теплопередачи (4.8) в качестве α_2 необходимо использовать условный лучистый коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha_{\text{л}} = \frac{q_{\text{л}}}{\bar{T}_{\text{г}} - T_{\text{в}}}. \quad (4.25)$$

Плотность лучистого теплового потока:

$$q_{\text{л}} = \sigma \varepsilon'_w (\varepsilon_{\text{г}} \bar{T}_{\text{г}}^4 - A_{\text{г}} T_{\text{в}}^4); \quad (4.26)$$

$$\bar{T}_{\text{г}} = \frac{\bar{T}'_{\text{г}} + \bar{T}''_{\text{г}}}{2}, \quad (4.27)$$

где σ – постоянная Стефана – Больцмана ($\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м²·К⁴)); ε'_w – эффективная степень черноты наружной стенки; $\varepsilon_{\text{г}}$ – степень черноты дымовых газов; $A_{\text{г}}$ – поглощательная способность дымовых газов; $\bar{T}_{\text{г}}$, $T_{\text{в}}$ – средняя температура продуктов сгорания и стенки, К.

Эффективная степень черноты стенки определяется соотношением

$$\varepsilon'_w = \frac{\varepsilon_w}{1 - (1 - \varepsilon_w)(1 - A_{\text{г}})}, \quad (4.28)$$

где ε_w – степень черноты материала стенки.

Степень черноты компонентов излучающего газа CO₂ и H₂O 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) [17].

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

$$p_i = p r_i, \quad (4.29)$$

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

$$l_{\text{эф}} = \frac{3,6V_{\text{п}}}{F_{\text{п}}}, \quad (4.30)$$

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

$$\varepsilon_r = \varepsilon_{\text{CO}_2} + \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}. \quad (4.31)$$

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

$$A_{\text{CO}_2} = \varepsilon_{\text{CO}_2} \left(\bar{T}_r / T_w \right)^{0,65}; \quad (4.32)$$

$$A_{\text{H}_2\text{O}} = \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} \left(\bar{T}_r / T_w \right)^{0,45}; \quad (4.33)$$

$$A_r = A_{\text{CO}_2} + A_{\text{H}_2\text{O}}. \quad (4.34)$$

Таким образом, система уравнений (4.25)–(4.34) позволяет рассчитать лучистый коэффициент теплоотдачи.

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 (4.8) представляет собой эффективную величину с учетом сложного теплообмена:

$$\alpha_2 = \alpha_k + \alpha_{\text{л}}, \quad (4.35)$$

где α_k – конвективный коэффициент теплоотдачи, рассчитываемый для конкретных условий обтекания поверхности теплообмена по одной из зависимостей (4.13)–(4.14) или (4.21)–(4.23); $\alpha_{\text{л}}$ – условный лучистый коэффициент теплоотдачи.

4.2.6. Расчет поверхности 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 радиационного и сложного теплообмена и при конденсации необходимо знать температуру наружной стенки. В первом приближении температура стенки $t_{w,i}$ берется в виде среднеарифметического значения температур горячего и холодного потоков рабочих сред.

Коэффициент теплопередачи рассчитывается по формуле (4.8).

Среднелогарифмический температурный напор вычисляем по формуле

$$\bar{\Delta t} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}}, \quad (4.36)$$

где $\Delta t_{\text{б}}$, $\Delta t_{\text{м}}$ – максимальный и минимальный температурные напоры теплоносителей на входе и выходе теплообменника, зависящие от схемы течения потоков в теплообменных устройствах и соотношения водяных эквивалентов $W = c_p G$ (рис. 4.8).

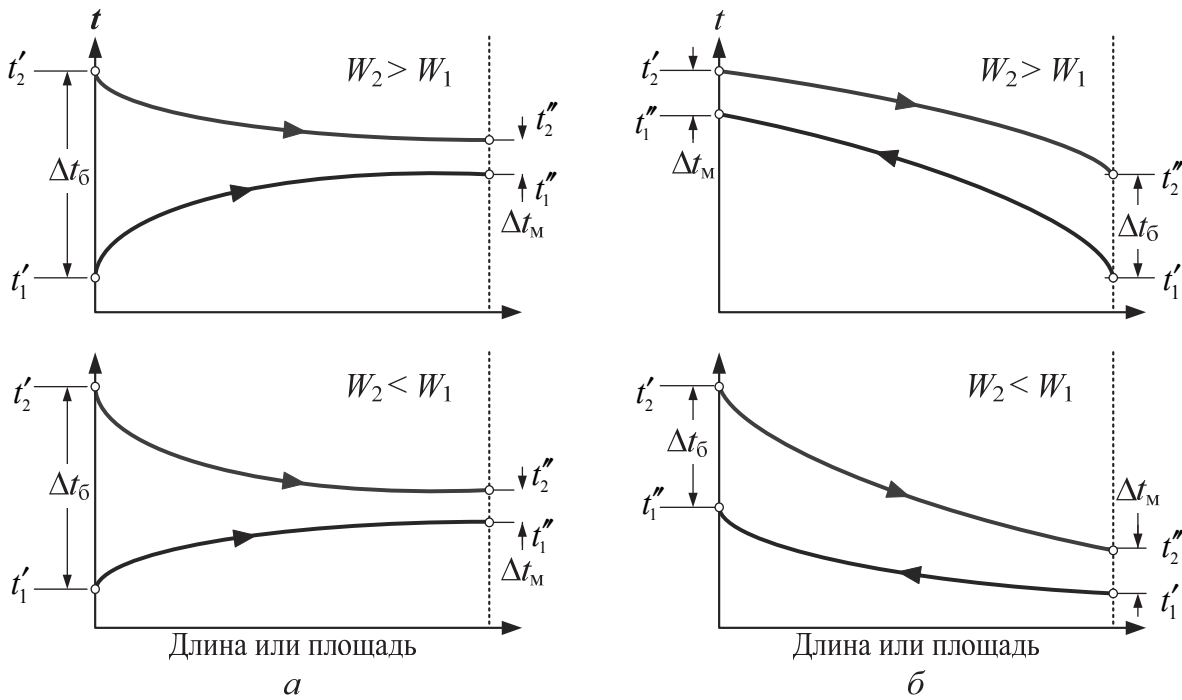


Рис. 4.8. Распределение температур в теплообменнике «труба в трубе» при прямотоке (а) и противотоке (б)

В конденсаторе конденсируется чистый водяной пар при температуре насыщения $t_s = \text{const}$, поэтому

$$\bar{\Delta t} = \frac{t_{\text{ж}}'' - t_{\text{ж}}'}{\ln \frac{t_s - t_{\text{ж}}'}{t_s - t_{\text{ж}}''}}. \quad (4.37)$$

Поперечная схема движения теплоносителей, присущая пароперегревателю, экономайзеру, воздухоподогревателю, требует введения поправок и $\varepsilon_{\Delta t}$ на перекрестный ток, которая определяется по графикам таблицы в приложении Г. Тогда

$$\bar{\Delta t}' = \bar{\Delta t} \varepsilon_{\Delta t}. \quad (4.38)$$

Из уравнения теплопередачи (4.8) рассчитываем поверхность теплообмена:

$$F_2 = \frac{Q}{k\Delta t'}. \quad (4.39)$$

При использовании в качестве основных уравнений теплопередачи и теплового баланса уравнений (4.5)–(4.8) поверхность нагрева:

$$F_2 = \frac{Q_B B}{k\Delta t'}. \quad (4.39a)$$

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

$$t_{w,i+1} = \bar{t} - \frac{q}{\alpha_2}, \quad (4.40)$$

где \bar{t} – средняя температура потока дымового газа или температура конденсации; $q = Q / F_2$ – плотность теплового потока.

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 искомой поверхности теплообмена продолжается с учетом относящихся к ней зависимостей из набора (4.8)–(4.40) теплообмена и повторяется до тех пор, пока не будет достигнута заданная точность в определении температуры стенки.

4.2.7. Расчет числа труб. Число труб в одном ходе пучка пароперегревателя, экономайзера и воздухоподогревателя:

$$n = \frac{4G_1}{\pi d_1^2 w_1 \rho}. \quad (4.41)$$

Длина одной трубы:

$$L = \frac{F_2}{\pi d_2 n n_x}, \quad (4.42)$$

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

Приближенное общее число труб в конденсаторе:

$$n_{\text{тр}} = \frac{4G_1 z}{\rho w_1 \pi d_1^2}, \quad (4.43)$$

где G_1 – расход охлаждающей воды внутри труб, определяется из уравнения теплового баланса; z – число ходов со стороны воды; ρ – плотность воды; w_1 – скорость воды ($w_{\text{ж}}$) в трубах; d_1 – внутренний диаметр труб.

4.3. Компоновка поверхностей нагрева парового котла и конденсатора

После определения площади поверхности теплообмена F необходимо ее скомпоновать с учетом общего количества n и размеров труб, шагов их размещения в пучке. При этом массовые расходы теплоносителей должны соответствовать уравнениям теплового баланса при заданных скоростях потоков. Компоновка позволяет нам определить объем V , занимаемый поверхностью нагрева, который равен произведению площади фронтального сечения для набегающего потока и глубины аппарата вдоль по потоку. Ниже рассмотрим особенности определения компоновки отдельно для пароперегревателя, экономайзера, воздухоподогревателя и конденсатора. Во всех случаях схема течения рабочих сред – перекрестный ток с противотоком.

4.3.1. Компоновка пароперегревателя. Компоновочная схема пароперегревателя дана на рис. 4.9. Пароперегреватель собирается из плоских односторонних змеевиков, соединенных параллельно и расположенных в горизонтальном газоходе в коридорном порядке вдоль по потоку продуктов сгорания.

Фронтальное сечение F_{ϕ} для набегающего потока:

$$F_{\phi} = ab, \quad (4.44)$$

где a – ширина фронта; b – высота фронта.

Ширина фронта:

$$a = nS_1, \quad (4.45)$$

где n – число змеевиков (труб); S_1 – поперечный шаг.

Высота фронта должна соответствовать массовому расходу G_2 продуктов сгорания и набегающей скорости потока газа w'_2 :

$$b = \frac{G_2}{a\rho_2 w'_2} = \frac{G_2}{a\rho_2} \left(\frac{S_1}{w_2 (S_1 - d_2)} \right), \quad (4.46)$$

где G_2 – расход продуктов сгорания; ρ_2 – плотность продуктов сгорания; d_2 – наружный диаметр труб змеевика; w_2 – скорость продуктов сгорания в сжатом (узком) сечении.

Примем, что высота фронта приближенно равна длине змеевика в пределах одного изгиба:

$$l \cong b. \quad (4.47)$$

Тогда число «прямых» участков равно

$$n_l = \frac{L}{l}, \quad (4.48)$$

где L – полная длина трубы змеевика.

Глубина пароперегревателя вдоль по потоку:

$$c = n_l S_2, \quad (4.49)$$

где S_2 – продольный шаг.

Объем, занимаемый поверхностью теплообмена пароперегревателя:

$$V = abc. \quad (4.50)$$

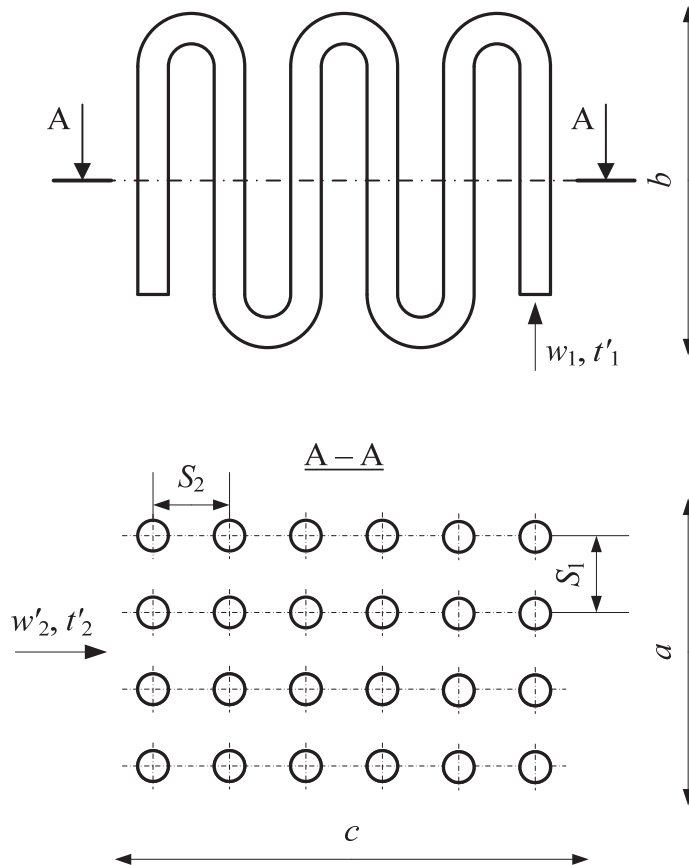


Рис. 4.9. Компоновка пароперегревателя

4.3.2. Компоновка экономайзера. Компоновочная схема экономайзера дана на рис. 4.10. Экономайзер собирается из плоских однониточных змеевиков, соединенных параллельно и расположенных в вертикальном газоходе в шахматном порядке вдоль по потоку продуктов сгорания.

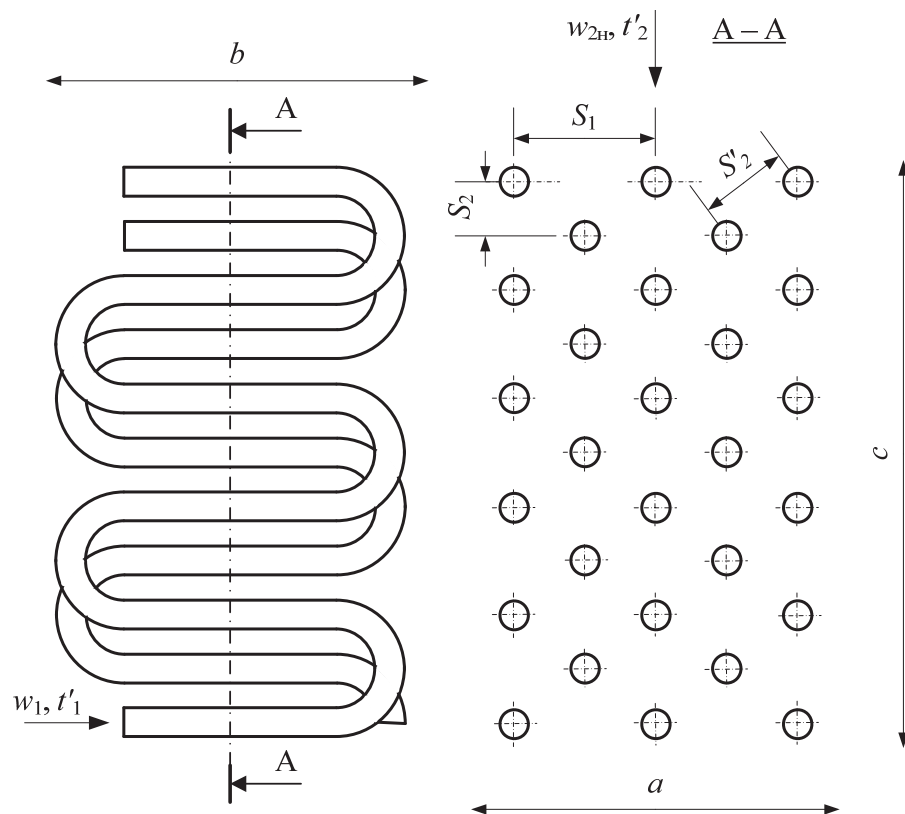


Рис. 4.10. Компонка экономайзера

Фронтальное сечение F_{ϕ} для набегающего потока:

$$F_{\phi} = ab, \quad (4.51)$$

где a – ширина фронта; b – высота фронта.

Ширина фронта:

$$a = \frac{n}{2} S_1, \quad (4.52)$$

где n – число змеевиков (труб); S_1 – поперечный шаг.

Высота фронта должна соответствовать массовому расходу G_2 продуктов сгорания и набегающей скорости потока газа w_{2H} , которая связана со скоростью в узком сечении w_2 через коэффициент сужения, который для гладкотрубного пучка равен

$$c_f = \frac{S_1 - d_2}{S_1}, \quad (4.53)$$

где d_2 – наружный диаметр труб змеевика.

Высота фронта экономайзера:

$$b = \frac{G_2}{a \rho_2 w_{2H}} = \frac{G_2}{a \rho_2 w_2 c_f}, \quad (4.54)$$

где G_2 – расход продуктов сгорания; ρ_2 – плотность продуктов сгорания; $w_{2н}$ – набегающая скорость потоков газа; w_2 – скорость продуктов сгорания в сжатом (узком) сечении.

Примем, что высота фронта приближенно равна длине змеевика в пределах одного изгиба:

$$l \cong b. \quad (4.55)$$

Тогда число «прямых» участков равно

$$n_l = \frac{L}{l}, \quad (4.56)$$

где L – полная длина трубы змеевика.

Глубина пароперегревателя вдоль по потоку:

$$c = 2n_l S_2, \quad (4.57)$$

где S_2 – продольный шаг.

Объем, занимаемый поверхностью теплообмена экономайзера:

$$V = abc. \quad (4.58)$$

4.3.3. Компоновка воздухоподогревателя. Компоновка рекуперативного воздухоподогревателя дана на рис. 4.11 и является модифицированной схемой, описанной выше (см. рис. 4.4). Воздухоподогреватель собирается из труб, соединенных параллельно и расположенных в вертикальном газоходе в шахматном порядке. Он имеет один ход со стороны уходящих газов с потоком внутри труб. Число ходов со стороны наружного потока воздуха зависит от режимных параметров.

Расход воздуха через воздухоподогреватель:

$$G_2 = \frac{Q}{c_{p2}(t_2'' - t_2')}, \quad (4.59)$$

где Q – тепловой поток воздухоподогревателя; c_{p2} – средняя удельная массовая изобарная теплоемкость воздуха; t_2' , t_2'' – температура воздуха соответственно на входе и выходе.

Фронтальное сечение F_Φ для набегающего потока холодного воздуха со скоростью w'_2 :

$$F_\Phi = \frac{G_2}{\rho_2 w'_2} = \frac{G_2}{\rho_2} \left(\frac{S_1}{w_2 (S_1 - d_2)} \right), \quad (4.60)$$

где S_1 – поперечный шаг; ρ_2 – плотность воздуха; w_2 – скорость воздуха в сжатом (узком) сечении.

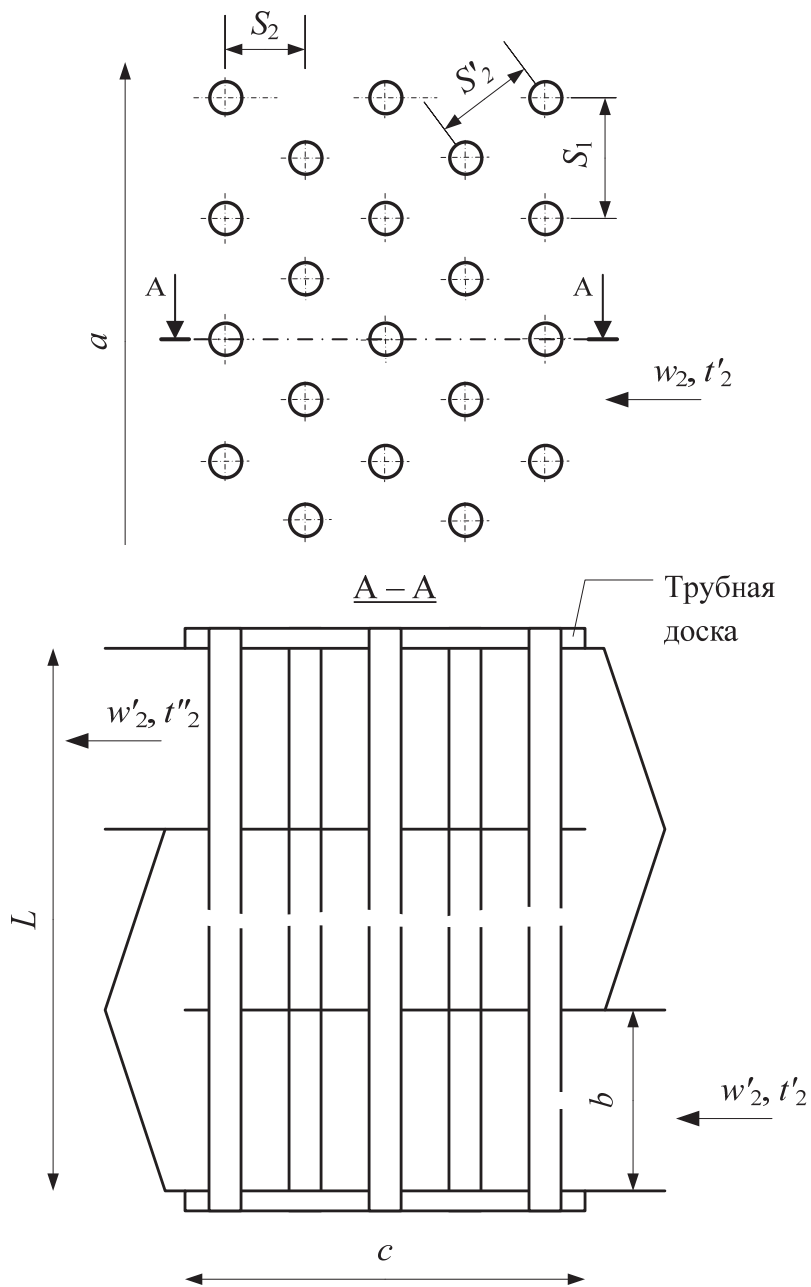


Рис. 4.11. Компоновка воздухоподогревателя

Высота фронта:

$$b = \frac{L}{n_{\text{ХВ}}}, \quad (4.61)$$

где L – длина труб; $n_{\text{ХВ}}$ – число ходов по воздуху (принимается в первом приближении равным 3 и впоследствии может уточняться).

Ширина фронта:

$$a = \frac{F_{\Phi}}{b}. \quad (4.62)$$

Число труб в одном ряду по фронту:

$$n_{1B} = \frac{a}{S_1}. \quad (4.63)$$

Число рядов труб по глубине:

$$z = \frac{n}{n_{1B}}, \quad (4.64)$$

где n – общее число труб.

Глубина воздухоподогревателя вдоль по потоку:

$$c = zS_2, \quad (4.65)$$

где S_2 – продольный шаг.

Объем, занимаемый поверхностью теплообмена воздухоподогревателя:

$$V = aLc. \quad (4.66)$$

4.3.4. Компоновка конденсатора. В конденсаторе принимается, что теплообменные трубы в решетках размещаются в углах равносторонних треугольников с расстоянием между осями $S = (1,25-1,50)d_2$. При развальцовке труб не рекомендуется принимать $S < 1,3d_2$. При размещении по сторонам треугольника трубы в решетке располагаются в виде правильного шестиугольника – гексагональное расположение (рис. 4.12).

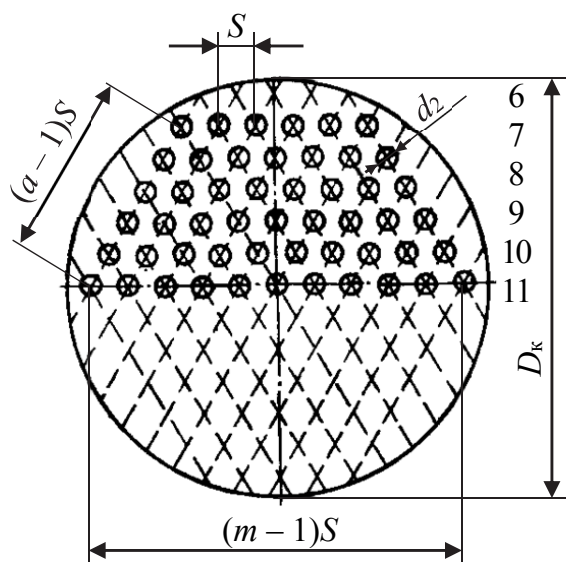


Рис. 4.12. Схема расположения труб в пучке конденсатора по схеме шестиугольника и его размеры

Для этого случая рассмотрим соотношение между числом труб a , размещаемых по стороне внешнего шестиугольника, числом труб m ,

находящихся на его большей диагонали, и полным числом труб $n_{\text{тр}}$, заполняющих шестиугольник трубной решетки. Если число труб m больше 13, то в пространстве между гранями внешнего шестиугольника и обечайкой можно разместить еще некоторое число труб (до 10–15% от $n_{\text{тр}}$). Такое размещение называют полным заполнением решетки.

Число труб по большой диагонали шестиугольника (рис. 4.12):

$$m = \sqrt{\frac{n_{\text{тр}} - 1}{0,75} + 1}. \quad (4.67)$$

Число труб a (рис. 4.12), размещенных по внешней стороне шестиугольника:

$$a = \frac{m + 1}{2}. \quad (4.68)$$

Внутренний диаметр обечайки (кожуха) конденсатора $D_{\text{к}}$ (рис. 4.13) можно найти из уравнения

$$D_{\text{к}} = mS, \quad (4.69)$$

в котором принято, что расстояние между стенкой обечайки и крайними трубами, размещенными по большой диагонали внешнего шестиугольника, равно $0,5S$.

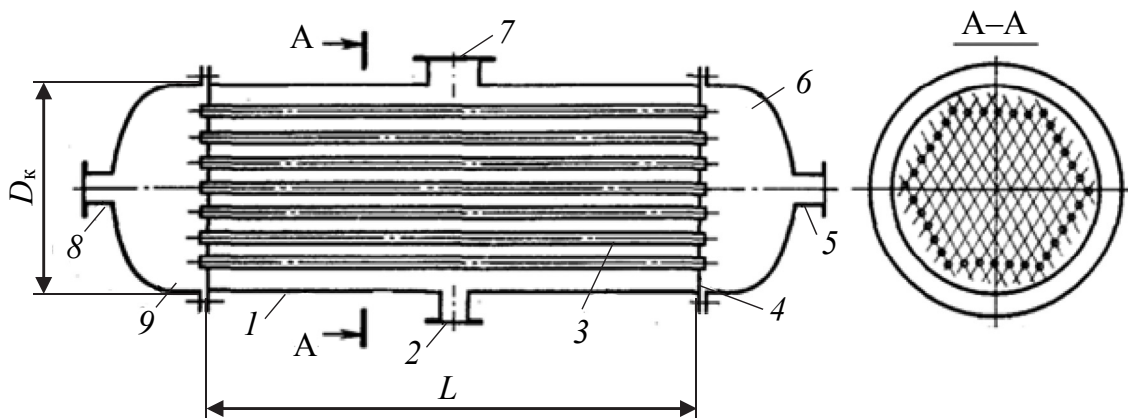


Рис. 4.13. Компоновка конденсатора с одним ходом по воде:

- 1 – кожух; 2 – патрубок выхода конденсата; 3 – трубы; 4 – трубная доска;
5 – патрубок выхода воды; 6 – сборная камера; 7 – патрубок входа пара;
8 – патрубок входа охлаждающей воды; 9 – распределительная камера

В курсовом проекте компоновочное решение для тепловоспринимающей поверхности теплообмена парового котла или конденсатора ПТУ выполняется в соответствии с полученными расчетными данными в выбранном масштабе на листе формата А2.

5

КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ И УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ПАРА ПАРОТУРБИННОЙ УСТАНОВКОЙ

Необходимо провести анализ работы паротурбинной установки, работающей в соответствии с упрощенной принципиальной схемой на рис. 5.1. Полагаем, что она работает по циклу Ренкина с учетом потерь в турбине и насосе, которые характеризуются соответственно внутренним относительным КПД η_{oi} турбины и изотропным КПД насоса η_{ts} . Действительный цикл Ренкина $1-2-3-4-5-6-1$, соответствующий принятым допущениям, показан на рис. 5.2, *a*. Потери в турбине сопровождаются ростом энтропии $\Delta s_T = s_2 - s_2'$, а в насосе – $\Delta s_H = s_4 - s_3$.

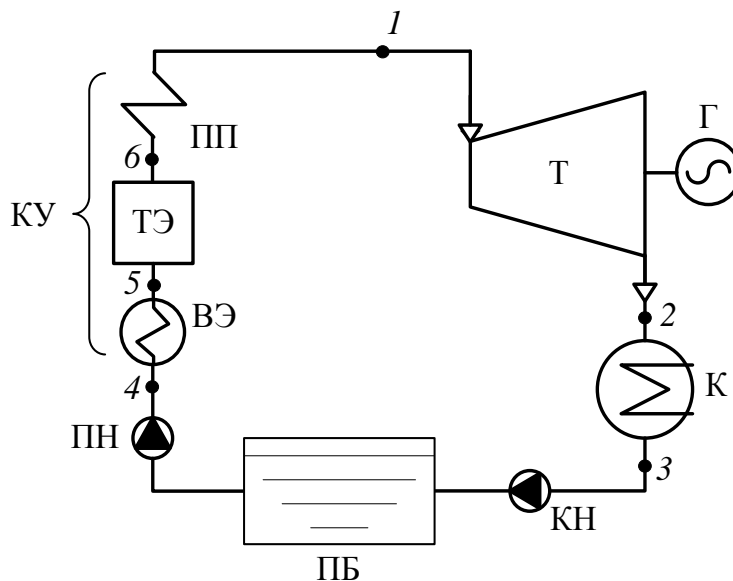


Рис. 5.1. Принципиальная схема ПТУ:

Т – турбина; Г – генератор; К – конденсатор;
КН – конденсатный насос; ПБ – питательный бак;
ПН – питательный насос; КУ – котельная установка;
ВЭ – водяной экономайзер; ТЭ – топочные экраны;
ПП – пароперегреватель

В процессе анализа ПТУ необходимо определить параметры цикла в характерных точках (давление, температуру, энтальпию, энтропию, удельный объем), степень сухости пара на выхлопе турбины,

термический и действительный КПД цикла, действительный удельный расход пара.

Исходные параметры ПТУ даны в табл. А6 приложения А. Параметры водяного пара и воды в характерных точках цикла определяются с помощью таблиц и h,s -диаграммы [10].

Вначале по заданным параметрам на входе и выходе турбины p_1 , t_1 , p_2 с помощью h,s -диаграммы (рис. 5.2, б) определяем значения энтальпий h_1 и h_2 . Точку 1 находим на диаграмме на пересечении изобары p_1 и изотермы t_1 , для которой определяем энтальпию h_1 , энтропию s_1 и удельный объем v_1 . Далее от точки 1 строим изоэнтропный процесс ($s_1 = s_2$) идеального расширения пара в турбине 1-2' до пересечения с изобарой p_2 , в которой определяем энтальпию h_2 и степень сухости x_2 . Для построения действительного процесса расширения находим энтальпию:

$$h_2 = h_1 - (h_1 - h_{2'})\eta_{oi}. \quad (5.1)$$

На пересечении изобары p_2 и энтальпии h_2 определяем энтропию s_2 , степень сухости x_2 и удельный объем v_2 .

Определяем параметры конденсата на выходе конденсатора (точка цикла 3) при давлении $p_3 = p_2$, который находится в насыщенном состоянии.

Энтальпия воды на выходе насоса при идеальном сжатии (точка 4' цикла) [18]:

$$h_{4'} = h_3 + v_3(p_4 - p_3). \quad (5.2)$$

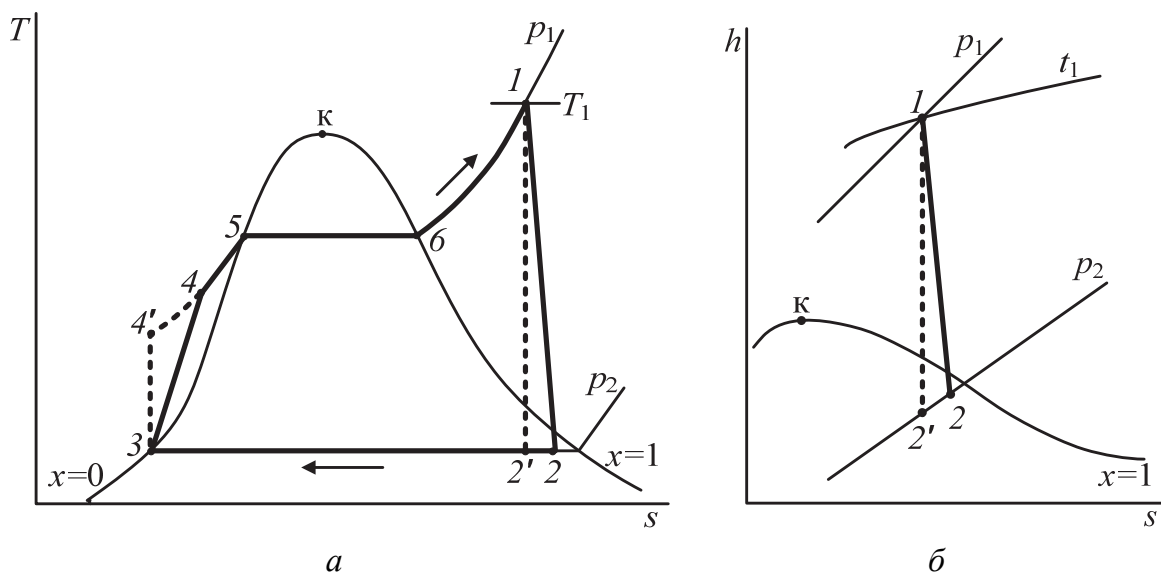


Рис. 5.2. Цикл Ренкина ПТУ (а) и процесс расширения пара в турбине (б)

С учетом изоэнтропного КПД насоса находим энтальпию воды на выходе насоса при действительном сжатии (процесс 3-4):

$$h_4 = \frac{h_4' - h_3}{\eta_{\text{НС}}} + h_3. \quad (5.3)$$

Определяем параметры воды в точке цикла 5, которая находится в насыщенном состоянии при $p_5 = p_1$. Далее находим параметры пара в точке цикла 6, который находится в состоянии насыщения при $p_6 = p_1$.

По найденным удельным значениям энтальпий находим работу расширения в турбине l_{T} , сжатия в насосе $l_{\text{Н}}$ и затраченное количество теплоты q ПТУ:

$$l_{\text{T}} = h_1 - h_2; \quad (5.4)$$

$$l_{\text{Н}} = h_4 - h_3; \quad (5.5)$$

$$q = h_1 - h_4. \quad (5.6)$$

Полученные параметры рабочего вещества в характерных точках цикла представляются в табличном виде в форме таблице.

Параметры цикла паротурбинной установки

Точка цикла	p , МПа	t , °С	h , кДж/кг	s , кДж/(кг·К)	v , м ³ /кг	x

Далее материал раздела должен излагаться в следующем порядке:

а) выполняется построение цикла Ренкина в масштабе с использованием тепловой T,s -диаграммы и конкретных величин параметров цикла;

б) описываются процессы идеального цикла Ренкина и цикла с учетом потерь.

В первую очередь должны быть нанесены точки, принадлежащие нижней и верхней пограничным кривым ($x = 0$, $x = 1$), для чего необходимо выбрать значения энтропии жидкости s' и пара s'' на линии насыщения, последовательно задавая температурой насыщения t_s . Как известно, в точке пересечения упомянутых кривых $t_{\text{кр}} = 374,12^\circ\text{C}$.

Затем используя ранее найденные значения s_1 и s_2 , t_1 и t_2 , наносят на диаграмму точки 1 и 2. Аналогично фиксируют остальные точки 3–6. Построение цикла Ренкина завершается соединением полученных характерных точек линиями. Должны быть выделены процессы с подводом и отводом теплоты.

КПД действительного цикла Ренкина:

$$\eta = \frac{l_T - l_H}{q}. \quad (5.7)$$

Термический КПД идеального цикла Ренкина:

$$\eta_t = \frac{h_1 - h_2'}{h_1 - h_4'}. \quad (5.8)$$

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

$$d = \frac{3600}{h_1 - h_2}. \quad (5.9)$$

Нужно объяснить причину отличия КПД идеального и действительного цикла с указанием возможных факторов влияния.



Приложение А ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Таблица А1

Исходные данные для расчета объема продуктов сгорания,
КПД брутто котла и расхода топлива

Первая цифра ¹ шифра	$p_{пп}$, МПа	$t_{пп}$, °С	Вторая цифра ² шифра	D , т/ч	$t_{пв}$, °С	$t_{ух}$, °С	p , %
0	4	320	0	20	150	130	0,50
1	5	340	1	35	160	140	1,00
2	6	360	2	50	170	150	1,25
3	7	380	3	60	180	160	1,50
4	8	400	4	70	190	170	1,75
5	9	420	5	80	200	180	2,00
6	10	440	6	90	210	190	2,25
7	12	460	7	100	220	200	2,50
8	14	480	8	110	230	210	2,75
9	16	500	9	120	240	155	3,00

Таблица А2

Исходные данные для расчета пароперегревателя

Первая цифра шифра	t_r , °С	d_2/d_1	S_1/d_2	S_2/d_2	Вторая цифра шифра	w_1 , м/с	w_2 , м/с
0	850	22/12	2,0	2,3	0	12	15
1	900	26/16	2,1	2,4	1	13	16
2	950	30/18	2,2	2,5	2	14	17
3	1000	34/20	2,3	2,6	3	13	18
4	1050	38/24	2,4	2,7	4	12	19
5	1100	42/34	2,5	2,8	5	11	20
6	1150	44/36	2,6	2,9	6	10	19
7	1200	46/36	2,7	3,0	7	12	18
8	1250	48/38	2,8	3,1	8	14	17
9	1300	50/40	3,0	3,2	9	15	16

¹ Первая цифра номера варианта по заданию.

² Вторая цифра номера варианта по заданию.

Таблица А3

**Исходные данные для расчета экономайзера
с гладкими трубами**

Первая цифра шифра	$t'_r, \text{ }^\circ\text{C}$	d_2/d_1	S_1/d_2	S_2/d_2	Вторая цифра шифра	$w_1, \text{ м/с}$	$w_2, \text{ м/с}$	$t_{пв}, \text{ }^\circ\text{C}$
0	500	28/24	3,5	2,2	0	0,60	12,0	150
1	520	30/25	3,4	2,1	1	0,50	13,0	160
2	540	32/27	3,3	2,0	2	0,40	14,0	170
3	560	34/28	3,2	1,9	3	0,30	15,0	180
4	580	36/29	3,1	1,8	4	0,70	16,0	190
5	600	38/31	3,0	1,7	5	0,75	17,0	200
6	620	31/26	2,9	1,6	6	0,80	18,0	210
7	640	33/28	2,8	1,5	7	0,85	19,0	220
8	660	35/29	2,7	1,4	8	0,90	19,5	230
9	680	37/31	2,6	1,3	9	1,00	20,0	240

Примечание. Если при расчете температуры домовых газов на выходе $t'_r < t_{пв}$, тогда принимается $t'_r = t_{пв} + 50^\circ\text{C}$, а температура дымовых газов на входе рассчитывается.

Таблица А4

**Исходные данные для расчета экономайзера с оребренными трубами
($\lambda_{ст} = \lambda_p = 49 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$)**

Первая цифра шифра	$t'_r, \text{ }^\circ\text{C}$	d_2/d_1	$S_1, \text{ мм}$	$S_2, \text{ мм}$	$h, \text{ мм}$	$t, \text{ мм}$	$\delta, \text{ мм}$	Вторая цифра шифра	$w_1, \text{ м/с}$	$w_{2н}, \text{ м/с}$	$t_{пв}, \text{ }^\circ\text{C}$
0	500	32/26	100	75	9	11	1,0	0	0,60	3,5	150
1	520	42/35	144	108	15	12	1,5	1	0,50	3,8	160
2	540	57/49	154	116	10	12	1,0	2	0,40	4,1	170
3	560	32/24	104	78	10	11	1,0	3	0,30	4,4	180
4	580	42/32	124	93	10	11	1,0	4	0,70	4,7	190
5	600	57/47	174	130	15	12	1,5	5	0,75	5,0	200
6	620	32/20	104	78	10	11	1,0	6	0,80	5,3	210
7	640	42/28	144	108	15	12	1,5	7	0,85	5,6	220
8	660	57/45	182	85	18	12	2,0	8	0,90	5,9	230
9	680	42/30	124	137	10	11	1,0	9	1,00	6,2	240

Таблица А5

Исходные данные для расчета воздухоподогревателя

Первая цифра шифра	$t'_{г},$ °C	d_2/d_1	S_1/d_2	S_2/d_2	Вторая цифра шифра	$w_1,$ м/с	$w_2,$ м/с	$t''_{в},$ °C
0	330	25/21	1,3	1,7	0	8,0	4,0	130
1	340	27/23	1,4	1,6	1	8,5	4,3	150
2	350	30/26	1,5	1,5	2	9,0	4,5	170
3	360	32/27	1,6	1,4	3	9,5	4,8	190
4	370	34/29	1,7	1,3	4	10,0	5,0	200
5	380	36/31	1,8	1,2	5	11,0	5,5	210
6	390	37/32	1,7	1,3	6	12,0	6,0	220
7	400	38/33	1,6	1,4	7	13,0	6,5	230
8	410	39/34	1,5	1,5	8	14,0	7,0	240
9	420	40/35	1,4	1,6	9	15,0	7,5	250

Таблица А6

Исходные данные для расчета параметров цикла Ренкина

Первая цифра шифра	$p_1,$ МПа	$t_1,$ °C	Вторая цифра шифра	$p_2,$ кПа	η_{oi}	$\eta_{нс}$
0	4	320	0	3,00	0,88	0,64
1	5	340	1	3,50	0,86	0,67
2	6	360	2	4,00	0,84	0,70
3	7	380	3	4,50	0,82	0,73
4	8	400	4	4,75	0,80	0,76
5	9	420	5	5,00	0,78	0,79
6	10	440	6	5,25	0,76	0,82
7	12	460	7	5,50	0,74	0,85
8	14	480	8	5,75	0,72	0,88
9	16	500	9	6,00	0,70	0,91

Таблица А7

Исходные данные для расчета конденсатора

Первая цифра шифра	d_2/d_1	$w_{ж},$ м/с	Вторая цифра шифра	$t'_{ж},$ °C	$p_2,$ кПа
0	16/14	0,5	0	20	3,00
1	17/15	0,7	1	21	3,50
2	18/16	0,9	2	22	4,00
3	20/18	1,1	3	24	4,50
4	25/23	1,0	4	26	4,75
5	26/24	1,2	5	14	5,00
6	27/25	1,4	6	15	5,25
7	28/26	1,6	7	16	5,50
8	29/27	1,8	8	18	5,75
9	30/28	2,0	9	12	6,00



Приложение Б

ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ ДАННЫЕ

ДЛЯ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА ПАРОВОГО КОТЛА

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 $\alpha_{\text{т}}$	Тепловое напряжение сечения зоны активного горения $q_F, \text{МВт/м}^2$	Тепловое напряжение объема		Потери тепла от механической неполноты сгорания		Доля уносимой зола, газами, $\alpha_{\text{ун}}$
			топки по условиям горения $q_V, \text{кВт/м}^3$	камеры сгорания $q_{\text{вкл.}}, \text{кВт/м}^3$	в зоне активного горения $q_{4\text{а.г.}}, \%$	в топке $q_4, \%$	
1. Открытые топки							
1.1. Антрацитовый штыв	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 штыв	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 $q_3 = 0$.

Таблица Б2
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, $\alpha_{зун}$
			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 $A_n \leq 1$ кг.%/МДж	1,20–1,25	180	3–4	0,5	0,95
– многозольные с $A_n > 1$ 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 $A_n \leq 1,4$ 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 $\alpha_{\text{г}}$	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	
			$D = 100$	$70 \leq D < 100$
1. Мазут	1,02–1,03	200–220	0,10–0,15 (0,15–0,20)	0,15–0,20 (0,20–0,25)
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 $\alpha_{\text{г}}$ – для топок с газоплотными экранами.

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

3. Для котлов производительностью меньше 45 кг/с (160 т/ч) величина суммарного недожога $q_3 + q_4$ должна быть увеличена в 1,5–2,0 раза по отношению к данным для $D > 45$ кг/с.

Таблица Б4

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

Топливо	Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки $\alpha_{\text{г}}$	Видимое теплонпряжение		Потери тепла		Доля золы, уносимой газами, $\alpha_{\text{зун}}$	Температура дутьевого воздуха $t_{\text{д}}$, °С
		зеркала горения q_{F} , кВт/м ²	объема топки q_{v} , кВт/м ³	от химической неполноты сгорания q_3 , %	от механического недожога q_4 , %		
1. Топки с пневмомеханическими забрасывателями и цепными решетками обратного хода							
1.1. Каменные угли:							
– типа донецкого, печерского и других марок Г, Д, Ж; $A_{\text{п}} = 5,5$	1,3–1,6	1390–1750	290–470	До 0,1	7,0	0,15	30

Топливо	Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки α_t	Видимое теплонепряжение		Потери тепла		Доля золь, уносимой газами, $a_{ун}$	Температура дутьевого воздуха $t_b, ^\circ\text{C}$
		зеркала горения $q_F, \text{кВт/м}^2$	объема топки $q_v, \text{кВт/м}^3$	от химической неполноты сгорания $q_3, \%$	от механического недожога $q_4, \%$		
– типа сучанского марок Г, Д; $A_n = 6,5$	1,3–1,6	1270–1520	290–470	До 0,1	8,0	0,15	30
– кузнецкие марок Г, Д; $A_n = 2,7$	1,3–1,6	1390–1750	290–470	До 0,1	4,0–7,0	0,15	30
– кузнецкие марок ГСС (выход легучих >20%); $A_n = 2,2$	1,3–1,6	1390–1750	290–470	До 0,1	15,0	0,35	30
1.2. Бурые угли:							
– типа ирша-бородинского; $A_n = 1,8$; $W_n = 8,9$	1,3–1,6	1390–1750	290–470	До 0,1	4,5	0,50	До 200
– типа Назаровского; $A_n = 2,4$; $W_n = 12,5$	1,3–1,6	1270–1520	290–470	До 0,1	5,0	0,50	До 200
– типа азейского; $A_n = 4,0$; $W_n = 6,5$	1,3–1,6	1390–1750	290–470	До 0,1	5,5	0,50	До 200
2. Топки с пневмомеханическими забрасывателями и решеткой с поворотными колосниками							
2.1. Донецкий антрацит марок АС, АМ, АО; $A_n = 4,0$	До 1,6	900–1200	290–470	До 1,0	11,0	0,15	30
2.2. Каменные угли							
– типа донецкого, печерского и других марок Г, Д, Ж; $A_n = 5,5$	До 1,6	900–1200	290–470	До 1,0	8,0	0,15	30
– кузнецкие марок Г, Д; $A_n = 2,7$	До 1,6	900–1200	290–470	До 1,0	6,5	0,20	30
– кузнецкие марок ГСС (выход легучих >20%); $A_n = 2,2$	До 1,6	900–1200	290–470	До 1,0	12,5	0,20	30

Продолжение табл. Б4

Топливо	Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки α_t	Видимое теплонепряжение		Потери тепла		Доля золы, уносимой газами, $a_{ун}$	Температура дутьевого воздуха $t_b, ^\circ\text{C}$
		зеркала горения $q_F, \text{кВт/м}^2$	объема топки $q_V, \text{кВт/м}^3$	от химической неполноты сгорания $q_3, \%$	от механического недожога $q_4, \%$		
2.3. Бурые угли: – типа ирша-бородинского; $A_n = 1,8$; $W_n = 8,9$	До 1,6	900–1200	290–470	До 1,0	5,0	0,20	До 200
– типа Назаровского $A_n = 2,4$; $W_n = 12,5$	До 1,6	900–1200	290–470	До 1,0	–	0,20	До 200
– типа азейского, $A_n = 4,0$; $W_n = 6,5$	До 1,6	900–1200	290–470	До 1,0	6,5	0,20	До 200
3. Топки с цепной решеткой прямого хода							
3.1. Донецкий антрацит марок АС, АМ, АО; $A_n = 4,0$	До 1,6	900–1200	290–470	До 1,0	10,0	0,10	30
4. Топки с ручным забросом на неподвижные горизонтальные колосники							
4.1. Антрацит АК, АС, АМ	1,3–1,35	988–1047	291–465	2,0	6,5–9,3	0,32–0,55	25
4.2. Каменные угли: – марок Д, Г; $A_n = 0,4–1,0$ – марок СС, Т; $A_n = 0,4–0,7$ – с шурующей планкой	1,4 1,35 1,35	930 814–930 930	291–465 291–465 291	5,0 3,0 2,0	5,3 6–6,5 7,0	0,21 0,19 0,21	25; 150–200 25; 150–200 До 200
4.3. Бурые угли: – с $A_n = 1,6$ – с $A_n = 1,6$; $W_n = 2,4–3,1$ – сортированные с $A_n = 1,4–2,1$; $W_n = 3,1$ – с шурующей планкой	1,35/1,45 1,4/1,55 1,3 1,3	843–930 581–756 1047 930	291–465 291–465 291–465 267	2/2,5 3,5/4 2,0 0,5	9,2/7,7 9,3/7,6 7,1 4,5–5,5	0,21/0,19 0,18 0,20 0,18	До 200 До 200 До 200 200

Топливо	Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки α_{Γ}	Видимое теплонапряжение		Потери тепла		Доля золы, уносимой газами, $a_{\text{ун}}$	Температура дутьевого воздуха $t_{\text{в}}, ^\circ\text{C}$
		зеркала горения $q_{\text{F}}, \text{кВт/м}^2$	объема топки $q_{\text{V}}, \text{кВт/м}^3$	от химической неполноты сгорания $q_3, \%$	от механического недожога $q_4, \%$		
5. Топки с наклонными неподвижными колосниками							
5.1. Торф кусковой с $W^{\text{P}} = 40\%$	1,4	1279	233	До 2,0	2,0	0,15	200–250
5.2. Древесные отходы с $W^{\text{P}} = 50\%$	1,4	581	349	До 2,0	2,0	0,20/0,13	200–250
5.3. Древесная щепа	1,3–1,4	–	–	0,5–1,0	3,0–13,0	0,20	30
6. Топки скоростного горения							
6.1. Рубленая щепа с $W^{\text{P}} = 40–50\%$	1,2	580–698	291–349	1,0	2,0	–	200–250
6.2. Дробленые отходы и опилки с $W^{\text{P}} = 40–50\%$	1,3	233–465	291–349	1,0	2,0	–	200–250

Примечания: 1. Больше значение α_{Γ} – для котлов производительностью менее 3 кг/с.

2. Больше значение q_4 – для углей марки Г.

3. Цифры в знаменателе относятся к топкам с золовым помещением, в числителе – без золового помещения.



Приложение В
СВОЙСТВА ТОПЛИВ, ДЫМОВЫХ ГАЗОВ, ВОЗДУХА,
ВОДЫ И ВОДЯНОГО ПАРА

Таблица В1

Состав газообразных топлив

Газопровод	Состав газа по объему, %											
	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂	C ₆ H ₁₄	CO	CO ₂	N ₂	O ₂	H ₂ S	H ₂
Природные газы												
1. Уренгой – Надым – Пунга – Ухта	98,72	0,12	0,01	<0,01	–	–	–	0,14	1,00	–	–	–
2. Уренгой – Ужгород	98,90	0,12	0,01	0,01	–	–	–	0,06	0,90	–	–	–
3. Уренгой – Новолсков	98,90	0,13	0,01	<0,01	–	–	–	0,08	0,87	–	–	–
4. Уренгой – Сургут – Челябинск	98,24	0,29	0,20	0,09	0,04	–	–	0,14	1,00	–	–	–
5. Надым – Пунга – Н. Тура-Свердловск – Челябинск	98,67	0,16	0,08	0,01	–	–	–	0,08	1,00	–	–	–
6. Н. Новгород – Иваново – Череповец	98,99	0,25	0,04	0,02	–	–	–	0,10	0,60	–	–	–
7. Бухара – Урал	94,24	3,00	0,89	0,39	0,17	0,13	–	0,28	0,90	–	–	–
8. Средняя Азия – Центр	94,08	2,80	0,73	0,30	0,07	0,02	–	1,00	1,00	–	–	–
9. Саратов – Москва	90,29	2,80	1,10	0,75	0,34	0,20	–	0,32	4,20	–	–	–

Газопровод	Состав газа по объему, %											
	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂	C ₆ H ₁₄	CO	CO ₂	N ₂	O ₂	H ₂ S	H ₂
Попутные газы												
10. Мострангаз (кольцо)	96,57	1,40	0,40	0,18	0,07	0,03	–	0,15	1,20	–	–	–
11. Оренбург – Александров Гай	86,43	3,90	1,72	0,87	0,30	0,07	–	0,01	6,70	–	–	–
12. Каменный Лог – Пермь	38,70	22,60	10,70	2,70	0,70	–	–	–	23,80	–	0,80	–
13. Ярино – Пермь	38,00	25,10	12,50	3,30	1,302	–	–	–	18,70	–	1,10	–
14. Кулешовка – Самара	58,00	17,20	7,40	2,00	0,502	–	–	0,80	13,60	–	0,50	–
15. Безенчук – Чапаевск	42,70	19,60	12,60	5,10	1,302	–	–	1,00	16,90	–	0,80	–
16. Барса – Гельмес – Вышка – Небит – Даг	93,90	3,40	1,30	0,70	0,202	–	–	0,40	0 10	–	–	–
17. На входе в г. Краснодар, Крымск, Новороссийск	91,20	3,90	2,00	0,90	0,202	–	–	1,80	–	–	–	–
18. Вознесенская – Грозный, Карабулак – Грозный	76,70	13,20	5,40	2,50	2,202	–	–	–	–	–	–	–
19. Тэбук – Сосновка	48,20	18,20	11,90	3,30	1,002	–	–	0,90	16,50	–	–	–
20. Туймазы – Уфа	50,00	22,00	9,80	1,20	0,402	–	–	–	16,60	–	–	–
21. Шкапово – Туймазы	44,10	22,00	5,20	1,40	0,302	–	–	–	27,00	–	–	–
22. Казань – Бугульма – Лениногорск – Альметьевск	53,60	22,80	6,10	0,90	0,202	–	–	0,20	15,80	–	–	–
Промышленные газы												
23. Газ доменных печей	0,30	–	–	–	–	–	28,00	10,50	58,50	–	–	2,70
24. Газ коксовых печей	25,00	2,00	–	–	–	–	7,00	3,00	4,00	1,00	–	58,00

Таблица В2

Состав рабочей массы твердых и жидких топлив

Бассейн, месторождение	Марка	Состав рабочей массы топлива, %							
		W^p	A^p	$S^p_{\text{л}}$	$S^p_{\text{оп}}$	C^p	H^p	N^p	O^p
Уголь									
Донецкий	Д	13,0	24,4	1,8	1,3	47,0	3,4	1,0	8,1
	Г	10,0	25,2	2,1	1,1	51,2	3,6	0,9	5,9
	Г	17,0	34,9	1,7	0,8	36,8	2,7	0,7	5,4
	ОС	5,0	23,8	2,1	0,7	61,9	3,2	1,1	2,2
	Т	6,0	25,4	1,6	0,8	61,1	2,9	1,0	1,2
	А	8,5	30,2	1,1	0,5	56,4	1,1	0,5	1,7
Львовско-Волынский	Г	10,0	22,5	2,1	0,9	53,3	3,5	1,0	6,7
	ГЖ	8,0	32,2	2,1	0,7	48,7	3,3	0,7	4,3
Подмосковный	2Б	32,0	28,6	1,7	1,0	26,0	2,1	0,4	8,2
Кизловский	Г	6,0	34,9	3,5	1,8	45,4	3,4	0,8	4,2
Печорский	Д	11,5	27,4	1,6	0,9	45,2	3,1	1,5	8,2
	Ж	5,5	28,5	0,9		55,5	3,6	1,7	4,4
Челябинский	3Б	17,0	32,4	0,9		35,9	2,6	1,0	10,2
Свердловская область									
Волчанское	3Б	22,0	31,2	0,2		29,7	2,4	0,6	13,9
Богословское	3Б	22,0	31,2	0,2		30,4	2,3	0,6	13,3
Кузнецкий	Д	12,0	13,2	0,4		58,6	4,2	1,9	9,7
	Г	8,0	14,3	0,5		63,3	4,4	2,1	7,4
	1СС	9,0	18,2	0,3		61,5	3,6	1,5	5,9
	Т	7,0	18,6	0,5		67,0	2,8	1,6	2,5
	Г	12,0	23,8	0,5		51,4	3,8	1,9	6,6
	ОС	21,0	16,6	0,4		56,2	2,8	1,3	1,7
	А	10,0	11,7	0,3		72,8	1,6	1,0	2,6
Кузнецкий, углеразрезы	Г	11,0	13,4	0,3		59,3	4,1	1,9	10,0
	1СС	12,0	11,4	0,4		63,6	3,4	1,5	7,7
	Т	9,0	15,5	0,4		66,7	2,8	1,6	4,0
Кемеровская область									
Уропское	Д	16,6	8,3	0,3		58,0	3,8	1,7	11,3
Караканское	Д	17,3	11,2	0,3		54,7	3,6	1,6	11,3
Сибиргинское	Т, А	8,0	20,7	0,3		66,7	1,5	1,4	1,4
Канско-Ачинский									
Назаровское	2Б	39,0	7,3	0,4		37,6	2,6	0,4	12,7
Березовское	2Б	33,0	4,7	0,2		44,2	3,1	0,4	14,4
Красноярский край									
Боготольское	1Б	44,0	6,7	0,5		34,3	2,4	0,3	11,8
Черногорское	Д	14,0	17,2	0,5		52,9	3,5	1,4	10,5
Иркутская область									
Черемховское	Д	13,0	27,0	1,0		46,2	3,4	0,7	8,7
Мугунское	3Б	22,0	14,3	0,9	0,5	46,6	3,7	0,9	11,1

Бассейн, месторождение	Марка	Состав рабочей массы топлива, %							
		W^p	A^p	$S_{\text{л}}^p$	$S_{\text{оп}}^p$	C^p	H^p	N^p	O^p
Бурятская АССР									
Гусиноозерское	ЗБ	23,0	19,3	0,7	43,6	3,0	0,6	9,8	
Никольское	Д, ДГ	6,0	18,2	0,4	59,6	4,2	1,1	10,5	
Читинская область									
Букачачинское	Г	8,0	10,1	0,6	67,2	4,7	0,8	8,6	
Черновское	Б2	33,5	9,6	0,5	42,7	2,8	0,7	10,2	
Хабаровский край									
Райчихинское	2Б	37,5	9,4	0,3	37,7	2,3	0,5	12,3	
Ургальское	Г	7,5	29,6	0,4	50,9	3,6	0,6	7,4	
Якутская АССР									
Сангарское	Д	10,0	13,5	0,2	61,2	4,7	0,8	9,6	
Нерюнгринское	СС	10,0	19,8	0,2	60,0	3,1	0,6	6,3	
Приморский край									
Липовецкое	Д	6,0	33,8	0,4	46,1	3,6	0,5	9,6	
Подгородненское	Т	4,0	40,3	0,4	48,7	2,6	0,3	3,7	
Артемовское	ЗБ	23,0	30,8	0,3	31,6	2,6	0,6	11,0	
Партизанское	Г6	5,5	34,0	0,4	49,8	3,2	0,8	6,3	
Горючие сланцы									
Эстонсланец, шахты, разрезы	–	12,0	44,4 + + 16,7	1,0	0,4	19,9	2,6	0,1	2,9
Ленинградсланец	–	11,0	48,2 + + 17,4	1,0	0,3	17,3	2,2	0,1	2,5
Кашпирский	–	14,0	58,9 + + 8,3	1,2	1,2	10,9	1,4	0,3	3,8
Коцебинское	–	35,0	32,5 + + 8,5	0,6	1,7	15,6	1,9	0,2	4,0
Торф, дрова									
Торф:									
– фрезерный	–	50,0	6,3	0,1	–	24,7	2,6	1,1	15,2
– кусковой	–	40,0	6,6	–	–	29,85	3,2	1,23	19,12
Древесная щепа	–	30,0	1,1	0,1	–	35,1	4,2	3,4	26,1
Дрова	–	40,0	0,6	–	–	30,0	3,6	0,4	25,4
Мазут									
Мазут низкосернистый	40 и 100	0,15	0,03	0,39	87,33	11,90	–	0,20	
Мазут малосернистый	40 и 100	0,20	0,03	0,85	86,58	12,04	–	0,30	
Мазут сернистый	40 и 100	0,49	0,05	1,80	85,71	11,45	–	0,50	
Мазут высокосернистый	40 и 100	1,00	0,06	2,55	85,04	10,64	–	0,71	

Примечание. Минеральная масса горючих сланцев включает золу (первое слагаемое) и диоксид углерода карбонатов (второе слагаемое).

Таблица В3

Энтальпия газообразных продуктов сгорания, воздуха и золы

$t, ^\circ\text{C}$	$(ct)_{\text{CO}_2}$	$(ct)_{\text{N}_2}$	$(ct)_{\text{H}_2\text{O}}$	$(ct)_{\text{B}}$	$(ct)_{\text{зл}}$
	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	—

Таблица В4

Физические свойства дымовых газов среднего состава при атмосферном давлении

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{кДж/(кг}\cdot\text{K)}$	$\lambda \cdot 10^2, \text{Вт/(м}\cdot\text{K)}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Pr
0	1,296	1,042	2,28	12,20	0,72
100	0,950	1,068	3,13	21,54	0,69
200	0,748	1,097	4,01	32,80	0,67
300	0,617	1,122	4,84	45,81	0,65
400	0,525	1,151	5,70	60,38	0,64
500	0,457	1,185	6,56	76,30	0,63
600	0,405	1,214	7,42	93,61	0,62
700	0,363	1,239	8,27	112,1	0,61
800	0,330	1,264	9,15	131,8	0,60
900	0,301	1,290	10,00	152,5	0,59
1000	0,275	1,305	10,90	174,3	0,58
1100	0,257	1,323	11,75	197,1	0,57
1200	0,240	1,340	12,62	221,0	0,56

Таблица В5

Физические свойства сухого воздуха при атмосферном давлении

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho,$ кг/м ³	$c_p,$ кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2,$ Вт/(м·К)	$a \cdot 10^6,$ м ² /с	$\mu \cdot 10^6,$ Па·с	$\nu \cdot 10^6,$ м ² /с	Pr
-50	1,584	1,013	2,04	12,7	14,6	9,23	0,728
-10	1,515	1,013	2,12	13,8	15,2	10,04	0,728
-30	1,453	1,013	2,20	14,9	15,7	10,80	0,723
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	16,2	12,79	0,716
-10	1,342	1,009	2,36	17,4	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20,0	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	21,4	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,83	25,7	19,6	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,90	27,2	20,1	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,96	28,6	20,6	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,05	30,2	21,1	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,13	31,9	21,5	22,10	0,690
100	0,946	1,009	3,21	33,6	21,9	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	36,8	22,8	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,49	40,3	23,7	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,64	43,9	24,5	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,78	47,5	25,3	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,93	51,4	26,0	34,85	0,680
250	0,674	1,038	4,27	61,0	27,4	40,61	0,677
300	0,615	1,047	4,60	71,6	29,7	48,33	0,674
350	0,566	1,059	4,91	81,9	31,4	55,46	0,676
400	0,524	1,068	5,21	93,1	33,0	63,09	0,678
500	0,456	1,093	5,74	115,3	36,2	79,38	0,687
600	0,404	1,114	6,22	138,3	39,1	96,89	0,699
700	0,362	1,135	6,71	163,4	41,8	115,4	0,706
800	0,329	1,155	7,18	188,8	44,3	134,8	0,713
900	0,301	1,172	7,63	216,2	46,7	155,1	0,717
1000	0,277	1,185	8,07	245,9	49,0	177,1	0,719
1100	0,257	1,197	8,50	276,2	51,2	199,3	0,722
1200	0,239	1,210	9,15	316,5	53,5	233,7	0,724

Таблица В6

Физические свойства воды при атмосферном давлении

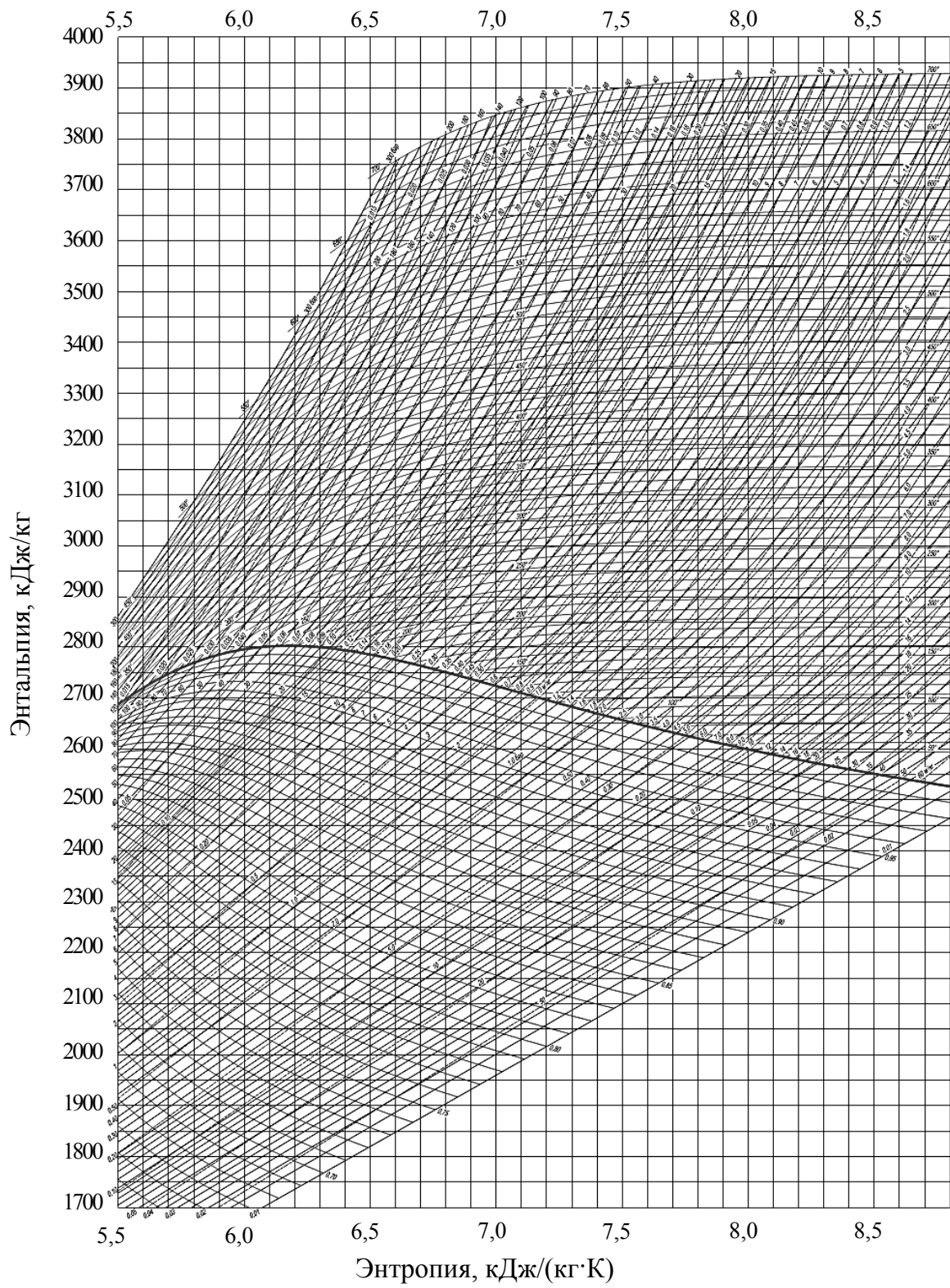
$t, ^\circ\text{C}$	$\rho,$ кг/м ³	$c_p,$ кДж/(кг·°C)	$\lambda,$ Вт/(м·°C)	$\mu,$ 10 ⁻⁴ Па·с
0	999,5	4,216	0,564	17,93
5	1000,1	4,196	0,570	15,18
10	1000,0	4,189	0,578	13,06
15	999,5	4,185	0,587	11,37
20	998,5	4,183	0,596	10,02
25	997,2	4,181	0,606	8,906
30	995,6	4,181	0,615	7,981
35	993,9	4,181	0,624	7,202
40	992,0	4,181	0,632	6,540
45	989,9	4,182	0,640	5,970
50	987,8	4,183	0,646	5,477
55	985,4	4,184	0,652	5,047
60	982,9	4,186	0,657	4,670
65	980,4	4,189	0,661	4,337
70	977,7	4,192	0,665	4,042
75	974,8	4,195	0,668	3,780
80	971,8	4,199	0,670	3,545
85	968,6	4,203	0,672	3,335
90	965,4	4,207	0,674	3,145
95	961,9	4,212	0,675	2,974
100	958,4	4,218	0,677	2,819

Таблица В7

Термодинамические свойства воды и пара на линии насыщения

$t,$ °C	$p,$ МПа	v'	v''	h'	h''	s'	s''
		м ³ /кг		кДж/кг		кДж/(кг·К)	
0	0,0006108	0,0010002	206,3	0,000	2500,8	0,000	9,1544
10	0,0012271	0,0010004	106,42	42,04	2519,2	0,1511	8,8995
20	0,002337	0,0010018	57,84	83,90	2537,2	0,2964	8,6663
30	0,004241	0,0010044	32,93	125,69	2555,6	0,4367	8,4523
40	0,007375	0,0010079	19,55	167,51	2573,6	0,5723	8,2560
50	0,012335	0,0010124	12,05	209,30	2591,6	0,7038	8,0751
60	0,01992	0,0010171	7,678	251,12	2609,2	0,8311	7,9084
70	0,03116	0,0010228	5,045	292,99	2626,4	0,9550	7,7544
80	0,04736	0,0010290	3,409	334,94	2643,1	1,0752	7,6116
90	0,07011	0,0010359	2,361	376,98	2659,5	1,1924	7,4785
100	0,10132	0,0010435	1,673	419,10	2675,8	1,3071	7,3545
110	0,14327	0,0010515	1,210	461,34	2691,3	1,4185	7,2386

t , °C	p , МПа	v'	v''	h'	h''	s'	s''
		м ³ /кг		кДж/кг		кДж/(кг·К)	
120	0,19854	0,0010603	0,8917	503,7	2706,3	1,5278	7,1289
130	0,27011	0,0010697	0,6683	546,4	2720,6	1,6345	7,0271
140	0,3614	0,0010798	0,5087	589,1	2734,0	1,7392	6,9304
150	0,4760	0,0010906	0,3926	633,2	2746,5	1,8418	6,8383
160	0,6180	0,0011021	0,3068	675,3	2757,8	1,9427	6,7508
170	0,7920	0,0011144	0,2426	719,3	2768,7	2,0419	6,6666
180	1,0027	0,0011275	0,1939	763,3	2778,4	2,1395	6,5858
190	1,2553	0,0011415	0,1564	807,6	2786,3	2,2358	6,5075
200	1,5550	0,0011565	0,1272	852,4	2793,0	2,3308	6,4318
210	1,9080	0,0011726	0,1044	897,6	2798,0	2,4246	6,3577
220	2,3202	0,0011900	0,08606	943,7	2801,4	2,5179	6,2848
230	2,7979	0,0012087	0,07147	990,2	2803,1	2,6101	6,2132
240	3,3480	0,0012291	0,05967	1037,5	2803,1	2,7022	6,1425
250	3,978	0,0012512	0,05005	1086,1	2801,0	2,7934	6,0721
260	4,694	0,0012755	0,04215	1135,0	2796,4	2,8851	6,0014
270	5,5051	0,0013025	0,03557	1185,4	2788,3	2,9766	5,9278
275	5,9487	0,0013170	0,03272	1211,0	2783,8	3,0226	5,8918
280	6,4191	0,0013324	0,03010	1237,0	2778,6	3,0687	5,8555
285	6,9174	0,0013487	0,02771	1263,4	2772,4	3,1150	5,8186
290	7,4448	0,0013659	0,02551	1290,3	2765,4	3,1616	5,7811
295	8,0025	0,0013844	0,02348	1317,6	2757,5	3,2085	5,7428
300	8,5917	0,0014041	0,02162	1345,4	2748,4	3,2559	5,7037
305	9,2136	0,0014252	0,01989	1373,9	2738,3	3,3037	5,6637
310	9,8697	0,0014480	0,01829	1402,9	2726,8	3,3522	5,6224
315	10,561	0,0014726	0,01681	1432,7	2714,0	3,4013	5,5798
320	11,290	0,0014995	0,01544	1463,4	2699,6	3,4513	5,5356
325	12,057	0,0015289	0,01416	1494,9	2683,6	3,5023	5,4896
335	13,714	0,0015977	0,01184	1561,4	2645,4	3,6084	5,3908
340	14,608	0,0016390	0,01078	1596,8	2622,3	3,6638	5,3363
345	15,548	0,0016859	0,00978	1633,7	2596,2	3,7211	5,2782
350	16,537	0,0017407	0,00882	1672,9	2566,1	3,7816	5,2149
355	17,577	0,0018073	0,00790	1715,5	2530,5	3,8467	5,1442
360	18,674	0,0018930	0,00697	1763,1	2485,7	3,9189	5,0603
365	19,830	0,002015	0,00601	1819,5	2424,2	4,0041	4,9517
370	21,053	0,002231	0,00496	1896,2	2335,7	4,1198	4,8031
374,1	22,115	0,003147	0,00315	2095,2	2095,2	4,4237	4,4237



hs-Диаграмма водяного пара



Приложение Г ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

Поправки $\epsilon_{\Delta t}$ к расчету среднелогарифмического температурного напора

Диаграмма определения поправки к температурному напору	Схемы движения потоков	Тип поверхности нагрева
		Экономайзер, паропере- греватель
		Воздухо- подогреватель

Примечание. Вспомогательные параметры:

$$P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'}$$

$$R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'}$$

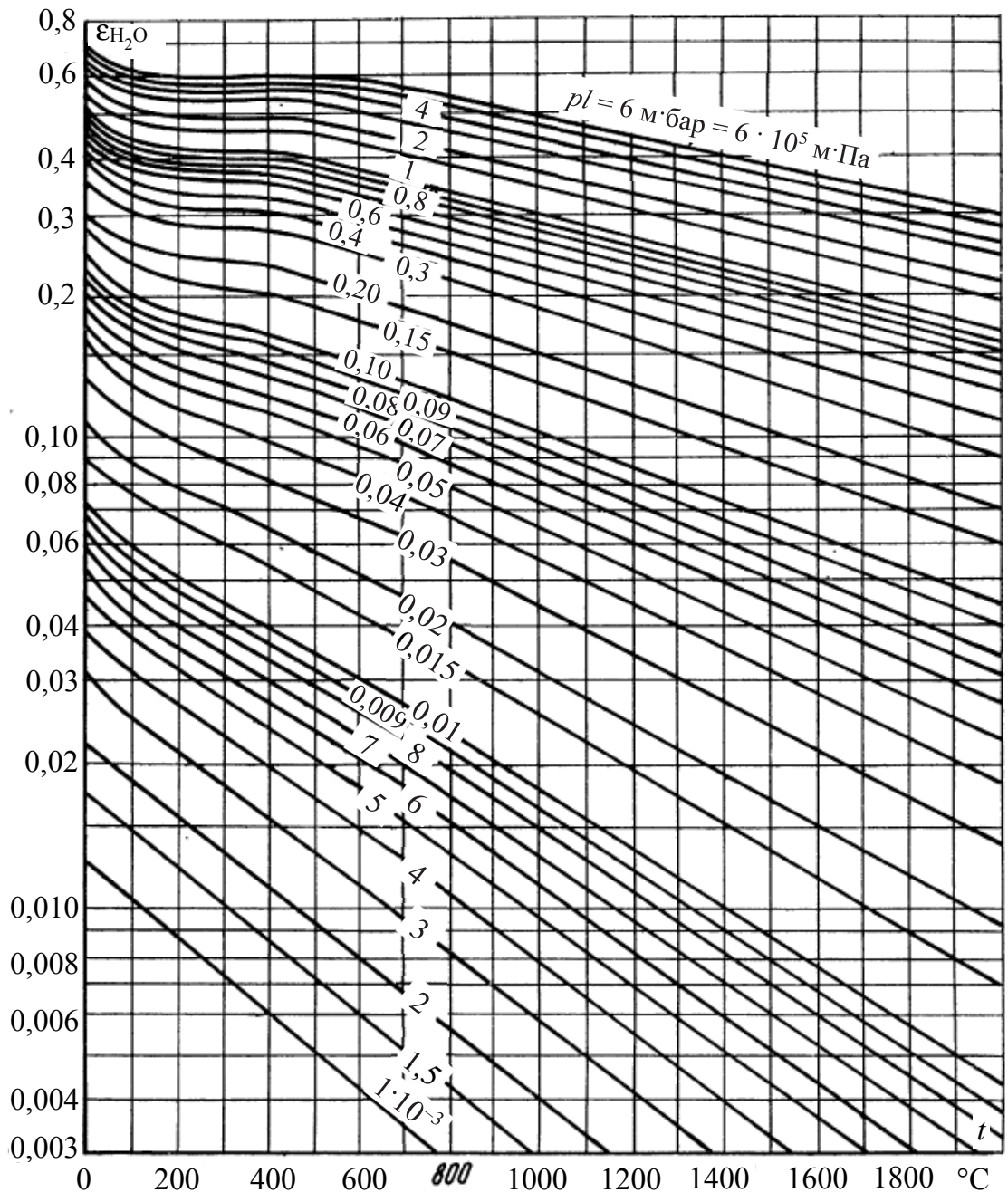


Рис. Г1. Степень черноты в зависимости от температуры H_2O

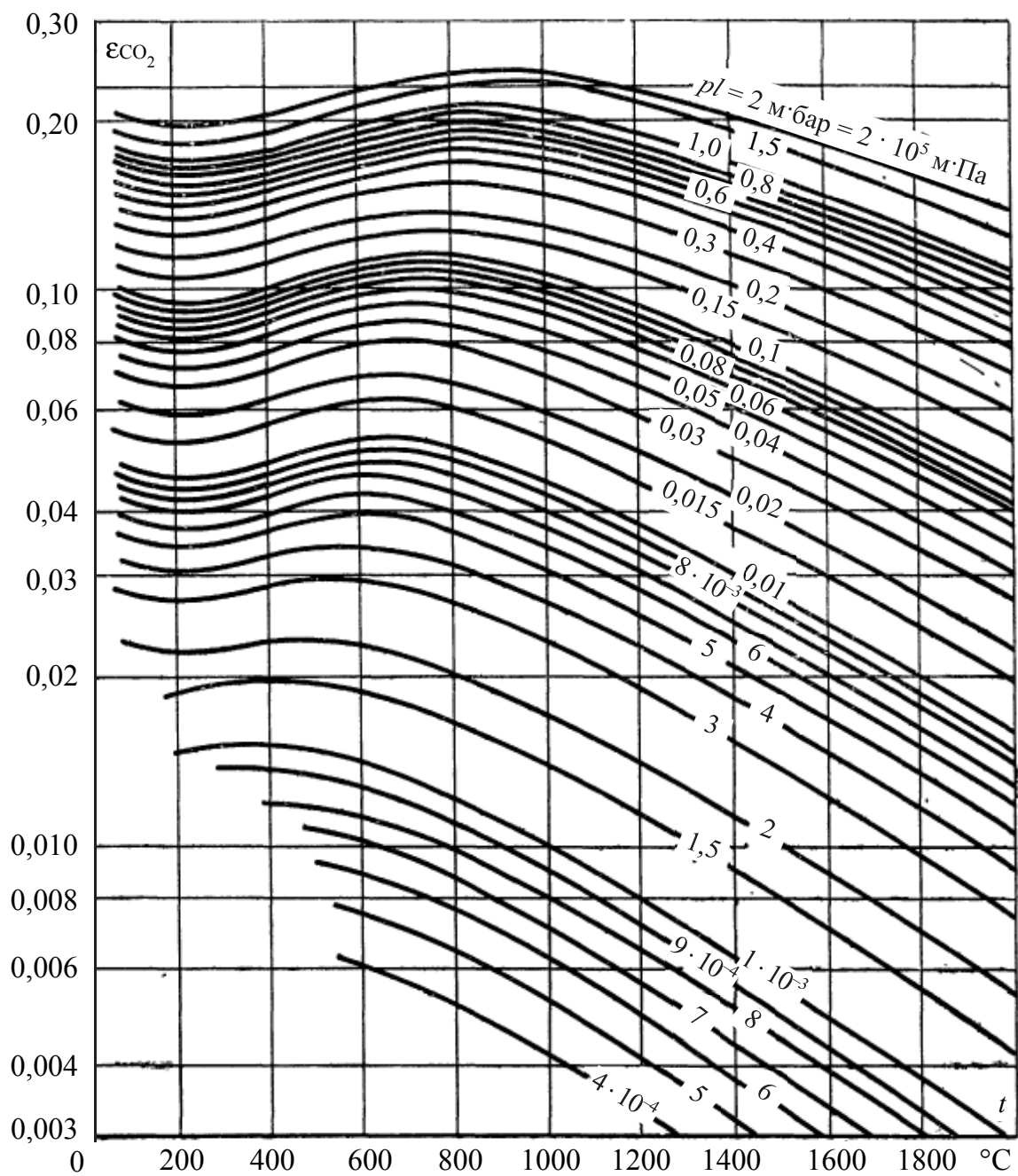


Рис. Г2. Степень черноты в зависимости от температуры CO_2



ЛИТЕРАТУРА

1. Кириллин, В. А. Водяной пар в энергетике / В. А. Кириллин, А. Е. Шейндлин. – М.: Л.: Госэнергоиздат, 1953. – 97 с.
2. Проекты (работы) курсовые: СТП БГТУ 002-2007. – Введ. 01.01.2007. – Минск: БГТУ, 2007. – 40 с.
3. Тепловой расчет котлов. Нормативный метод / Центральный котлотурбинный институт. – СПб., 1998. – 258 с.
4. Липов, Ю. М. Котельные установки и парогенераторы / Ю. М. Липов, Ю. М. Третьяков. – М.: Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2003. – 592 с.
5. Быстрицкий, Г. Ф. Энергосиловое оборудование промышленных предприятий: учеб. пособие / Г. Ф. Быстрицкий. – М.: Изд. центр «Академия», 2003. – 304 с.
6. Фокин, В. М. Теплогенерирующие установки систем теплоснабжения / В. М. Фокин. – М.: Машиностроение-1, 2006. – 240 с.
7. Любов, В. К. Энергетическое использование биотоплива / В. К. Любов. – Архангельск: Изд-во АГТУ, 2007. – 156 с.
8. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент: справочник / под общ. ред. А. В. Клименко, В. М. Зорина. – М.: МЭИ, 2004. – 564 с.
9. 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.
10. Александров, А. А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара: справочник / А. А. Александров, Б. А. Григорьев. – М.: МЭИ, 2003. – 158 с.
11. Воздухоподогреватели котельных установок / В. С. Добряков [и др.]. – Л.: Энергия, 1977. – 184 с.
12. Бродов, Ю. М. Конденсационные установки паровых турбин: учеб. пособие для вузов / Ю. М. Бродов, Р. З. Савельев. – М.: Энергоатомиздат, 1994. – 288 с.
13. Конвективный тепло- и массоперенос / В. Каст [и др.]. – М.: Энергия, 1980. – 49 с.

14. Керн, Д. Развитые поверхности нагрева / Д. Керн, А. Краус. – М.: Энергия, 1977. – 464 с.

15. Тепловой и гидравлический расчет теплообменного оборудования АЭС. Методические указания: РД 24.035.05-89. – Л.: НПО ЦКТИ, 1991. – 211 с.

16. Оребренные поверхности нагрева паровых котлов / Г. И. Левченко [и др.]. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 168 с.

17. Блох, А. Г. Теплообмен излучением: справочник / А. Г. Блох, Ю. А. Журавлев, Л. Н. Рыжков. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 432 с.

18. Rao, Y. V. C. Engineering thermodynamics through examples / Y. V. C. Rao. – Universities Press, 2003. – 701 p.



ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	3
1. Задание на курсовой проект и порядок его выполнения.....	5
2. Паротурбинная установка	9
3. Расчет процесса горения, коэффициента полезного действия брутто и расхода топлива	16
3.1. Коэффициент избытка воздуха в газовом тракте котла.....	17
3.2. Расчет объемов воздуха и продуктов сгорания.....	19
3.3. Расчет теплоты сгорания топлива, энтальпий воздуха, продуктов сгорания и температуры горения топлива	21
3.4. Расчет теплового баланса, коэффициента полезного действия и расхода топлива	23
4. Расчет поверхностей нагрева котла и конденсатора паротурбинной установки.....	27
4.1. Конструктивные характеристики аппаратов.....	27
4.2. Указания к расчету теплообменников	34
4.3. Компоновка поверхностей нагрева парового котла и конденсатора.....	45
5. Коэффициент полезного действия и удельный расход пара паротурбинной установки.....	52
Приложение А. Исходные данные для курсового проектирования.....	56
Приложение Б. Вспомогательные данные для теплового расчета парового котла	59
Приложение В. Свойства топлив, дымовых газов, воздуха, воды и водяного пара.....	65
Приложение Г. Вспомогательные данные для расчета поверхностей нагрева.....	74
Литература	77

Учебное издание

Володин Виктор Иванович

ПРОМЫШЛЕННАЯ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА

Учебно-методическое пособие

Редактор *О. П. Приходько*

Компьютерная верстка *Е. В. Ильченко*

Дизайн обложки *Е. В. Ильченко*

Корректор *О. П. Приходько*

Подписано в печать 02.04.2021. Формат 60×84¹/₁₆.

Бумага офсетная. Гарнитура Таймс. Печать ризографическая.

Усл. печ. л. 4,7. Уч.-изд. л. 4,8.

Тираж 40 экз. Заказ .

Издатель и полиграфическое исполнение:

УО «Белорусский государственный технологический университет».

Свидетельство о государственной регистрации издателя,

изготовителя, распространителя печатных изданий

№ 1/227 от 20.03.2014.

Ул. Свердлова, 13а, 220006, г. Минск.