

**С. Н. Смородин  
В. Н. Белоусов  
К. Г. Живаева**

# **КОТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ**

**Учебное пособие**

**Санкт-Петербург  
2025**

**Министерство науки и высшего образования Российской Федерации**  
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
**«Санкт-Петербургский государственный университет  
промышленных технологий и дизайна»  
Высшая школа технологии и энергетики**

**С. Н. Смородин  
В. Н. Белоусов  
К. Г. Живаева**

# **КОТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ**

**Учебное пособие**

Утверждено Редакционно-издательским советом ВШТЭ СПбГУПТД

Санкт-Петербург  
2025

**УДК 621.18(075)**  
**ББК 31.361я7**  
**С 516**

*Рецензенты:*

генеральный директор ООО «АДИН»

*В. И. Петров;*

кандидат технических наук, доцент Высшей школы технологии и энергетики Санкт-Петербургского государственного университета промышленных технологий и дизайна, заведующий кафедрой ТСУ и ТД

*В. Г. Злобин*

**Сморозин, С. Н.**

**С 516** Котельное оборудование тепловых электростанций: учебное пособие / С. Н. Смородин, В. Н. Белоусов, К. Г. Живаева. — СПб.: ВШТЭ СПбГУПТД, 2025. — 83 с.  
ISBN 978-5-91646-444-3

Учебное пособие соответствует программе и учебному плану дисциплины «Котельное оборудование тепловых электростанций» для студентов, обучающихся по направлению подготовки 13.04.01 «Теплоэнергетика и теплотехника». В учебном пособии рассмотрены конструкции паровых котлов и котлов-утилизаторов ТЭЦ, методики их теплового расчета.

Пособие предназначено для подготовки магистров очной и заочной форм обучения. Отдельные разделы пособия могут быть полезны бакалаврам, аспирантам и специалистам, работающим в области промышленной энергетики.

УДК 621.18(075)  
ББК 31.361я7

ISBN 978-5-91646-444-3

© ВШТЭ СПбГУПТД, 2025

© Смородин С. Н., Белоусов В. Н.,  
Живаева К. Г., 2025

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ.....	6
1. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ И НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ КОТЛОСТРОЕНИЯ.....	7
1.1. Котлостроение в мире.....	7
1.2. Паровые энергетические котлы.....	9
1.3. Паровые котлы энергоблоков ТЭС.....	12
2. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ПРЯМОТОЧНОГО КОТЛА.....	25
2.1. Особенности расчета тепловой схемы прямоточного парового котла сверхкритического давления.....	25
2.2. Расчет теплообмена в топке.....	30
2.3. Расчет конвективных и ширмовых поверхностей нагрева.....	36
3. КОТЛЫ-УТИЛИЗАТОРЫ.....	56
3.1. Котлы-утилизаторы, используемые в парогазовых и когенерационных установках.....	58
3.1.1. Классификация ПГУ, их типы, преимущества и недостатки.....	60
3.1.2. Котел-утилизатор Пр-228/47-7,86/0,62-515/230(ПК-59).....	64
4. ТЕПЛООБМЕН В КОТЛАХ-УТИЛИЗАТОРАХ ЗА ГАЗОВЫМИ ТУРБИНАМИ.....	75
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	82
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	83

## ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

Обозначение, сокращение	Полное наименование
АВР	автоматический ввод резерва
БВД	барабан высокого давления
БЗК	бак запаса конденсата
БНД	барабан низкого давления
БРОУ ВД	быстродействующая редуционно-охладительная установка высокого давления
БРУ НД	быстродействующая редуционная установка низкого давления
БСК	бак слива из котлов
ВВТО	водо-водяной теплообменник
ВД	высокое давление
ГПЗ	главная паровая задвижка
ГПК	газовый подогреватель конденсата
ГТУ	газотурбинная установка
ДЗ	дождевая заслонка
ДУ	деаэрационное устройство
ИВД	испаритель высокого давления
ИНД	испаритель низкого давления
ИПК	импульсно-предохранительный клапан
КИП и А	контрольно-измерительные приборы и автоматика
КСН	коллектор пара собственных нужд
КУ	котел-утилизатор
НД	низкое давление
ПВТ	пароводяной тракт
ПГУ	парогазовая установка
ПК	предохранительный клапан
ППВД	пароперегреватель высокого давления
ППНД	пароперегреватель низкого давления
ПТ	паровая турбина
ПЭН	питательный электронасос
РК	регулирующий клапан
РКВД	регулирующий клапан высокого давления
РКНД	регулирующий клапан низкого давления
РНП	расширитель непрерывной продувки
РПК ВД	регулирующий питательный клапан высокого давления
РПК НД	регулирующий питательный клапан низкого давления
РПП	расширитель периодической продувки
РОУ СН	редуционно-охладительная установка
РЭН	рециркуляционный электронасос (насос рециркуляции конденсата ГПК)

СКВД	стопорный клапан высокого давления
СКНД	стопорный клапан низкого давления
ЦЭНВД	циркуляционный электронасос высокого давления
ЦЭННД	циркуляционный электронасос низкого давления
ЭВД	экономайзер высокого давления

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Основой экономики России являются предприятия энергоемких отраслей промышленности. Их работа в значительной степени зависит от надежного и эффективного обеспечения топливно-энергетическими ресурсами теплоэнергетической системы промышленных предприятий, и поэтому рациональное построение и эксплуатация этих систем имеет большое значение.

Учебное пособие «Котельное оборудование тепловых электростанций» предназначается для студентов всех форм обучения по направлению подготовки (специальность) 13.04.01 «Теплоэнергетика и теплотехника».

В учебном пособии рассматриваются конструкции паровых котлов высокого давления, прямоточных котлов критического и сверхкритического давления, котлов-утилизаторов, а также методики их теплового расчета.

Учебное пособие сопровождается большим числом иллюстраций и принципиальных схем для лучшего усвоения материала.

Отдельные разделы пособия могут быть полезны бакалаврам, аспирантам и специалистам, работающим в области промышленной энергетики.

# 1. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ И НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ КОТЛОСТРОЕНИЯ

Котельная техника в мире постоянно совершенствуется и обновляется. Ее развитие идет по таким основным направлениям:

- применение новых, высокоэффективных, экологически чистых технологий сжигания топлива;
- увеличение единичной мощности агрегатов и повышение параметров пара;
- применение более качественных и новых материалов при изготовлении котлов, совершенствование и модульная унификация элементов котлов и вспомогательного оборудования;
- применение рациональных конструкций топочных устройств и процессов сжигания топлива, систем пылеприготовления и тягодутьевых установок;
- использование более совершенных систем золоуловителей и установок для очистки продуктов сгорания топлива;
- повышение тепловой экономичности котельных установок за счет использования скрытой теплоты парообразования при снижении температуры уходящих газов;
- дальнейшее развитие применения систем с ЭВМ для комплексной автоматизации работы котлов.

В настоящее время в котлостроительном производстве используются современные методы проектирования и технологии изготовления котельных агрегатов разной мощности и назначения. Котлы лучших мировых производителей для промышленной и коммунальной энергетики имеют весьма совершенные системы регулирования, в том числе с программным управлением, которые позволяют управлять котлами в зависимости от погодных условий. Только это позволяет экономить до 20 % топлива за отопительный сезон.

## 1.1. Котлостроение в мире

Среди производителей котлов для ТЭС есть как транснациональные корпорации, производство которых рассредоточено по всему миру, так и чисто национальные производители.

Характерной чертой современной теплоэнергетики является строительство крупных пылеугольных ТЭС с высоким КПД, с котлами большой единичной мощности (800 – 1000 МВт) на сверхкритические (25,5 МПа, 560 °С), а также суперсверхкритические (30 МПа и более, 700 °С) параметры пара и с экологическими показателями, соответствующими лучшим мировым стандартам, которые обеспечиваются как за счет технологических приемов во внутритопочном пространстве котла, так и внедрением систем очистки уходящих газов от оксидов серы, азота и частиц пыли.



Важной особенностью современного котлостроения следует назвать создание и широкое внедрение котлов с кипящим слоем при атмосферном и повышенном давлении и с циркулирующим кипящим слоем (ЦКС), основными достоинствами которых являются широкий диапазон используемых видов твердого топлива различной зольности (до 65 %), возможности регулирования нагрузки в диапазоне 40 – 100 % от номинальной без изменения эффективности процесса и высокая степень очистки продуктов сгорания от оксидов азота и серы за счет сравнительно низких температур горения в слое и добавления в него известняка. Лидирующую позицию в производстве таких котлов занимает транснациональная компания «Foster Wheeler», которая за период 1994 – 2003 гг. произвела и установила более 150 котлов с циркулирующим кипящим слоем, что составляет около 42 % их мирового производства. А в сумме на основе 40-летнего опыта фирма «Foster Wheeler» построила 140 котлов с кипящим слоем и более 200 ЦКС-котлов. Самые крупные котлы этой фирмы мощностью 260 – 285 МВт установлены на ТЭС «Туров» (Польша), ею же создается новый прямоточный ЦКС-котел для ТЭС «Лагиша» (Польша) для энергоблока мощностью 460 МВт.

В России машиностроительный завод ОАО «ЗИО-Подольск» в настоящее время производит котельные агрегаты к энергоблокам мощностью от 50 до 800 МВт на разных видах топлива для тепловых электростанций; котлы-утилизаторы за газовыми турбинами для парогазовых установок мощностью от 6 до 500 МВт; отопительные водогрейные котлы «Стазан» мощностью от 6 до 500 МВт; парогенераторы; сепараторы-пароперегреватели; теплообменное оборудование; технологические конденсаторы; различные элементы для модернизации котельных агрегатов и другое оборудование.

ОАО ТКЗ «Красный котельщик» выпускает паровые котлы производительностью до 920 т/ч пара (барабанные) и до 3950 т/ч пара (прямоточные), подогреватели мазута и воды, теплообменники, испарительные установки, деаэраторы технические атмосферного давления и другое оборудование.

Еще один котельный завод России – Бийский – долгие годы являлся поставщиком паровых и водогрейных котлов малой мощности (котлы марки БиКЗ). Он традиционно известен как производитель котлов мощностью до 25 т/ч пара на всех видах топлива и котельно-вспомогательного оборудования. В настоящее время завод активно проектирует и выпускает паровые котлы на природном газе и мазуте производительностью от 25 до 50 т/ч с параметрами пара (на выходе): давлением – 0,4 МПа, температурой перегретого пара – 440 °С. В последние годы разработаны и внедрены котлы, обеспечивающие сжигание нетрадиционных видов топлива (лузга подсолнечника и гречки, древесные отходы). Здесь производятся также унифицированные линейки водогрейных котлов единичной тепловой мощностью от 0,4 до 3,5 МВт (серия «Гефест» – на твердых видах топлива, серия «Прометей» – на газообразном и жидком топливе) и от 4,65 до 35 МВт на всех видах топлива.

## 1.2. Паровые энергетические котлы

Паровые энергетические котлы средней мощности объединяют в одно семейство большое число различных типов водотрубных котлов паропроизводительностью от 100 до 640 т/ч. Энергетические котлы средней мощности выпускаются на среднее и высокое давление перегретого пара, при этом они конструктивно выполняются как барабанными, с естественной и принудительной циркуляцией, так и прямоточными. В паровых котлах средней производительности наиболее часто используются камерные пылеугольные и газомазутные топки. В последние годы в этих котлах применяются также топочные устройства, позволяющие сжигать низкокалорийное топливо в циркулирующем кипящем слое, а также вихревые топки различных конструкций.

Паровые энергетические котлы средней мощности работают как на уравновешенной тяге, так и под наддувом. В них может сжигаться твердое топливо, а также природный газ и мазут.

Производство энергетических котлов средней мощности начало бурно развиваться в СССР в конце 40-х годов прошлого века, когда для восстановления после войны народного хозяйства и дальнейшего его роста требовалось интенсивное наращивание энергетических мощностей. Для повышения термического коэффициента полезного действия паросиловой установки необходим был переход на более высокие параметры пара (давление и температуру перегрева). В 1947 году был создан первый образец двухбарабанных котлов различной модификации высокого давления паропроизводительностью 230 и 170 т/ч, которые серийно выпускались до 1958 года: пылеугольные, газомазутные, для сжигания отходов углеобогащения, с камерными топками и горизонтальными циклонными предтопками. Особенностью этих котлов является наличие двух барабанов, соединенных между собой большим количеством перепускных труб. Наличие двух барабанов обуславливалось стремлением произвести максимальную осушку пара до поступления его в пароперегреватель. Такое усложнение конструкции связано было с тем, что при проектировании этих котлов не были еще известны надёжно работающие при высоком давлении сепарационные устройства.

Появление новых конструкций паросепарационных устройств позволило отказаться от двухбарабанной конструкции котлов высокого давления и перейти к однобарабанной конструкции котла высокого давления (10 МПа) – ТП-13 паропроизводительностью 220 т/ч, но с более высоким давлением и температурой перегрева 540 °С. До 1962 года котлы этой серии, предназначенные для сжигания угольной пыли, оборудовались угловыми щелевыми горелками, установленными по две на каждой боковой стене. При совместном сжигании угольной пыли и доменного газа турбулентные пылеугольные горелки устанавливались на боковых стенах навстречу друг другу, а газовые горелки – на фронтальной стене. В аналогичном по паропроизводительности и параметрам пара газомазутном котле ТГМ-151

практически отказались от горизонтального переходного газохода между топочной камерой и опускной конвективной шахтой, а трубчатый воздухоподогреватель был заменен регенеративным вращающимся.

Дальнейшее повышение параметров пара привело к разработке котлов с давлением пара 14 МПа и температурой перегрева 570 °С. У всех котлов этой группы, работающих на различном топливе, топочная камера разделена на две части двухсветным экраном, что позволило удержать рост размеров котла при увеличении примерно вдвое его паропроизводительности (с 220 до 420 т/ч).

На рисунке 1.1 представлен разрез такого котла для сжигания низкорекреационного топлива – антрацита и тощих углей. Топочная камера котла ТП-80 рассчитана на жидкое шлакоудаление и оборудована высоким зажигательным поясом. Горелочные устройства расположены навстречу друг другу на фронтальной и задней стенах топки.

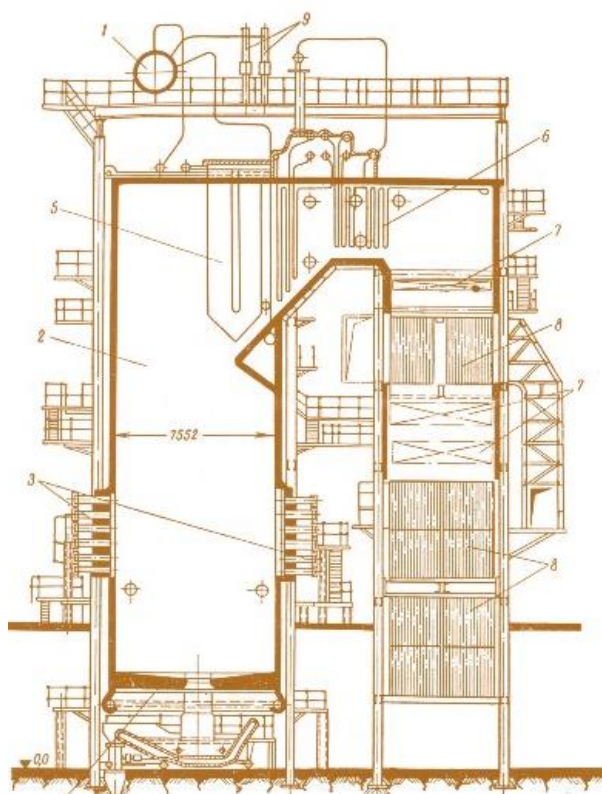


Рисунок 1.1 – Продольный разрез котла ТП-80 паропроизводительностью 420 т/ч для сжигания антрацита и тощих углей:

- 1 – барабан; 2 – топочная камера; 3 – пылеугольные горелки; 4 – под с леткой;
- 5 – ширма; 6 – конвективная часть пароперегревателя; 7 – экономайзер;
- 8 – трубчатый воздухоподогреватель; 9 – выносной сепарационный циклон

Для эффективного сжигания низкорекреационного топлива применен высокий подогрев воздуха (до 400 °С), что обусловило двухступенчатую компоновку воздухоподогревателя, то есть расположение выходной его части в области повышенных температур газового потока.

В целях дальнейшего повышения экономичности паротурбинного цикла на котлах производительностью 420 т/ч введен вторичный перегрев пара. Из

этой группы котлов представляет интерес котел марки ТП-92 паропроизводительностью 420 т/ч, на 14 МПа, 570/580 °С (рисунок 1.2). В этом котле используется каменный уголь низкой влажности при умеренной температуре горячего воздуха. Удаление шлака – твердое. Топочная камера, как и в других котлах паропроизводительностью 420 т/ч, разделена на две части двухсветным экраном. Одноступенчатый воздухоподогреватель расположен не под экономайзером, а в отдельной, самостоятельной шахте.

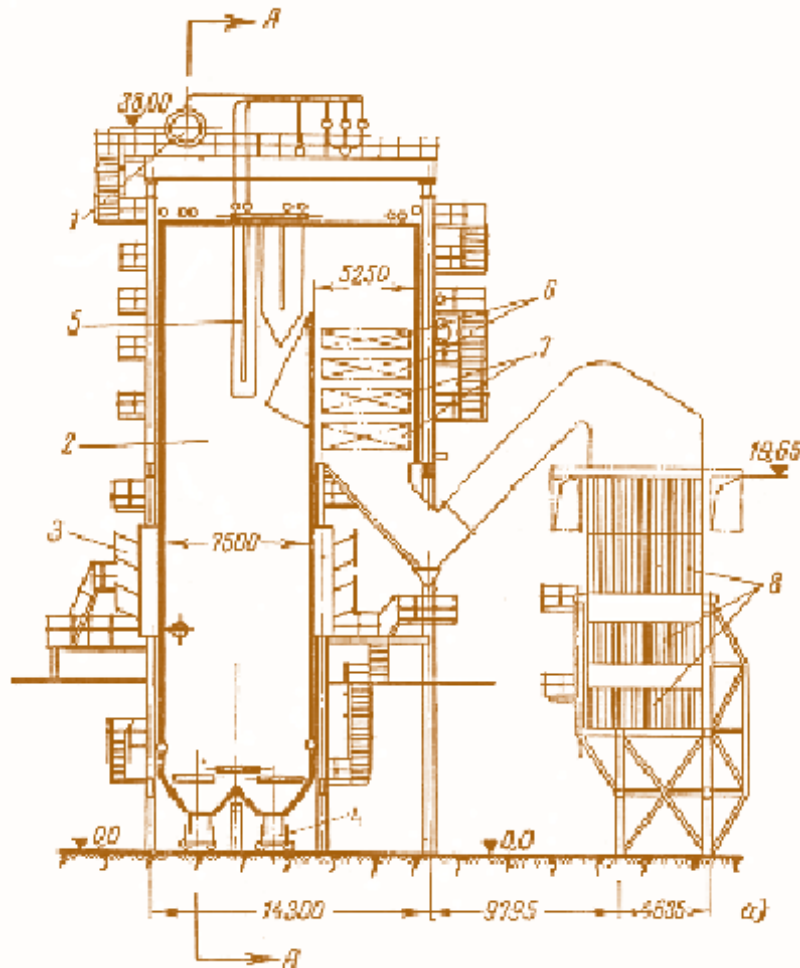


Рисунок 1.2 – Котел ТП-92 паропроизводительностью 420 т/ч для сжигания маловлажных каменных углей:

- 1 – барабан котла; 2 – топочная камера; 3 – горелочные устройства;
- 4 – устройство для механического шлакоудаления; 5 – ширмы;
- 6 – конвективный пароперегреватель; 7 – водяной экономайзер;
- 8 – трубчатый воздухоподогреватель

В газомазутных котлах этой серии несколько увеличена радиационная часть пароперегревателя. Вместо трубчатого используются регенеративные вращающиеся воздухоподогреватели, устанавливаемые не под экономайзером, а позади него. В освободившейся части опускного газохода располагается конвективная часть пароперегревателя. Благодаря этому длина горизонтального газохода сведена к минимуму, то есть опускная конвективная шахта располагается почти вплотную к топочной камере.

В настоящее время барабанные паровые котлы с естественной циркуляцией в интервале производительности от 100 до 500 т/ч выпускаются в Таганроге и Подольске.

ПО «Красный котельщик» (г. Таганрог) выпускает паровые котлы производительностью от 160 т/ч (на среднее давление) до 630 т/ч (на сверхкритическое давление). Типичным представителем семейства барабанных котлов средней производительности является котел ТПЕ-430 (рисунок 1.3). Он имеет производительность 500 т/ч при давлении перегретого пара 13,8 МПа и температуре перегрева 560 °С и предназначен для сжигания углей марки СС. Коэффициент полезного действия котла 90,5 %.

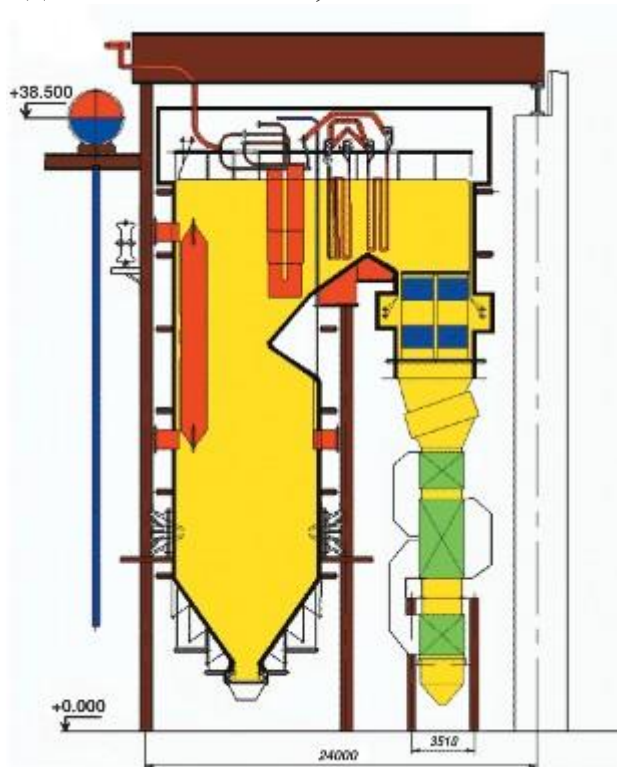


Рисунок 1.3 – Паровой котел ТПЕ-430

Паровой котел однобарабанный, с естественной циркуляцией, имеет П-образную компоновку поверхностей нагрева. Котел выполнен газоплотным и предназначен для работы на уравновешенной тяге. Стены топочной камеры, горизонтального и опускного конвективного газоходов образованы газоплотными панелями из труб, между которыми вварена полоса. Пароперегреватель котла состоит из радиационного и ширмового пароперегревателей, расположенных в верхней части топки, и двух конвективных ступеней – в горизонтальном газоходе. Мембранный экономайзер состоит из двух ступеней и находится в опускном газоходе. Котел оборудован восемью плоскофакельными горелками. Для подогрева воздуха котел ТПЕ-430 снабжен трубчатым или регенеративным воздухоподогревателями. Регулирование температуры перегрева пара осуществляется впрыском собственного конденсата. В котле применено твердое шлакоудаление. Процессы подпитки воды, горения и регулирования температуры перегрева пара полностью автоматизированы.



Параллельно с барабанными котлами до настоящего времени развивались конструкции прямоточных котлов средней производительности. В начале 1950-х годов прямоточные котлы высокого давления стал изготавливать Подольский машиностроительный завод. Одним из первых был создан котел марки СП-67 производительностью 230 т/ч, давлением 9,8 МПа и температурой 510 °С. В последующем производство прямоточных энергетических паровых котлов средней мощности, генерирующих пар высокого давления, было сосредоточено на ПО «Красный котельщик».

Паровой котел ПК-38-Р (ПП-270-13,8-545/545ГМ) предназначен для выработки перегретого пара с рабочим давлением 13,8 МПа и температурой 545 °С, имеет паропроизводительность 270 т/ч и КПД 92,8 % (рисунок 1.4).

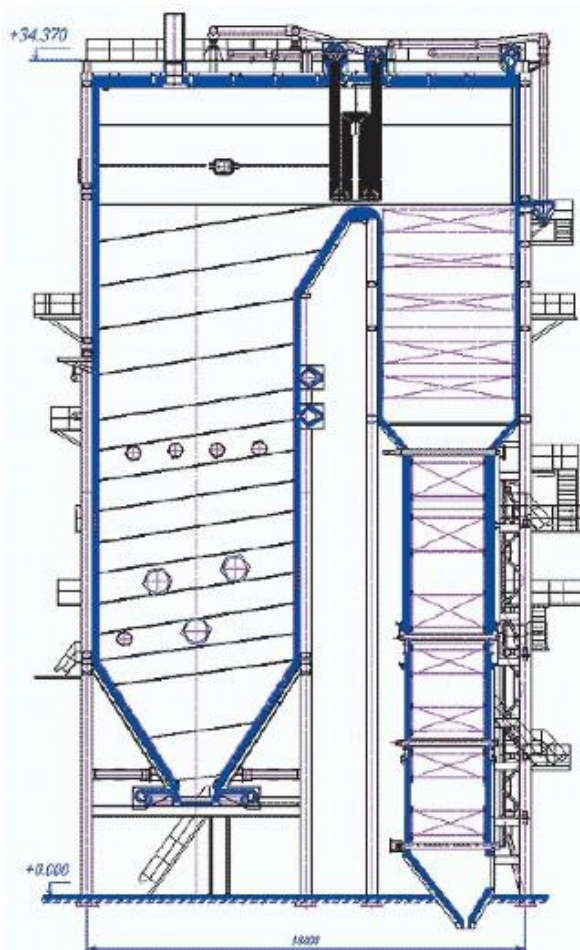


Рисунок 1.4 – Прямоточный паровой котел ПК-38-Р

Он может работать как в качестве низконапорного парогенератора по схеме дожигания в составе парогазовой установки, так и в составе традиционной паросиловой установки. Это прямоточный, газомазутный котел, выполненный по П-образной компоновке и устанавливаемый на собственном каркасе. Топочная камера – открытая, призматическая, прямоугольного сечения. При реконструкции котла в газомазутный сохранена «холодная» воронка. Над «холодной» воронкой на боковых стенах установлено 6 газомазутных горелок треугольником вниз (по 3 горелки на боковых стенках). Для снижения генерации оксидов азота топка котла оснащена схемой

ступенчатого сжигания, для чего над горелками установлены сопла третичного дутья.

Первый промышленный энергетический прямоточный котел (паропроизводительность 200 т/ч, давление 13,8 МПа, температура перегретого пара 500 °С) в СССР был разработан профессором Л.К. Рамзиным и установлен в 1933–1934 гг. на одной из московских ТЭЦ (ТЭЦ ВТИ). Топка и поворотный газоход экранированы трубами нижней, средней и верхней радиационной части и имеют навивку Рамзина. Котел обшит металлом по каркасу. На выходе из топки в поворотном газоходе установлен ширмовый пароперегреватель, в опускном газоходе – конвективный пароперегреватель высокого давления, две ступени конвективного пароперегревателя низкого давления, водяной экономайзер. Регулирование температуры пара низкого давления осуществляется байпасированием первой ступени конвективного пароперегревателя низкого давления, а дополнительно – рециркуляцией дымовых газов, отбираемых после водяного экономайзера. Котел снабжен необходимой арматурой, контрольно-измерительными приборами, средствами защиты, а также автоматизированной системой управления технологическим процессом.

### **1.3. Паровые котлы энергоблоков ТЭС**

В середине XX века развитие тепловых электростанций шло по пути увеличения единичной мощности и экономичности энергетического оборудования. При этом в 50-е годы XX века в СССР начали строить ТЭС с энергоблоками 100, 150 и 200 МВт, а в 60-е годы – вводить в эксплуатацию на электростанциях энергоблоки мощностью 300, 500 и 800 МВт. Введен в эксплуатацию также один энергоблок мощностью 1200 МВт. В этих блоках установлены котлы на сверхкритические параметры пара. Переход котлов на сверхкритические параметры пара диктовался экономической целесообразностью, которая определялась оптимальным балансом экономии топлива за счёт повышения термического КПД цикла и удорожания оборудования и эксплуатации. Отказ от применения в мощных блоках барабанных котлов на докритические параметры пара определялся значительным ростом стоимости котла в результате увеличения массы барабана, которая для котла блока 500 МВт достигала 200 т. Монтаж и эксплуатация такого котла значительно усложняются, поэтому оптимальная мощность энергоблоков с барабанными котлами, несущими базовую нагрузку, не превышает 400 МВт. В связи с этим при создании блоков большой мощности было принято решение о переходе на прямоточные котлы сверхкритического давления.

Первые прямоточные котлы для энергоблоков 300 МВт моделей ТПП-110 и ПК-39 и котлы для энергоблоков 800 МВт моделей ТПП-200, ТПП-200-1 были изготовлены в начале 60-х годов XX века. Исполнялись они двухкорпусными. Паровые котлы ТПП-110 и ПК-39 были изготовлены с несимметричным расположением поверхностей нагрева в каждом корпусе

(моноблоке). В котле ТПП-110 в одном корпусе размещена основная часть первичного пароперегревателя, во втором корпусе – остальная часть этого пароперегревателя и вся поверхность нагрева промежуточного пароперегревателя. При таком расположении пароперегревателей температура пара в каждом из них регулируется путем изменения соотношения «питательная вода – топливо». Дополнительно температура промежуточного пара регулируется в газопаровом теплообменнике. Перераспределение тепловой нагрузки между корпусами, которое имеет место при регулировании температуры пара, нежелательно, поскольку при сжигании антрацитового штыба и других видов низкорекреационного топлива происходит снижение температуры горячего воздуха, что приводит к увеличению потерь теплоты от недожога топлива.

В двухкорпусном паровом котле модели ПК-39, изготовленном по Т-образной схеме, первичный и промежуточный пароперегреватели расположены в четырех конвективных шахтах корпусов несимметрично к вертикальной оси котла. При изменении количества продуктов сгорания в правой и левой конвективной шахте каждого корпуса происходит перераспределение тепловосприятия первичным и промежуточным пароперегревателями, что приводит к изменению температуры пара. В двухкорпусном паровом котле с симметричными корпусами моделей ТПП-200, ТПП-200-1 конвективные шахты каждого корпуса разделены на три части вертикальными перегородками. В средней части конвективной шахты размещаются пакеты водяного экономайзера, в двух крайних – пакеты конвективного пароперегревателя высокого давления и промежуточного пароперегревателя.

Опыт эксплуатации котлов ТПП-110 подтвердил возможность регулирования температуры первичного и промежуточного пара путем изменения соотношения «питательная вода – топливо» в каждом из корпусов. Вместе с тем, при эксплуатации этих котлов наблюдалось повышенное количество их аварийных остановок. Существенно усложнялась эксплуатация котлов. Аналогичная картина наблюдалась при опытной эксплуатации котла ПК-39. В дальнейшем вместо этих котлов производились двухкорпусные агрегаты, но с симметричным расположением поверхностей нагрева в корпусах – дубль-блоки (ТПП-210, ТПП-210А, ТГМП-114, ПК-41, ПК-49, П-50). Применение двухкорпусных котлов с симметричным расположением поверхностей нагрева повышает надёжность работы энергоблока. При аварийной остановке одного из корпусов энергоблок может работать с пониженной нагрузкой на другом корпусе. Однако работа с одним корпусом менее экономична. К недостаткам двухкорпусных котлов относится также сложность схемы трубопроводов, большое количество арматуры, повышенная стоимость.

Опыт эксплуатации энергоблоков с котлами сверхкритического давления показал, что коэффициент использования агрегатов с одним корпусом не ниже, чем с двумя. Кроме того, вследствие уменьшения количества пароводяной арматуры и приборов автоматического регулирования упрощается



обслуживание энергоблоков с однокорпусными котлами. Эти обстоятельства обусловили переход к производству однокорпусных котлов сверхкритического давления.

Паровой котел ТПП-312А паропроизводительностью 1000 т/ч предназначен для работы на каменном угле в блоке с турбиной 300 МВт (рисунок 1.5).

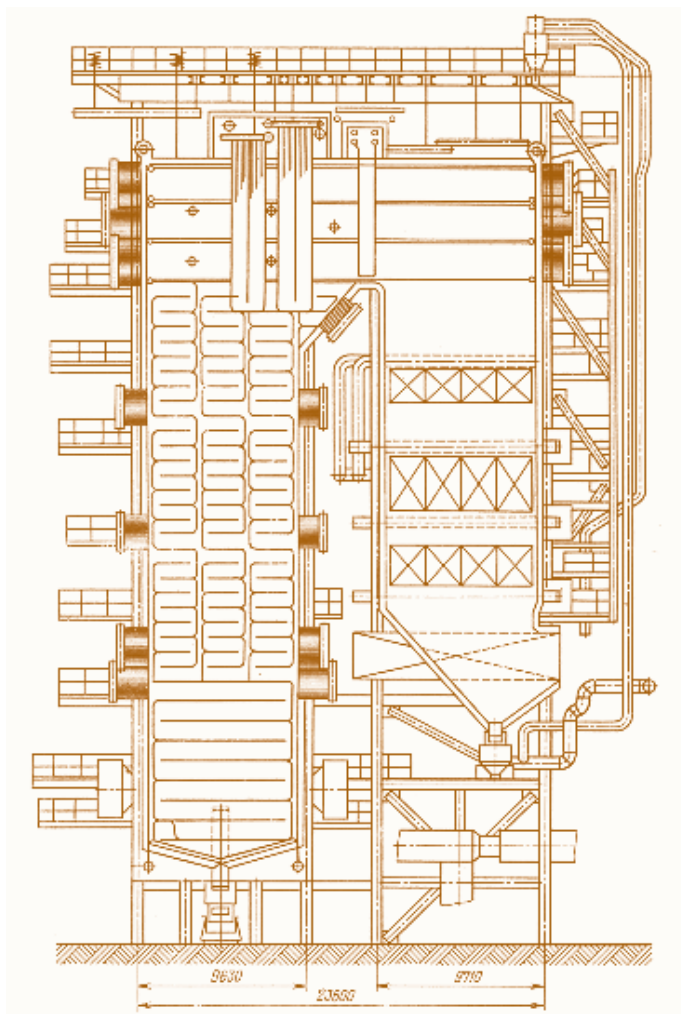


Рисунок 1.5 – Конструктивная схема парового котла ТПП-312А

Он вырабатывает перегретый пар с давлением 25 МПа и температурой 545 °С и имеет КПД 92 %. Котел – однокорпусный, с промперегревом, П-образной компоновки с открытой призматической топочной камерой. Экраны по высоте топочной камеры разделены на четыре части: нижнюю радиационную часть, среднюю, состоящую из двух частей, и верхнюю радиационную часть. Нижняя часть топочной камеры экранирована ошипованными, покрытыми карборундом, трубами. Шлакоудаление – жидкое. На выходе из топочной камеры расположен ширмовый пароперегреватель, в конвективной шахте – конвективные пароперегреватели высокого и низкого давления. Температура пара высокого давления регулируется впрыском питательной воды, а пара низкого давления – паро-паровым теплообменником. Подогрев воздуха осуществляется в регенеративных воздухоподогревателях.

Разработаны и находятся в эксплуатации следующие однокорпусные котлы сверхкритического давления: пылеугольные ТПП-312, П-57, П-67, газомазутные ТГМП-314, ТГМП324, ТГМП-344, ТГМП-204, ТГМП-1204. В 2007 году на ТКЗ «Красный котельщик» изготовлены котлы ТПП-660 паропроизводительностью 2225 т/ч и давлением пара на выходе 25 МПа для энергоблоков ТЭС «Бар» (Индия). Срок службы котлов – 50 лет.

На последнем энергоблоке ТЭС «Немвег» в Нидерландах установлен паровой котел паропроизводительностью при полной нагрузке 1980 т/ч, спроектированный фирмой «Mitsui Babcock Energy» и предназначенный для работы на каменном угле (как основном виде топлива) и газе в блоке с турбиной мощностью 680 МВт (рисунок 1.6).

Этот радиационный прямоточный котел сверхкритического давления вырабатывает пар с давлением 26 МПа и температурой 540/568 °С. Он работает в режиме модифицированного скользящего давления, при котором давление турбины на входе регулируется до уровня, меняющегося вместе с нагрузкой энергоблока. Котел оборудован тремя пароперегревателями с промежуточными впрыскивающими пароохладителями и двумя блоками промежуточных пароперегревателей (хотя это цикл с однократным промежуточным перегревом). Экономайзер представляет собой горизонтальный змеевик из труб с ребристой поверхностью. Первичный пароперегреватель устроен в виде одного горизонтального и одного вертикального блока. Вторичный ширмовый пароперегреватель представляет собой подвесной одноконтурный блок, а последняя ступень пароперегревателя также выполнена в виде одноконтурного подвесного блока. Температура острого пара на выходе котла 540 °С. Система промежуточного пароперегревателя котла имеет две ступени – первичную и конечную. Первичная ступень включает два горизонтальных блока, конечная ступень промперегрева представлена вертикальным блоком, расположенным в поворотном газоходе котла. На выходе котла температура перегретого пара составляет 568 °С. Система сажеобдувки котла состоит из 107 воздуходувок, приводимых в действие программируемым логическим контроллером. Удаление зольного остатка осуществляется скребковым конвейером, проходящим под топкой, и гидравлическим транспортом до резервуара-фильтра для зольного остатка. Температура дымовых газов на выходе составляет около 350 °С. Далее они охлаждаются до 130 °С во вращающихся регенеративных воздухоподогревателях. Конструкция котла предусматривает минимизацию выбросов NO<sub>x</sub> за счет использования низкоэмиссионных горелок и острого дутья. Достижению хороших экологических показателей способствует десульфуризация дымовых газов, позволяющая удалять SO<sub>2</sub> из отработанных газов.

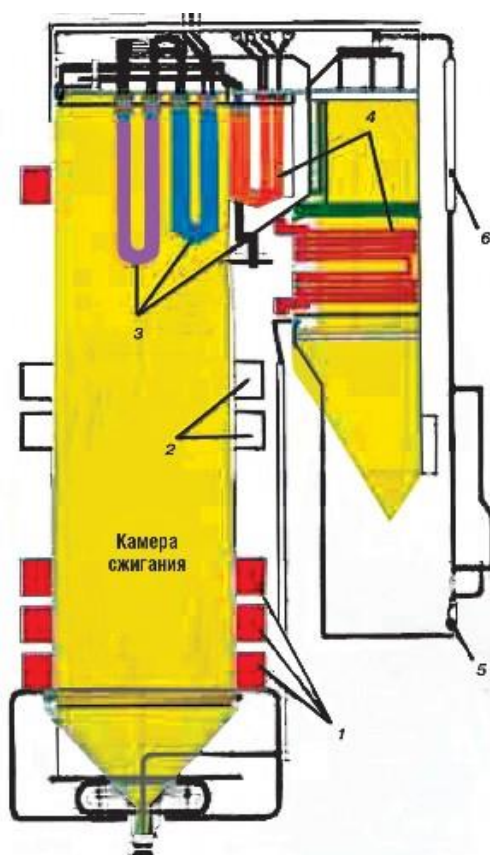


Рисунок 1.6 – Котел сверхкритического давления ТЭС «Nemweg» (Нидерланды):

1 – низкоэмиссионные горелки; 2 – сопла острого дутья; 3 – перегреватели высокого давления; 4 – промпароперегреватель; 5 – насос; 6 – корпус сепаратора

Современный газомазутный паровой котел ТГМП-805СЗ паропроизводительностью 2650 т/ч предназначен для выработки перегретого пара с рабочим давлением 25,5 МПа и температурой 545 °С для паровой турбины мощностью 800 МВт (рисунок 1.7). Котел прямоточный, газомазутный, однокорпусный, подвешен на хребтовых балках, опирающихся на колонны здания котельного отделения, и может устанавливаться в районах с сейсмичностью 8 баллов. Он имеет открытую топочную камеру призматической формы, образованную цельносварными трубчатыми панелями, в нижней части которых размещается цельносварной горизонтальный подовый экран, а в верхней части – горизонтальный газоход, закрытый сверху цельносварным трубчатым потолочным экраном. Экраны топочной камеры разделены по высоте на нижнюю и верхнюю радиационные части. На фронтальной и задней стенах топочной камеры котла размещены 36 газомазутных горелок. В горизонтальном газоходе последовательно по ходу газов размещены пять вертикальных конвективных поверхностей нагрева – парогенерирующая поверхность нагрева, включенная в пароводяной тракт котла до встроенной задвижки, три части пароперегревателя высокого давления, выходная ступень пароперегревателя низкого давления.

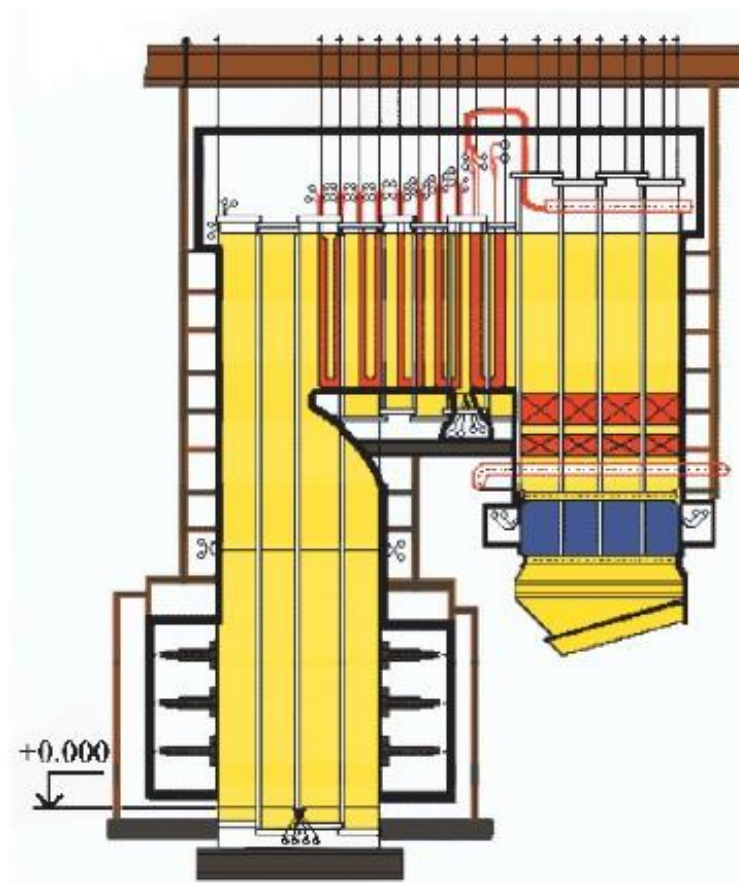


Рисунок 1.7 – Схема газомазутного парового котла ТГМП-805С3

Регулирование температуры вторичного пара осуществляется с помощью рециркулирующих газов. В опускном газоходе, экранированном цельносварными трубчатыми панелями, последовательно по ходу газов размещены входная ступень пароперегревателя низкого давления и водяной экономайзер.

Одним из самых значительных достижений теплоэнергетики конца XX века в мире стало внедрение суперсверхкритических котлов, которые в настоящее время способны работать при давлении пара на выходе 30 МПа и температуре 600/650 °С. Это стало возможным благодаря разработкам в области технологии материалов, которые могут выдерживать условия высоких температур и давлений. В «большой энергетике» уже работают котлы (их чаще называют «парогенераторами») производительностью более 4000 т/ч. Такие котлы обеспечивают паром энергоблоки 1000 – 1300 МВт на электростанциях в США, России, Японии и в некоторых странах Европы. В настоящее время продолжается разработка новых моделей паровых котлов для энергоблоков ТЭС. При этом котлы конструируются как на суперсверхкритические, сверхкритические, так и докритические параметры пара. К примеру, на двух энергоблоках ТЭС «Нейвели» (Индия) мощностью по 210 МВт каждый установлены паровые котлы Еп-690-15,4-540ЛТ, предназначенные для работы на низкокалорийных индийских лигнитах (рисунок 1.8).





Рисунок 1.8 – ТЭС «Нейвели» (Индия) – 2×210 МВт – с котлами башенного типа Еп-690-15,4-540 ЛТ

Это барабанные котлы с естественной циркуляцией, докритического давления с промперегревом, однокорпусные, с твердым шлакоудалением, башенного типа. Паропроизводительность котла 690 т/ч, параметры пара: давление 15,4 МПа на выходе из котла и 3,5 МПа на выходе из промпароперегревателя, температура пара 540 °С.

Топочная камера котла открытая и оборудована 12 спаренными прямоточными многоканальными горелками, установленными на всех стенах топки в два яруса. Для очистки поверхностей нагрева установлены аппараты водяной и паровой обдувки.

### **Пылеугольный котел с кольцевой топкой**

Развитие энергетики в России и ряда других стран (Китай, Индия и др.) предусматривает строительство крупных угольных тепловых электростанций.

Для энергетики России наиболее перспективным является использование каменных углей Кузнецкого бассейна и бурых углей Канско-Ачинского бассейна. Разведанные запасы угля первого бассейна составляют 57,3 млрд. т., второго – около 150 млрд. т. Особенности этих углей являются: высокая теоретическая температура горения и повышенная склонность к шлакованию и загрязнению топочных и пароперегревательных поверхностей нагрева. Для обеспечения высокой надежности и экономичности пылеугольного котла, работающего на таких углях, принимаются умеренные теплонапряжения и сравнительно низкие температуры газов в топочной камере. При

существующих традиционных конструкциях топочных устройств это приводит к увеличению размеров котлоагрегата, особенно в высоту. Так, например, высота Т-образного котла типа П-67 для блока 800 МВт, изготовленного российским заводом «ЗиО – Подольск», составляет более 90 м.

Опыт работы котла П-67 на бурых углях показывает, что для обеспечения надежной бесшлаковочной работы топки, даже с учетом установки большого числа обдувочных устройств, требуется, чтобы максимальная температура в топке не превышала 1250 °С. При этом должна обеспечиваться равномерность распределения температуры по сечению топочной камеры. Соблюдение вышеуказанных требований с учетом необходимости сжигания бурых углей с повышенной влажностью является весьма сложной задачей.

Учитывая перспективы использования подобных углей в России и других странах, инжиниринговая компания «СибКОТЭС», совместно с заводом «ЗиО – Подольск» разработала конструкцию котлов для блоков 800 – 1000 МВт с использованием нетрадиционного топочного устройства – кольцевой топки (рисунок 1.9).

Особенности конструкции котла с кольцевой топкой:

- Кольцевая топка представляет собой восьмигранную вертикальную экранированную призму, внутри которой по всей высоте коаксиально (соосно) установлена восьмигранная экранированная вставка. Поперечный размер этой вставки для разных топлив составляет 50 – 60 % поперечного размера наружной камеры. Стены внутренней и наружной камер состоят из газоплотных сварных панелей.

- При таком решении вращающийся факел оказывается зажатым в кольцевом пространстве между внутренними и наружными экранами. Условия смещения, воспламенения и выгорания топлива и теплообмена в такой топке существенно отличаются от условий в обычных тангенциальных топках, где в центральной (приосевой) области практически отсутствует активное движение газов. Проведенные сравнительные исследования цилиндрической и многогранной кольцевых камер показали, что при восьмигранном сечении аэродинамика кольцевой топки близка к течению цилиндрической кольцевой камеры. Кольцевая топка для обоих котлов представляет собой восьмигранную наружную камеру с установленным диаметром 27,5 – 28 м, внутри которой соосно установлена полная восьмигранная камера с условным диаметром 13,75 – 14 м.

- Экраны наружной и внутренней камер выполнены в виде вертикальных цельносварных газоплотных панелей из труб диаметром 326 мм (ст. 12×1МФ) с шагом 48 мм.

- Во внутренней камере установлена основная строительная колонна (пилон), лифт и площадки обслуживания.

- Топка оборудуется 32 прямоточными горелками, расположенными в 4 яруса по одному горелочному блоку на каждой наружной грани топки. Для обеспечения вращательного трения в горизонтальном сечении оси горелок направлены по тангенциальной схеме.

– В кольцевой топке используются специальные регулируемые горелки, обеспечивающие возможность изменения направления ввода в объем топочной камеры горелочных струй. Это позволяет сравнительно легко настроить положение вращающегося факела без активного касания его внутренней и наружной камер.

– Для дополнительного снижения выбросов оксидов азота часть вторичного воздуха вводится в топку отдельно от горелок на их уровне расположения, а также в зону выше горелок. При этом для уменьшения крутки газов перед их входом в конвективные газоходы верхний ввод воздуха организован по тангенциальной схеме с направлением, противоположным вращению основного потока топочных газов.

– Для котлов принята схема пылеприготовления с прямым вдуванием и использованием 8 мельниц-вентиляторов для котла на каменных углях. При этом каждая мельница подключена на 4 горелки одного горелочного блока, расположенного на одной грани топки.

– Профилактическая очистка топочных экранов от золовых отложений производится с помощью дальнобойных и маловыдвижных водяных аппаратов, установленных на наружных стенах топки.

– По построению схемы пароводяного тракта котел с кольцевой топкой практически не отличается от обычного котла Т-образной компоновки. Тракт первичного пара выполнен в виде двух (по числу газоходов) несмешивающихся параллельных потоков с автономными системами регулирования. При этом каждый поток в свою очередь делится на два подпотока, которые периодически перемешиваются для исключения тепловых разверок.

– Тракт вторичного пара состоит из 4 самостоятельных регулируемых потоков. Схема включения поверхности нагрева, их конструкция и применение полнопроходных встроенных сепараторов позволяет обеспечить работу котла на скользящих параметрах.

– Особенностью конструкции котла с кольцевой топкой в части строительных решений является установка в центральной части внутренней камеры мощного строительного пилона, лифта и площадок обслуживания, что значительно облегчает развязку каркаса и всей подвесной системы котла.

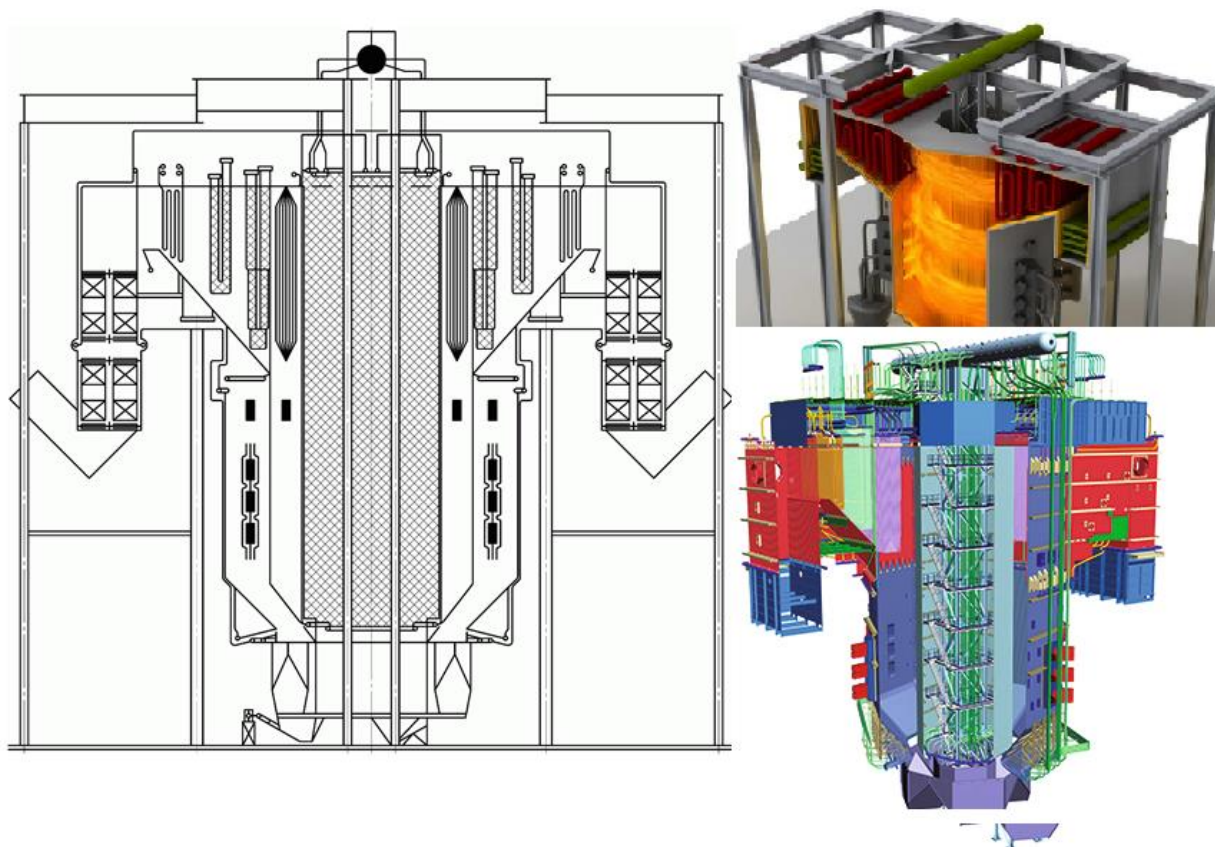


Рисунок 1.9 – Принципиальная схема кольцевой топочной камеры

Выполненные по программе «FLUENT» расчеты позволяют получить распределение скорости и температуры в горизонтальном сечении топки. Установка в приосевой области топки большей поверхности нагрева в виде внутренней вставки и дополнительная интенсификация теплообмена обеспечивают в кольцевой топке сравнительно низкий (1200–1230 °С) уровень максимальных температур факела, при котором может быть исключено активное шлакование топочных экранов. При этом, несмотря на низкие температуры, в кольцевой топке обеспечивается устойчивое воспламенение и экономичное выгорание топлива.

Основные технические решения, принятые для рассмотренных выше котлов для блоков 800 МВт, проверены и обработаны в течение 5 лет на котле паропроизводительностью 820 т/ч, установленном в России на Ново-Иркутской ТЭЦ (г. Иркутск).

Это котел с естественной циркуляцией рассчитан на параметры пара с давлением 14 МПа и температурой 560 °С. Котел работает на бурых шлакующих углях с влажностью 25 – 33 %, зольностью 6 – 12,8 %, выходом летучих 46 – 48 % и средней теплотворной способностью 15600 кДж/кг. Плавкостные характеристики золы  $T_A = 1100\text{--}1180$  °С,  $T_B = 1210\text{--}1300$  °С,  $T_C = 1230\text{--}1310$  °С (таблица 1.1).



Таблица 1.1 – Параметры котлов с кольцевой топкой для блока 800 МВт

Параметры	Котел для бурых углей	Котел для каменных углей
Паропроизводительность котла, т/ч	2650	2450
Давление первичного пара, МПа	25	25
Температура первичного пара, °С	545	545
Температура питательной воды, °С	275	275
Расход вторичного пара, т/ч	2186	2020
Давление вторичного пара, МПа	3,5	3,5
Температура вторичного пара, °С	545	545
КПД котла, %	91,0	92,6
Температура дымовых газов, °С: - в конце зоны активного горения - на выходе из топки	1174 1062	1230 1054

Восьмигранная кольцевая топка имеет размеры по наружной камере 18,54 м и по внутренней – 9,27 м. Топка рассчитана на теплонапряжение объема 97 кВт/м<sup>3</sup> и сечения 2,83 МВт/м<sup>2</sup>.

Специальные регулируемые горелочные устройства установлены в 3 яруса по высоте топки на 6 наружных гранях. Указанное количество горелочных блоков связано с ограничениями по условиям его компоновки в существующем здании (не более 6 мельниц-вентиляторов). При этом каждая мельница подключена по топливу к своему блоку горелок. На двух противоположных гранях топки, оставшихся без вводов топлива, установлены только сопла вторичного воздуха. Регулируемые горелки позволяют за счет перераспределения потоков вторичного воздуха в широких пределах изменять направление горелочных струй относительно внутреннего и наружного экранов топки.

В верхней части топки установлены сопла третичного воздуха. Для лучшего смешивания и ликвидации остаточной крутки факела эти струи направлены по тангенциальной схеме в противоположном направлении вращению основного факела. На выходе из топки и в двух последующих конвективных газоходах расположены ширмовый и конвективный пароперегреватель и экономайзер. Трубчатый воздухоподогреватель вынесен в отдельную колонку. Во внутренней шахте котла смонтированы ремонтные

площадки и водоопускные трубы, идущие от барабана к нижним камерам котла.

Котел установлен в существующем здании, запроектированном ранее под котел производительностью 500 т/ч. Верхняя отметка котла – 50 м, что на 20 м ниже аналогичного по тепловой мощности котла с обычной топкой.

За несколько лет на котле проведено много исследований и испытаний на разных топливах, в результате которых полностью подтверждена работоспособность и высокая эффективность кольцевой топки. В ходе этих испытаний проверены различные режимы работы котла на нагрузках от 380 до 820 т/ч при различном количестве (от четырех до шести) и сочетании работающих мельниц. На заключительном этапе испытаний был успешно проведен тестовый опыт на максимальной нагрузке 900 т/ч.

На основании анализа результатов проведенных испытаний и полученного опыта эксплуатации установлено:

1) В проверенном диапазоне нагрузок 480 – 900 т/ч (60–110 %  $D_{ном}$ ) котел обеспечивает расчетные выходные параметры по температуре и давлению пара. При этом даже при нагрузке 900 т/ч отсутствуют ограничения по тяге, дутью и регулированию температуры перегретого пара.

2) Во всем диапазоне нагрузок промежуточные температуры пара и металла не превышают расчетных и предельных значений.

3) Конструкция кольцевой топки с регулируемыми горелочными устройствами обеспечивает устойчивое вращательное движение факела без заметного «прижатия» его к внутренним и наружным экранам при любом сочетании работающих мельниц. При этом практически отсутствует сепарация невоспламенившихся частиц топлива в холодную воронку.

4) Максимальный температурный уровень в топке (усредненный по кольцевому сечению уровень температур в зоне их максимума), замеренный оптическим пирометром при нагрузке 820 т/ч, составляет 1180 – 1190 °С, вверху топки – 950 – 960 °С, в поворотной камере – 620 °С. При этом сравнительно низком уровне температур заметного загрязнения и шлакования экранов и пароперегревателя не обнаружено. В период испытаний проектные средства очистки топки и пароперегревателя не использовались. Характер распределения температур по газовому тракту близок к расчетному.

5) Минимально устойчивая (без подсветки факела мазутом) нагрузка котла, выявленная в период испытаний при работе четырех и пяти мельниц, составляет 60 %  $D_{ном}$  (в условиях относительно незагрязненных экранов топки).

6) В большинстве режимов с различным сочетанием пяти работающих мельниц в кольцевой топке обеспечивается высокая равномерность распределения температуры факела по периметру топки. При работе четырех мельниц наибольшая неравномерность возникает при одностороннем включении мельниц. В этом случае на котле возникают перекосы по температуре пара по газоходам Т-образного котла на уровне 20 – 30 °С, при этом значения не превышают предельно допустимые. При всех других возможных сочетаниях четырех и пяти работающих мельниц, при вихревом

движении факела в кольцевой топке обеспечивается равномерная раздача газов и распределение температуры пара и газов по обоим газоходам.

7) Применение подачи «холодных» газов с противокруткой в верхнюю часть кольцевой топки позволяет активно воздействовать на температуру пара по потокам, расположенным в правом и левом газоходах котла.

8) В диапазоне нагрузок 60–100 %  $D_{\text{ном}}$  КПД котла брутто составляет 92–93,8 % при  $t_{\text{yx}} = 125\text{--}140\text{ }^{\circ}\text{C}$  и  $q_4 = 0,35\text{--}0,7\text{ \%}$  (проектный КПД в этом диапазоне нагрузок – 91,4 % при  $t_{\text{yx}} = 136\text{--}147\text{ }^{\circ}\text{C}$  и  $q_4 = 0,5\text{ \%}$ ). При этом более высокий КПД (до 93,8 %) получен при сжигании более сухого азейского угля.

9) Сравнительно низкий температурный уровень в зоне горения (ниже  $1200\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) и высокая интенсивность смесеобразования при вихревом движении газов в кольцевой топке обеспечивают (при нагрузках 60–100 %  $D_{\text{ном}}$  и  $\alpha_{\text{шт}} = 1,2\text{--}1,25$ ) относительно низкие концентрации вредных выбросов  $\text{NO}_x = 370\text{--}410\text{ мг/нм}^3$  и  $\text{CO} = 20\text{--}70\text{ мг/нм}^3$ . Полученные результаты достигнуты без применения системы третичного дутья и обработки специальных низкоэмиссионных режимов.

10) Котел легко управляем как в стационарных, так и в переходных режимах.

Использование кольцевой топки позволяет:

- снизить высоту котла на 30–40 %;
- уменьшить металлоемкость и, следовательно, стоимость поверхности нагрева котла с кольцевой топкой на 20 %;
- повысить надежность работы экранных панелей топки за счет более высокой равномерности их тепловосприятости по периметру топки;
- уменьшить загрязнение и шлакование топки за счет снижения температурного уровня в топке;
- снизить выбросы  $\text{NO}_x$  за счет снижения температуры, интенсификации смесеобразования и внутренней рециркуляции;
- облегчить решение строительных и опорно-подвесных конструкций котла.

Испытания и опыт эксплуатации котла подтвердили его эффективность и целесообразность широкого применения кольцевых топок для крупных котлоагрегатов при сжигании различных топлив. В 2000 г. котел рекомендован к внедрению РАО «ЕЭС России».

Необходимо отметить, что энергетика стран СНГ базируется на применении двух типов паровых котлов: прямоточных и котлов с естественной циркуляцией. В зарубежной практике наравне с прямоточными котлами широко используются котлы с принудительной циркуляцией.

Кроме основных (паровых котлов высокого и сверхкритического давления) на ТЭС в настоящее время используются и другие типы котлов: пиковые водогрейные котлы, котлы для сжигания углей в кипящем слое, котлы с циркуляционным кипящим слоем и котлы-утилизаторы. Некоторые из них и станут прообразом котлов для будущего развития теплоэнергетики.

## 2. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ПРЯМОТОЧНОГО КОТЛА

### 2.1. Особенности расчета тепловой схемы прямоточного парового котла сверхкритического давления

При распределении тепловосприятий по теплообменным поверхностям прямоточного парового котла сверхкритического давления (СКД) стремление повысить надежность и экономичность котла вызывает необходимость выполнения ряда рекомендаций, специфичных для котлов этого типа.

При проектировании котлов СКД важным является разработка тепловой схемы, определяющей температурные зоны размещения теплообменных поверхностей и распределение их тепловосприятий. Для снижения температурной разверки приходится ограничивать приращение энтальпии в каждом элементе (в поверхности до 400 кДж/кг, в панели до 160 – 200 кДж/кг), что усложняет как водопаровую схему, так и определение температурных границ элементов по газовому и пароводяному трактам.

В современных прямоточных котлах СКД переходная зона не оформляется в виде поверхности, вынесенной в область меньших тепловых нагрузок (рисунки 2.1, 2.2).

Котлы СКД работают на глубоко химически обессоленной питательной воде, поэтому солевые загрязнения незначительны. Загрязнения, основанные на оксидах конструкционных материалов, имеют зону отложения, значительно превышающую участок, допускаемый в соответствии с тепловой схемой к выделению в вынесенную переходную зону. В нормальных условиях эксплуатации отложения незначительны, и обусловленные ими повышения температуры металла можно не учитывать в тепловом расчете. Однако поверхность, в которой рабочая среда имеет максимальную теплоемкость и ухудшенный теплоотвод ( $\Delta i = 2000\text{--}2500$  кДж/кг), стремятся располагать вне зоны максимальных тепловых нагрузок.

В котлах СКД используется ряд способов снижения температуры металла поверхностей нагрева. В первую очередь, это достигается выбором подходящих гидродинамических условий. Радикальным способом является увеличение массовой скорости до 2000 кг/(м<sup>2</sup>·с) (НРЧ, уголь) и 2500 кг/(м<sup>2</sup>·с) (НРЧ, мазут). Использование рециркуляции рабочей среды ( $i_{\text{рц}} \approx 2020$  кДж/кг) позволяет уменьшить разность температур труб в соседних панелях (это особенно важно при газоплотных конструкциях, где недопустима разность температур более 70 °С) и снизить расход среды при пуске котла до 10–15 %. Большой эффект в ограничении гидравлической разверки дает дросселирование труб в элементе или элементов в контуре (при  $i_{\text{дрос}} \leq 1675$  кДж/кг). Все перечисленные мероприятия, наряду с улучшением гидравлических характеристик, значительно повышают сопротивление водопарового тракта. Выравнивание температуры среды соседних поверхностей достигается также и с помощью байпасирования рабочей среды.

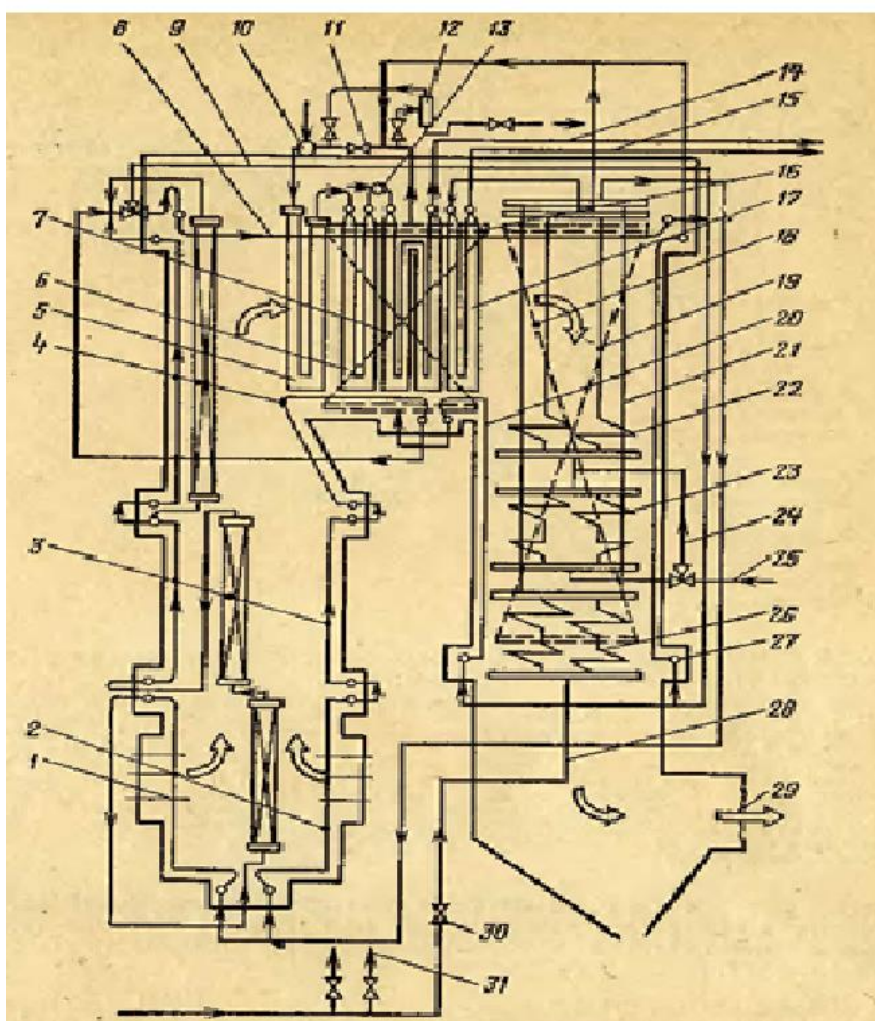


Рисунок 2.1 – Компоновка прямоточного парового котла сверхкритического давления Пп-2650-255 ГМ (ТГМП-204):

1 – газомазутные горелки; 2 – экраны стен и пода НРЧ; 3 – экраны стен СРЧ; 4 – экраны стен ВРЧ и пода горизонтального газохода; 5 – ширмовый пароперегреватель; 6 – входная ступень конвективного пароперегревателя; 7 – выходная ступень конвективного пароперегревателя; 8 – потолочный экран топки, горизонтального газохода и поворотной камеры; 9 – байпас потолочного экрана; 10 – впрыскивающий пароохладитель первой ступени; 11 – встроенная задвижка; 12 – растопочный сепаратор; 13 – впрыскивающий пароохладитель второй ступени; 14 – выход перегретого пара сверхкритического давления; 15 – выход перегретого вторичного пара; 16 – боковой экран горизонтального газохода; 17 – выходная ступень вторичного пароперегревателя; 18 – боковой экран конвективной шахты; 19 – пароотводящие трубы промежуточной ступени вторичного пароперегревателя; 20 – экран фронтальной стены конвективной шахты и пода горизонтального газохода; 21 – подвесные трубы; 22 – промежуточная ступень вторичного пароперегревателя; 23 – регулирующая ступень вторичного пароперегревателя; 24 – байпас регулирующей ступени; 25 – вход вторичного пара; 26 – экономайзер; 27 – задний экран конвективной шахты; 28 – вход питательной воды; 29 – выход дымовых газов; 30 – регулирующий питательный клапан; 31 – подача воды на пароохладитель



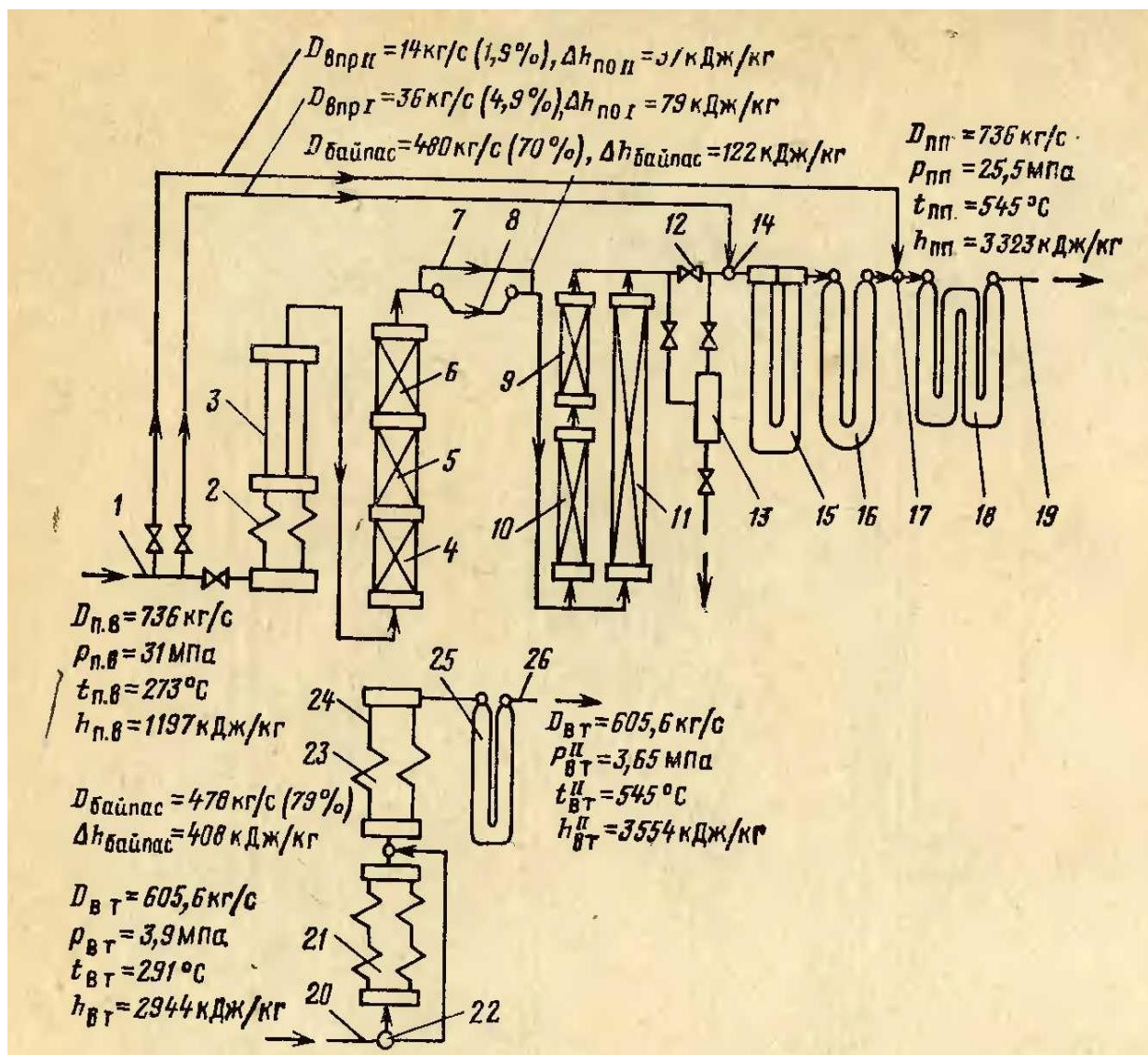


Рисунок 2.2 – Схема водопарового тракта проточного парового котла закритического давлєня Пп-2650-255 ГМ (ТГМП-204):

- 1 – вход питательной воды; 2 – экономайзер; 3 – подвесные трубы; 4 – НРЧ; 5 – СРЧ; 6 – ВРЧ; 7 – байпас потолочного экрана; 8 – потолочный экран; 9 – боковые экраны горизонтального газохода; 10 – экран фронтальной стены конвективной шахты; 11 – экраны боковых стен и задней стены конвективной шахты; 12 – встроенная задвижка; 13 – растопочные сепараторы; 14 – первый впрыскивающий пароохладитель; 15 – ширмовый пароперегреватель; 16 – входная ступень конвективного пароохладителя; 17 – второй впрыскивающий пароохладитель; 18 – выходная ступень конвективного пароперегревателя; 19 – выход перегретого пара сверхкритического давления; 20 – вход вторичного пара; 21 – регулирующая ступень вторичного пароперегревателя; 22 – регулирующая паровая заслонка; 23 – промежуточная ступень; 24 – паропроводящие трубы; 25 – выходная ступень; 26 – выход перегретого вторичного пара

В процессе распределения тепловосприятий должны быть вычислены (или оценены) следующие величины: давления рабочей среды на границах всех теплообменных поверхностей котла, приращения энтальпии рабочей среды, действительные расходы рабочей среды в каждой поверхности (обычно при распределении тепловосприятий расчет ведут на общий расход рабочей среды по всем потокам; число потоков учитывается при проектировании поверхностей нагрева), энтальпии и температуры рабочей среды, температуры и энтальпии газов на границах поверхностей и тепловосприятие каждой поверхности.

Сопротивление водопарового тракта котла СКД может быть принято равным  $\Delta p_k = (0,20-0,25)p_{п.п.}$ . Например,  $\Delta p_k = 5-6$  МПа при  $p_{п.п.} = 25,5$  МПа. Сопротивление вторичного пароперегревателя должно быть указано в задании на проектирование, обычно  $\Delta p_{вт} = 0,2-0,3$  МПа.

Для распределения приращения энтальпии рабочей среды по поверхностям нагрева могут быть использованы следующие рекомендации.

Приращение энтальпии в экономайзере и подвесных трубах не ограничивается условием отсутствия закипания на выходе, и обычно принимается  $\Delta i_{эк} = 200$  кДж/кг,  $\Delta i_{п.т} = 40-80$  кДж/кг ( $\Delta i_{эк}/\Delta i_k \cdot 100 = 8-10\%$ ,  $\Delta i_{п.т}/\Delta i_k \cdot 100 = 2-4\%$ , где  $\Delta i_k = i_{п.п.} - i_{п.в.} + \sum \Delta i_{впр} + \Delta i_{байпас}$ , кДж/кг).

Строгих рекомендаций для распределения тепловосприятия НРЧ, СРЧ, ВРЧ котлов СКД не имеется. Распределение зависит от вида топлива, тепловосприятия всей радиационной поверхности топки и от положения теплообменной поверхности. Оценочно можно принять в долях от тепловосприятия топки  $Q_{л.}$ : НРЧ – 45–55 %, СРЧ – 30–55 % и ВРЧ – 15–20 %.

Расчет тепловосприятий экранов топки осуществляется с помощью данных по тепловым нагрузкам, полученным из позонного расчета, а если этих данных нет, то с помощью коэффициентов распределения тепловых нагрузок по высоте топки. Приращение энтальпии рабочей среды в этих поверхностях определяется по тепловосприятию. Потолочный экран вместе с экранами конвективной шахты дает  $\Delta i_{п.э+к.ш} = 0,1\Delta i$  (по отношению к полному приращению в котле). Примерно столько же получает рабочая среда и в ширмах.

Температура газов на входе во вторичный пароперегреватель должна быть не выше 850 °С, так как при пуске вторичный пароперегреватель не охлаждается паром (принята одnobайпасная схема). Конвективный пароперегреватель СКД имеет приращение энтальпии пара 145–420 кДж/кг (большее значение – при двухступенчатой компоновке, при этом выходная ступень дает 150–300 кДж/кг), что составляет для конвективного пароперегревателя СКД 15–25 % полного приращения энтальпии в котле.

Во вторичном пароперегревателе приращение энтальпии по ступеням распределяется неравномерно. В первой (регулирующей) ступени – 45 – 55 % полного приращения. В номинальном режиме расход пара через регулируемую ступень составляет около 20 % расхода вторичного пара. Вторая ступень (вместе с отводящими трубами, если они предусмотрены в

конструкции) – 30 – 40 % полного приращения, оставшаяся часть приращения обеспечивается третьей ступенью.

Для регулирования температуры перегрева пара СКД в дополнение к основному методу (соотношением вода – топливо) используются впрыски питательной воды (обычно два или три). Первый по ходу рабочей среды впрыск ( $D/D_{\text{пе}} \cdot 100 = 3,5-5 \%$ ), стабилизирующий перегрев и понижающий температуру металла последующих участков перегревателя, производится там, где энтальпия среды составляет 2700–2900 кДж/кг (место ввода этого впрыска зависит от свойств топлива и конструкции котла, но чаще он вводится перед ширмами), последний впрыск используется для тонкого регулирования перегрева при малоинерционном воздействии на температуру перегрева ( $D/D_{\text{пе}} \cdot 100 = 2-3 \%$ ) и осуществляется в тракте, где энтальпия среды на 150–300 кДж/кг меньше энтальпии на выходе из котла (обычно перед конвективным пароперегревателем или его выходной ступенью).

Для регулирования температуры вторичного перегрева используются паро-паровые теплообменники (ППТО). Температура первичного пара на входе в ППТО принимается 450–460 °С. При этом размеры первичного перегревателя, выполняемого из высоколегированной стали, увеличиваются незначительно и сохраняется достаточным температурный напор в ППТО. По тракту вторичного пара ППТО располагается на входе. Иногда используется только байпасное регулирование (например, в котле ТГМП-204, см. рисунки 2.1, 2.2). Часто используется рециркуляция газов, что приводит также к ослаблению интенсивности образования оксидов азота.

В местах ввода обводных потоков (впрысков, байпасных потоков) происходит снижение энтальпии, и ее значение на входе в последующую поверхность определяется с помощью расчетов.

Расход рабочей среды через отдельные поверхности определяется по заданной паропроизводительности  $D_{\text{пе}}$  проектируемого котла с учетом расхода среды в обводных потоках  $D_{\text{впр}}$  (во впрыскивающих пароохладителях, в байпасах, в параллельно включаемых поверхностях нагрева).

Тепловосприятие поверхностей нагрева определяется или расчетом по приращениям энтальпии рабочей среды  $\Delta i$ , или их оценивают по тепловым нагрузкам, как это рекомендовано для экранов топки. В последнем случае по тепловосприятиям рассчитывается приращение энтальпии рабочей среды.

Если водопаровая схема предусматривает последовательное прохождение рабочей средой НРЧ, СРЧ и ВРЧ (например, как это сделано в котле ТГМП-204, см. рис. 2.1, 2.2), то при распределении тепловосприятий все три поверхности можно считать как одну, находя параметры рабочей среды сразу на выходе из ВРЧ.

Тепловосприятие ширмовых и конвективных поверхностей нагрева определяется по приращениям энтальпии рабочей среды в этих поверхностях.

После определения тепловосприятия всех поверхностей нагрева  $Q_{\text{л}}$ ,  $Q_{\text{г}}$  находят энтальпии газов на границах всех поверхностей  $\Gamma'_i$  и  $\Gamma''_i$ . При этом необходимо учитывать следующие моменты:



– во всех поверхностях газоплотного котла, кроме воздухоподогревателя, отсутствуют присосы воздуха, что должно быть отражено в таблицах объемов и энтальпий проектируемого котла;

– при использовании рециркуляции газов переход от энтальпии к температуре газов и обратно в поверхностях, в которых двигаются газы рециркуляции, нужно производить с учетом доли рециркуляции.

Завершается этап распределения тепловосприятия проверкой правильности выполнения расчетов.

## 2.2. Расчет теплообмена в топке

Основной радиационной характеристикой продуктов сгорания служит критерий поглощательной способности (критерий Бугера):

$$Bu=kps,$$

где  $k$  – коэффициент поглощения топочной среды,  $1/(м \cdot МПа)$ , рассчитывается по температуре и составу газов на выходе из топки. При его определении учитывается излучение трехатомных газов и водяных паров ( $RO_2$ ,  $H_2O$ ) и взвешенных в их потоке частиц сажи, летучей золы и кокса;  $p$  – давление в топочной камере, МПа;  $s$  – эффективная толщина излучающего слоя, м.

Коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания ( $RO_2$ ,  $H_2O$ ):

$$k_r = k_r^0 r_{п} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{10 \cdot p \cdot r_n s}} - 1 \right) \cdot (1 - 0,37 \cdot 10^{-3} \cdot T_T'') \cdot r_{п}, 1/(м \cdot МПа),$$

где  $r_{п} = r_{RO_2} + r_{H_2O}$  – суммарная объемная доля трехатомных газов и водяных паров в продуктах сгорания;  $T_T''$  – температура газов на выходе из топки, К.

Коэффициент поглощения лучей частицами сажи

$$k_c = \frac{1,2}{1 + \alpha_T^2} \left( \frac{C^r}{H^r} \right)^{0,4} \cdot (1,6 \cdot 10^{-3} T_T'' - 0,5), 1/(м \cdot МПа),$$

где  $\alpha_T$  – коэффициент избытка воздуха на выходе из топки;

$C^r / H^r$  – соотношение углерода и водорода в рабочей массе топлива.

При сжигании газа

$$\frac{C^r}{H^r} = 0,12 \sum \frac{m}{n} C_m H_n,$$

где  $m$  и  $n$  – количества атомов углерода и водорода в соединении.

Коэффициент поглощения лучей частицами золы

$$k_{зл} \cdot \mu_{зл} = \frac{10^4 A_{зл}}{\sqrt[3]{(T_T'')^2}} \times \frac{\mu_{зл}}{1 + 1,2 \mu_{зл} s}, 1/(м \cdot МПа),$$

где  $\mu_{зл}$  – концентрация золы в продуктах сгорания.

Коэффициент  $A_{зл}$  для топок с твердым шлакоудалением принимается по таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Эмпирический коэффициент  $A_{зл}$

Вид топлива	$A_{зл}$
АШ	1,00
Каменный и тощий угли	0,80
Бурый уголь	0,75
Сланец	0,75
Торф	0,60

Для топок с жидким шлакоудалением  $A_{зл}$  принимается на 0,10 выше приведенных в таблице 2.1.

Коэффициент поглощения лучей частицами кокса  $k_{\text{кокс}} \cdot \mu_{\text{кокс}}$  принимается по таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Коэффициент поглощения лучей частицами кокса

Вид топлива	$k_{\text{кокс}} \cdot \mu_{\text{кокс}}$ , 1/м·МПа
АШ, тощий уголь	0,25
Каменный уголь	0,20
Бурый уголь, сланец, торф	0,10

При расчете критерия  $Ви$  принимается, что при сжигании основными излучающими компонентами являются газообразные продукты сгорания ( $RO_2$ ,  $H_2O$ ) и взвешенные в их потоке сажевые частицы, при сжигании твердого топлива – газообразные продукты сгорания ( $RO_2$ ,  $H_2O$ ) и взвешенные в их потоке частицы золы и кокса.

При сжигании мазута или газа коэффициент поглощения топочной среды рассчитывается с учетом относительного заполнения топочной камеры светящимся пламенем (частицами сажи) характеризуется коэффициентом  $m$ .

Расчет проводится по формуле

$$k = k_r + m \cdot k_c, \text{ 1/м} \cdot \text{Мпа.}$$

При сжигании природного газа  $m = 0,1$ . Впредь, до уточнения, это же значение принимается и для других газов, кроме доменного, для которого  $m = 0$ .

При сжигании мазута в газоплотных котлах  $m = 0,3$ ; для негазоплотных котлов  $m = 0,6$ .

При сжигании твердых топлив коэффициент поглощения топочной среды:

$$k = k_r + k_{зл} \cdot \mu_{зл} + k_{кокс} \cdot \mu_{кокс}, \text{ 1/м} \cdot \text{Мпа}$$

Для слоевых топок принимается  $k_{кокс} \cdot \mu_{кокс} = 0$ .

При сжигании смеси топлив критерий  $Bu$  определяется по среднему коэффициенту поглощения  $k$ , рассчитываемому с учетом тепловой доли каждого из топлив.

Методика расчета суммарного теплообмена в топке базируется на приложении теории подобия к топочному процессу. Основными параметрами, определяющими безразмерную температуру газов на выходе из топки,  $\theta''$ , являются критерий радиационного теплообмена Больцмана ( $Bo$ ) и критерий поглощательной способности Бугера ( $Bu$ ). Вид функциональной зависимости, связывающий между собой эти параметры, установлен на основании опытных данных по теплообмену в топках энергетических котлов.

Учет влияния на теплообмен неизотермичности температурного поля топки и эффекта рассеяния излучения обеспечивается использованием эффективного значения критерия  $Bu'$ .

Безразмерная температура газов на выходе из топочной камеры:

$$\theta_T'' = \frac{T_T''}{T_a} = \frac{Bo^{0,3}}{MBu'^{0,3} + Bo^{0,6}},$$

где  $T_a$  – адиабатическая температура горения топлива, К;  $M$  – параметр, учитывающий влияние относительного уровня расположения горелок, степени забалластированности топочных газов и других факторов на интенсивность теплообмена.

Формула справедлива в области значений  $\theta_m'' \leq 0,9$ .

Критерий  $Bo$  рассчитывается по формуле:

$$Bo = \frac{\varphi B_p (Vc)_{cp}}{\sigma_0 \psi_{cp} F_{ст} T_a^3},$$

где  $B_p$  – расчетный расход топлива, кг/с;  $F_{ст}$  – поверхность стен топки, м;  $(Vc)_{cp}$  – средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания 1 кг топлива в интервале температур  $(T_a - T_T'')$  кДж/(кг·К);  $\psi_{cp}$  – среднее значение коэффициента тепловой эффективности экранов;  $\varphi$  – коэффициент сохранения тепла;  $\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-11}$  кВт/(м<sup>2</sup>·К<sup>4</sup>) – коэффициент излучения абсолютно черного тела.

Эффективное значение критерия Бугера  $Bu'$  определяется по формуле:

$$Bu' = 1,6 \cdot \ln \left( \frac{1,4Bu^2 + Bu + 2}{1,4Bu^2 - Bu + 2} \right).$$

Для камерных топок параметр  $M$  рассчитывается по формуле:

$$M = M_0 \cdot (1 - 0,4x_r) \cdot \sqrt[3]{r_v},$$

для слоевых топок ( $x_r = 0$ )

$$M = M_0 \cdot (1 + \rho) \cdot \sqrt[3]{r_v},$$

где  $\rho = \frac{R}{F_{cm}}$  – соотношение между поверхностью зеркала горения (слоя) и поверхностью стен топki  $F_{ст}$ .

$M_0$  – коэффициент, принимается:

- для пылеугольных топок с твердым шлакоудалением:  
при тангенциальном и встречном расположении горелок  $M_0 = 0,46$ ;  
при однофронтном расположении горелок  $M_0 = 0,42$ ;
- для пылеугольных топок с жидким шлакоудалением  $M_0 = 0,44$ ;
- для слоевых топок  $M_0 = 0,46$ ;
- для газомазутных топок при настенном расположении горелок  $M_0 = 0,40$ ;
- для газомазутных топок при подовом расположении горелок ( $x_r = 0$ )  $M_0 = 0,36$ .

Для топок, оборудованных поворотными горелками, коэффициент  $M_0$  соответственно увеличивается или уменьшается на 0,01 на каждые  $10^\circ$  угла поворота горелок вниз или вверх.

При сжигании твердого топлива совместно с мазутом или газом коэффициент  $M_0$  принимается по его значению для твердого топлива.

При сжигании смеси природного, коксового и доменного газов в комбинированных многотопливных прямоточно-вихревых горелках коэффициент  $M_0$  зависит от тепловой доли доменного газа в смеси  $q_{дг}$ , уменьшаясь с ее увеличением.

При ступенчатом сжигании топлива учитывается зависимость температуры газов на выходе из топki от доли третичного воздуха  $g_{тр.в}$ :

$$M = M_0 \cdot (1 - 0,4x_r) \cdot (1 - kg_{тр.в}) \cdot \sqrt[3]{r_v},$$

где  $k = 0,45$  – при двухступенчатом сжигании газа и мазута;

$k = 0,60$  – при трехступенчатом сжигании угольной пыли и вводе дополнительного топлива воздухом;  $k = 0,20$  – при трехступенчатом сжигании угольной пыли и вводе дополнительного топлива газами рециркуляции;  $r_v$  – параметр забалластированности топочных газов:

$$r_v = \frac{V_r(1+r)}{V_{N_2}^0 + V_{RO_2}}, \text{ м}^3/\text{м}^3,$$

где  $r$  – коэффициент рециркуляции;  $V_r$  – объем газов на выходе из топki без учета рециркуляции.

Наиболее сильное влияние параметр  $r_v$  оказывает на теплообмен в топках с газовой сушкой топлива, а также при вводе в топочную камеру рециркулирующих газов, отобранных из зоны хвостовых поверхностей нагрева.

Средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания 1 кг ( $1\text{м}^3$ ) топлива:

$$(VC)_{cp} = \frac{Q_T - I_T''}{g_a - g'} \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}, [\text{кДж/(м}^3 \cdot \text{К)}],$$

где  $I_T''$  – энтальпия продуктов сгорания 1 кг ( $1\text{ м}^3$ ) топлива при температуре  $\vartheta_T''$ .

Адиабатическая температура горения  $\vartheta_a$  определяется по полезному тепловыделению в топке  $Q_T$  при избытке воздуха  $\alpha_T$ .

Полезное тепловыделение в топке:

$$Q_T = Q_p \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_\phi + Q_b + \sum r I_{отб}, \text{ кДж/кг (кДж/м}^3\text{)},$$

где  $q_3, q_4, q_6$  – потери тепла от химической и механической неполноты сгорания топлива, с теплом шлака и охлаждающей воды, %,

$Q_\phi$  – тепло, вносимое в топку с паровым дутьем, кДж/кг,

$Q_b$  – тепло, вносимое в топку воздухом, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>):

$$Q_b = [\alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{пл} - (\alpha_{отб} - 1)r] I_{гв}^o + (\Delta\alpha_T + \Delta\alpha_{пл}) I_{прс}^o,$$

здесь величины присосов в топке  $\Delta\alpha_T$  и в пылеприготовительной системе  $\Delta\alpha_{пл}$ ;  $\alpha_{отб}$  – коэффициент избытка воздуха в месте отбора газов на рециркуляцию;  $I_{гв}^o, I_{прс}^o$  – соответственно энтальпии воздуха при температуре за воздухоподогревателем и присасываемого воздуха;  $\sum r I_{гв,отб}$  – тепло рециркулирующих газов, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>) – учитывается в случае возврата в топку части газов, отобранных из газохода котла, за котлом или из верхней части топки.

Количество тепла, воспринятого в топке на 1 кг (м<sup>3</sup>) топлива:

$$Q_{л} = \varphi(Q_m - I''_m), \text{ кДж/кг (кДж/м}^3\text{)}.$$

Коэффициент тепловой эффективности экранов равен произведению углового коэффициента экрана  $x$  на коэффициент  $\xi$ , учитывающий тепловое сопротивление загрязнения или закрытие изоляцией

$$\psi = x\xi.$$

Если стены топки закрыты экранами с разными значениями коэффициента тепловой эффективности  $\psi$  или экраны покрывают часть поверхности стен, среднее значение коэффициента тепловой эффективности:

$$\psi_{cp} = \frac{\sum \psi_i \cdot F_{cvi}}{F_{ct}}.$$

Для неэкранированных участков топочных стен принимается  $\psi = 0$ .

Коэффициент  $\xi$ , учитывающий снижение тепловосприятия экрана при его загрязнении или закрытии его поверхности изоляцией, принимается по таблице 2.3.

Таблица 2.3 – Коэффициент  $\xi$

Тип экрана	Топливо	$\xi = \frac{\psi}{x}$
Настенные гладкотрубные и мембранные цельносварные экраны в камерных топках	Газообразное	0,65
	Мазут	0,55
	Пыль твердых топлив:	
	АШ, тощий уголь	0,45
	каменные <sup>1</sup> и бурые угли средней шлакующей способности	0,45
	каменные и бурые угли высокой шлакующей способности (назаровский, березовский Канско-Ачинского месторождения)	0,35-0,40 <sup>2</sup>
	фрезерный торф	0,45
	сланцы	0,25
Настенные гладкотрубные и плавниковые экраны в слоевых топках	Все топлива	0,60
Ошпированные экраны, покрытые огнеупорной массой	Все топлива	0,20
Экраны, закрытые шамотным кирпичом	Все топлива	0,10

<sup>1</sup> При сжигании экибастузского угля с тонким размолотом ( $R_{90} \leq 15\%$ ) в котлах с  $q_F \geq 3$  МВт/м<sup>2</sup>  $\xi = 0,40$ .

<sup>2</sup> Меньшее значение – для березовского угля.

Приведенные в таблице 2.3 значения  $\xi$  при сжигании пыли твердых топлив относятся к топочным камерам, оборудованным эффективно работающими средствами очистки экранов.

Для ошпированных экранов, покрытых огнеупорной массой, в топках с жидким шлакоудалением величина  $\xi$  рассчитывается в зависимости от температуры плавления шлака  $t_{\text{шл}}$ , °С.

$$\xi = 0,53 - 0,25 \cdot 10^{-3} t_{\text{шл}}$$

При отсутствии данных о температуре плавления шлака ее значение принимается на 50°С ниже температуры жидкоплавкого состояния золы. Для гладкотрубных двусветных экранов и ширм (кроме ширм типа «щек»),

расположенных в объеме топки, при сжигании твердых топлив величина  $\xi$  уменьшается на 0,1, а для цельносварных экранов и ширм на 0,05 по сравнению с ее значением для настенных экранов.

При попеременной работе котла на разных топливах или при сжигании смеси топлив коэффициент принимается по топливу, вызывающему большее загрязнение.

Для выходного окна топки, отделяющего топку от расположенной за ним поверхности нагрева, коэффициент  $\xi_{\text{вых}}$  определяется по формуле  $\xi_{\text{вых}} = \xi\beta$ , где  $\xi$  – коэффициент, принимается по таблице 2 таким же, как для настенных экранов;  $\beta$  – коэффициент, учитывающий взаимный теплообмен между топкой и поверхностью нагрева.

При размещении за окном топки ширм коэффициент  $\beta$  принимается равным 0,6 при сжигании твердых топлив и 0,8 при сжигании мазута и газа. При размещении за окном фестона –  $\beta = 0,9$ , котельного пучка –  $\beta = 1,0$ . При отсутствии непосредственно за окном поверхности нагрева  $\xi_{\text{вых}} = 0,5$ .

Для расчета температуры газов в конце топки или для определения площади поверхности стен топочной камеры используются формулы:

- при расчете температуры газов в конце топки:

$$t''_r = \frac{T_a}{1 + MB\tilde{u} \left( \frac{5,67 \cdot 10^{-11} \psi_{cp} F_{ct} T_a^3}{\varphi B_p (Vc)_{cp}} \right)^{0,6}} - 273, ^\circ\text{C}.$$

- при определении площади поверхности стен топочной камеры:

$$F_{ct} = \frac{B_p Q_{cl} \sqrt{\frac{1}{M^2} \left( \frac{T_a}{T_r''} - 1 \right)^2}}{5,67 \cdot 10^{-11} M \psi_{cp} B\tilde{u}^{0,5} T_r'' T_a^3}, \text{ м}^2.$$

### 2.3. Расчет конвективных и ширмовых поверхностей нагрева

Расчет конвективных и ширмовых поверхностей нагрева базируется на совместном решении системы уравнений теплового баланса и уравнения теплообмена.

Уравнение теплообмена:

$$Q = \frac{k H \Delta t \cdot 10^{-3}}{B_p}, \text{ кДж/кг (кДж/м}^3\text{)},$$

где  $Q$  – тепло, воспринятое поверхностью конвекцией и межтрубным излучением, отнесенное к 1 кг (1 м<sup>3</sup>) топлива, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>);

$k$  – коэффициент теплопередачи, отнесенный к расчетной поверхности нагрева, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\Delta t$  – температурный напор, °С;

$V_p$  – расчетный расход топлива, кг/с ( $\text{м}^3/\text{с}$ );

$H$  – расчетная поверхность нагрева,  $\text{м}^2$ .

Для ширмовых поверхностей, включая плавниковые и мембранные, расчетная поверхность принимается равной удвоенной площади продольного осевого сечения ширмы, ограниченной наружными образующими крайних труб или плавников.

Для ширм, выполненных из гладких труб, поверхность умножается на угловой коэффициент, определяемый в зависимости от  $\sigma_2$  по соответственной номограмме [1] или при  $1,0 \leq \sigma_2 \leq 1,6$  по формуле  $\chi = 1 - 0,45(\sigma_2 - 1)$ .

Ширмовые поверхности отличаются от коридорных пучков величиной поперечного  $\sigma_1$  и продольного  $\sigma_2$  относительных шагов: при  $\sigma_1 \geq 3$  и  $\sigma_2 \leq 1,5$  для гладкотрубных ширм и при  $\sigma_1 \geq 3$  и  $\sigma_2 \leq 2,0$  мембранных поверхность нагрева рассчитывается как ширмовая.

В гладкотрубных конвективных пучках расчетная поверхность принимается равной полной поверхности труб с наружной (газовой) стороны.

Расчетная поверхность конвективных пучков: мембранных, из плавниковых труб, труб с поперечными ребрами, мембранно-лепестковых и лепестковых принимается равной полной поверхности оребренных труб с наружной стороны. Поверхность оребренных труб складывается из поверхности ребер (проставок, лепестков) и межреберных участков труб.

Расчетная поверхность нагрева ширмоконвективных пучков складывается из поверхности ширмовых элементов, определяемой как для ширм, и поверхности конвективных элементов, определяемой по полной поверхности змеевиков.

Поверхность нагрева рекуперативного воздухоподогревателя (трубчатого, пластинчатого) находится как средняя по газовой и воздушной сторонам.

Поверхность нагрева регенеративного воздухоподогревателя определяется как полная двусторонняя поверхность листов, омываемых газами и воздухом.

В уравнении теплового баланса количество тепла, отданное дымовыми газами, приравнивается количеству тепла, воспринятому обогреваемой средой.

Тепло, отданное газами рассчитываемой поверхности

$$Q_6 = \varphi (I' - I'' + \Delta\alpha I_{\text{прс}}^{\circ}) - Q_{\text{доп}}, \text{ кДж/кг (кДж/м}^3\text{)},$$

где  $\varphi$  – коэффициент сохранения тепла;

$I'$ ,  $I''$  – энтальпии газов на входе в поверхность нагрева и выходе из нее, кДж/кг ( $\text{кДж/м}^3$ );

$\Delta\alpha I_{\text{прс}}^{\circ}$  – количество тепла, вносимого присасываемым воздухом, кДж/кг ( $\text{кДж/м}^3$ );

$\Delta\alpha$  – присос воздуха в газопод. В регенеративном воздухоподогревателе присос распределяется поровну между холодной и горячей частями;

$I_{\text{прс}}^{\circ}$  – энтальпия присасываемого воздуха, кДж/кг ( $\text{кДж/м}^3$ );



$Q_{\text{доп}}$  – тепловосприятие дополнительной поверхности, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>), включенной параллельно или последовательно по ходу газов с рассчитываемой поверхностью.

Тепло, воспринятое обогреваемой средой:

- для пакета ширмового и конвективного перегревателя, получающего излучение из топки

$$Q = \frac{D}{B_p} (i'' - i') - Q_{\text{л}}, \text{ кДж/кг (кДж/м}^3\text{)};$$

- для пакета конвективного перегревателя, экономайзера и переходной зоны прямооточного котла, не получающего излучение из топки

$$Q = \frac{D}{B_p} (i'' - i'), \text{ кДж/кг (кДж/м}^3\text{)},$$

где  $D$  – расход пара (воды) через поверхность, кг/с;

$i''$ ,  $i'$  – энтальпии пара (воды) на выходе из поверхности нагрева и входе в нее, кДж/кг.

Перепад энтальпий пара в пароперегревателе следует принимать с учетом тепловосприятия пароохладителя.

При расчете котельных пучков с постоянной температурой внутренней среды уравнение тепловосприятия обогреваемой среды не составляется;

- для воздухоподогревателя без промежуточных отборов и подводов воздуха

$$Q = \left( \beta' + \frac{\Delta\alpha_{\text{вп}}}{2} + \beta_{\text{рц}} \right) (I_{\text{в}}^{\circ''} - I_{\text{в}}^{\circ'}), \text{ кДж/кг (кДж/м}^3\text{)},$$

где  $\beta'$ ,  $\beta_{\text{рц}}$  – отношения количества воздуха, подаваемого в топку из воздухоподогревателя и рециркулирующего в воздухоподогревателе к теоретически необходимому;

$I_{\text{в}}^{\circ''}$ ,  $I_{\text{в}}^{\circ'}$  – энтальпии воздуха, теоретически необходимого для горения топлива, при температурах на выходе в воздухоподогревателе и входе в него, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>);  $\Delta\alpha_{\text{вп}}$  – присос воздуха в воздухоподогреватель, принимаемый равным перетечке с воздушной стороны.

При отборе или подводе воздуха между ступенями каждая ступень рассчитывается по своему расходу воздуха.

Тепло, полученное излучением из топки поверхностью нагрева, примыкающей к выходному окну топки:

$$Q_{\text{л}} = \frac{q_{\text{л.в}} F_{\text{вых}} \sum x_p (1-a)}{B_p}, \text{ кДж/кг (кДж/м}^3\text{)},$$

где  $q_{\text{л.в}}$  – тепловая нагрузка поверхности в районе выходного окна топки, кВт/м<sup>2</sup>;  $F_{\text{вых}}$  – площадь выходного окна топки, м<sup>2</sup>;  $a$  – степень черноты объема ширм; член  $(1 - a)$  вводится только для ширм;  $\sum x_p$  – сумма угловых коэффициентов в поверхности.

Тепло, полученное излучением из топки поверхностями нагрева, расположенными за ширмой, примыкающей к выходному окну топки:

$$Q_{\text{л}} = \frac{q_{\text{л.в}} F_{\text{вых}} [1 - \sum x_p (1-a)]}{V_p}, \text{ кДж/кг (кДж/м}^3\text{)}.$$

### **Расчет коэффициента теплопередачи**

В конвективных поверхностях котельного агрегата передача теплоты происходит через многослойную цилиндрическую стенку – металлическую трубу с наружными и внутренними загрязнениями. При выполнении теплового расчета котельного агрегата для определения коэффициента теплопередачи обычно используют формулу для плоской многослойной стенки. Это не вносит больших погрешностей для гладкотрубных поверхностей и вместе с тем значительно упрощает расчет.

Коэффициент теплопередачи для многослойной плоской стенки выражается формулой

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_M}{\lambda_M} + \frac{\delta_H}{\lambda_H} + \frac{1}{\alpha_2}}, \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)},$$

где  $\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи от греющей среды к стенке, складывающийся из коэффициентов теплоотдачи конвекцией  $\alpha_k$  и излучением  $\alpha_{\text{л}}$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи от стенки к обогреваемой среде, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\delta_3$  (м),  $\lambda_3$  (Вт/м·К) – толщина и теплопроводность слоя золы или сажи на наружной поверхности труб (отношение этих величин представляет собой тепловое сопротивление загрязняющего слоя, называемое коэффициентом загрязнения  $\varepsilon = \delta_3 / \lambda_3$ , (м<sup>2</sup>·К)/Вт);

$\delta_M$  (м),  $\lambda_M$  (Вт/(м·К)) – толщина и теплопроводность металлической стенки трубы;

$\delta_H$  (м),  $\lambda_H$  (Вт/м·К) – толщина и теплопроводность слоя накипи на внутренней поверхности труб.

При расчете поверхностей, внутри которых протекает вода, пароводяная смесь или перегретый пар сверхкритического давления, термическим сопротивлением по внутренней стороне пренебрегают, так как его значение значительно меньше термического сопротивления по газовой стороне ( $1/\alpha_2 \ll 1/\alpha_1$ ).

Если одна или обе теплообменивающиеся среды представляют собой дымовые газы или воздух, то термические сопротивления на газовых и воздушных сторонах ( $1/\alpha_1$  и  $1/\alpha_2$ ) будут значительно больше термического сопротивления металла труб ( $\delta_M / \lambda_M$ ); последним в этом случае пренебрегают и принимают  $\delta_M / \lambda_M = 0$ . При расчете паро-паровых теплообменников термическое сопротивление стенки труб надо учитывать.

При нормальной эксплуатации отложения накипи не должны достигать толщины, вызывающей существенное повышение термического сопротивления и рост температуры стенки трубы, поэтому в тепловом расчете термическое сопротивление накипи не учитывается ( $\delta_H / \lambda_H = 0$ ).

Коэффициент загрязнения ( $\varepsilon$ ) зависит от большого количества факторов: рода топлива, скорости газов, диаметра труб, их расположения, крупности золы и др. Из-за отсутствия, в ряде случаев, данных по указанным зависимостям применяются два метода оценки загрязнений: с помощью коэффициента загрязнения  $\varepsilon$  и коэффициента тепловой эффективности  $\psi$ , представляющего собой отношение коэффициентов теплопередачи загрязненных и чистых труб.

Коэффициент теплопередачи в ширмовых поверхностях, получающих прямое излучение из топки:

- гладкотрубные ширмы

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + (1 + \frac{Q_l}{Q_6}) \cdot (\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2}) \cdot \alpha_1}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}};$$

- мембранные ширмы

$$k = \frac{\alpha_{1\text{пр}}}{1 + (1 + \frac{Q_l}{Q_6}) \cdot (\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \cdot \frac{H}{H_{\text{вн}}}) \cdot \alpha_{1\text{пр}}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

Множитель  $(1 + Q_l/Q)$  учитывает тепло, воспринятое из топки поверхностью ширм.

Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке, отнесенный к расчетной поверхности  $H$ , для гладкотрубных ширм определяется по формуле:

$$\alpha_1 = \xi \left( \alpha_k \frac{\pi}{2 \sigma_2 \chi_{\text{ш}}} + \alpha_l \right), \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}},$$

а приведенный для мембранных:

$$\alpha_{1\text{пр}} = \xi \left( \alpha_k \frac{0,57}{\sigma_2} + \alpha_l \right), \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}},$$

где  $\alpha_k$  – коэффициент теплоотдачи конвекцией, отнесенный к полной поверхности ширм;

$\xi$  – коэффициент использования, учитывающий уменьшение тепловосприятия поверхности нагрева вследствие неравномерного омывания ее газами, частичного перетекания газов помимо нее и образования застойных зон;

$\chi$  – угловой коэффициент гладкотрубных ширм;

$Q$  – тепло, передаваемое конвекцией и межтрубным излучением газов, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>);

$Q_l$  – тепло, передаваемое излучением из топки, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>);

$\varepsilon$  – коэффициент загрязнения ширм;

$H/H_{\text{вн}}$  – отношение полной поверхности оребренной стороны к полной поверхности внутренней стороны труб.

Коэффициент теплопередачи в конвективных гладкотрубных пучках и фестонах:

- получающих прямое излучение из топки:

$$k = \frac{\Psi \cdot \alpha_1}{1 + (1 + \frac{Q_{\text{л}}}{Q_6}) \cdot \frac{\alpha_1}{\alpha_2}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}},$$

- не получающих прямое излучение из топки:

$$k = \frac{\Psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}},$$

где  $\Psi$  – коэффициент эффективности.

Для гладкотрубных экономайзеров и испарительных поверхностей, а также поверхностей нагрева котлов СКД с  $i < 1400$  кДж/кг тепловым сопротивлением с внутренней стороны труб пренебрегают и коэффициент теплопередачи определяется по формуле:

$$k = \Psi \cdot \alpha_1, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке трубы

$$\alpha_1 = \xi(\alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{л}}), \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где  $\xi$  – коэффициент использования;

$\alpha_{\text{к}}$  – коэффициент теплоотдачи конвекцией Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\alpha_{\text{л}}$  – коэффициент теплоотдачи излучением Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Коэффициент теплопередачи в конвективных пучках и фестонах из труб мембранных, плавниковых, мембранно-лепестковых, лепестковых с поперечными ребрами:

- получающих прямое излучение из топки

$$k = \frac{\Psi \alpha_{1\text{пр}}}{1 + (1 + \frac{Q_{\text{л}}}{Q_6}) \cdot \frac{\alpha_{1\text{пр}}}{\alpha_2} \cdot \frac{H}{H_{\text{вн}}}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}};$$

- не получающих прямое излучение из топки

$$k = \frac{\Psi \alpha_{1\text{пр}}}{1 + \frac{\alpha_{1\text{пр}}}{\alpha_2} \cdot \frac{H}{H_{\text{вн}}}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}.$$

Приведенный коэффициент теплоотдачи для мембранных и плавниковых пучков труб определяется по формуле:

$$\alpha_{1\text{пр}} = \frac{H_{\text{тр}}}{H} (\varphi_{\text{тр}} \cdot \alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{л}}) + \frac{H_{\text{рб}}}{H} \cdot E(\varphi_{\text{рб}} \cdot \alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{л}}), \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}},$$

где  $H_{\text{тр}}$  – поверхность труб, не занятая ребрами, включая гладкотрубные участки, м<sup>2</sup>;

$H_{p6}$  – поверхность ребер (проставок),  $m^2$ ;

$H = H_{тр} + H_{p6}$  – полная поверхность оребренной стороны труб,  $m^2$ ;

$\phi_{тр}$ ,  $\phi_{p6}$  – отношения коэффициентов теплоотдачи по трубе и ребру к среднему в пучке.

При поперечном омывании определяются следующим образом:

$$\phi_{тр} = 1,08$$

- для коридорных пучков

$$\phi_{p6} = 1 - \frac{0,12}{\sigma_2 - 1}$$

- для шахматных пучков при  $1,41,4 \leq \sigma_1 \leq 5,0$  и  $0,75 \leq \sigma_2 \leq 1,52$

$$\phi_{p6} = 1 - \frac{0,05(\sigma_1 \sigma_2^{0,5})^{0,8} - 0,03}{2\sigma_2 - 1}$$

При  $\sigma_1 > 5,0$  значение  $\phi_{p6}$  определяется как для коридорных пучков, при этом принимается  $\sigma_2 = 2\sigma_{2\text{шахм}}$ .

При продольном омывании значения  $\phi_{тр}$  и  $\phi_{p6}$  принимаются равными 1.

$E$  – коэффициент эффективности ребра, определяется по формуле:

$$E = \frac{\text{th}(m \cdot h_{p6})}{m \cdot h_{p6}},$$

$$\text{здесь } m = \sqrt{\frac{2(\phi_{p6} \cdot \alpha_k + \alpha_l)}{\delta_{p6} \cdot \lambda_{p6}}}, 1/m$$

$h_{p6}$  – высота ребра (плавника) или полуширина проставки,  $m$ ;

$\delta_{p6}$  – средняя толщина ребра (плавника, проставки),  $m$ ;

$\lambda_{p6}$  – коэффициент теплопроводности металла ребер,  $Вт/(м \cdot К)$ ,

определяется при температуре  $t_{p6} = t + 100$ ,

где  $t$  – средняя температура среды в трубах,  $^{\circ}C$ .

Приведенный коэффициент теплоотдачи для пучков труб с поперечными круглыми и квадратными ребрами, для пучков труб с лепестковым оребрением и для пучков труб с мембранно-лепестковым оребрением определяются по п. 7.0.9.2, 7.0.9.3, 7.0.9.4 [1].

При смешанном поперечно-продольном омывании гладкотрубных, плавниковых и мембранных конвективных пучков коэффициенты теплопередачи определяются отдельно для поперечно и продольно омываемых участков по средней скорости газов на каждом из них.

Коэффициенты теплопередачи усредняются по формуле

$$k = \frac{k_{\text{поп}} H_{\text{поп}} + k_{\text{пр}} H_{\text{пр}}}{H_{\text{поп}} + H_{\text{пр}}}, \frac{Вт}{м^2 К};$$

Трубчатые и пластинчатые воздухоподогреватели рассчитываются с использованием коэффициента эффективности  $\psi$ , учитывающего влияние загрязнения поверхности, неполноты ее омывания газами и воздухом, перетоков воздуха.

Коэффициент теплопередачи набивки вращающегося воздухоподогревателя, отнесенный к его полной поверхности нагрева

$$k = \frac{\psi\Pi}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot x_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot x_2}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С}),$$

где  $x_1 = H_r/H = F_r/F$  – отношение поверхности нагрева, омываемой газами, или живого сечения для прохода газов (без учета поверхности и сечения под плитами радиальных уплотнений) к полной поверхности или соответственно полному сечению воздухоподогревателя;

$x_2 = H_b/H = F_b/F$  – аналогично для воздушной стороны;

$\alpha_1, \alpha_2$  – коэффициенты теплоотдачи от газов к стенке и от стенки к воздуху,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;

$\psi = 0,9$  – коэффициент эффективности РВП, при  $\Delta\alpha_{\text{вп}} \geq 0,25$   $\psi = 0,8$ ;

$\Pi$  – коэффициент, учитывающий влияние нестационарности теплообмена.

Для регенеративных воздухоподогревателей с металлической пластинчатой и керамической трубчатой набивкой толщиной  $\delta = 0,6 - 2,0$  мм коэффициент  $\Pi$  в зависимости от скорости вращения ротора составляет при числе оборотов ( $n$ ) 0,5 об/мин  $\Pi = 0,85$ , при  $n = 1,0$  об/мин  $\Pi = 0,97$ , при  $n = 1,5$  и более об/мин  $\Pi = 1$ .

Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании коридорных гладкотрубных пучков и ширм, отнесенный к полной наружной поверхности труб

$$\alpha_k = 0,2 \frac{\lambda}{d} \left( \frac{W_r d}{v} \right)^{0,65} \text{Pr}^{0,33} C_z C_s, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где  $\lambda$  – теплопроводность среды при средней температуре потока,  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ;

$v$  – кинематическая вязкость среды при средней температуре потока,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;

$\text{Pr}$  – критерий Прандтля при средней температуре потока;

$C_s$  – поправка на геометрическую компоновку пучка, она определяется в зависимости от относительных шагов труб: продольного  $\sigma_2 = s_2/d$  и поперечного  $\sigma_1 = s_1/d$ :

$$C_s = \left[ 1 + (2\sigma_1 - 3) \left( 1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2},$$

при  $\sigma_2 < 2$  и  $\sigma_1 > 3$  следует принять  $\sigma_1 = 3$ ;

при  $\sigma_2 \geq 2$  и  $\sigma_1 \leq 1,5$  следует считать  $C_s = 1$ ;

$C_z$  – поправка на число поперечных рядов труб по ходу газов – определяется в зависимости от среднего числа рядов в отдельных пакетах пучка

при  $Z_2 < 10 \rightarrow C_z = 0,91 + 0,0125(Z_2 - 2)$ ;

при  $Z_2 \geq 10 \rightarrow C_z = 1$ .

Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании шахматных гладкотрубных пучков

$$\alpha_k = 0,36 \frac{\lambda}{d} \left( \frac{Wd}{v} \right)^{0,6} \text{Pr}^{0,33} C_z C_s, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где  $C_s$  – коэффициент, определяемый в зависимости от относительного поперечного шага  $\sigma_1$  и значения  $\phi = (\sigma_1 - 1)/(\sigma_2' - 1)$ .

$$\text{Средний относительный диагональный шаг труб } \sigma_2' = \sqrt{\frac{\sigma_1^2}{4} + \sigma_2^2},$$

при  $0,1 \leq \phi \leq 1,7$  и всех  $\sigma_1$   $C_s = 0,95\phi^{0,1}$ ;

при  $1,7 < \phi \leq 4,5$  и  $\sigma_1 < 3$   $C_s = 0,77\phi^{0,5}$ ;

при  $1,7 < \phi \leq 4,5$  и всех  $\sigma_1 \geq 3$   $C_s = 0,95\phi^{0,1}$ ;

$C_z$  – поправка на число рядов труб по ходу газов

при  $Z_2 < 10$   $\sigma_1 \leq 3$   $C_z = 3,12 Z_2^{0,05} - 2,5$ ;

при  $Z_2 < 10$   $\sigma_1 > 3$   $C_z = 4,0 Z_2^{0,02} - 3,2$ ;

при  $Z_2 \geq 10$   $C_z = 1$ .

Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании мембранных и плавниковых коридорных пучков и ширм, отнесенный к полной наружной поверхности:

$$\alpha_k = 0,1 \frac{\lambda}{d} \left( \frac{w_r d}{v} \right)^{0,75} \text{Pr}^{0,33} C_z C_s, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}},$$

где  $C_s$  – коэффициент, определяемый в зависимости от относительных шагов труб в интервале  $1,45 \leq \sigma_2 \leq 3,5$ :

$C_s = 0,64$  при  $\sigma_1 \leq 3,0$ ;

$C_s = 0,64 - 0,035(\sigma_1 - 3)$  при  $3,0 < \sigma_1 \leq 5,0$ ;

$C_s = 0,57$  при  $\sigma_1 > 5,0$ ;

$C_z$  – поправка на число рядов труб по ходу газов:

$C_z = 1,0 + 0,017(8 - Z_2)$  при  $Z_2 < 8$ ;

$C_z = 1$  при  $Z_2 \geq 8$ .

Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании мембранных и плавниковых шахматных пучков и ширм, отнесенный к полной наружной поверхности:

$$\alpha_k = 0,14 \frac{\lambda}{d} \left( \frac{w_r d}{v} \right)^{0,7} \text{Pr}^{0,33} C_z C_s, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}},$$

где  $C_s$  – коэффициент, определяемый в зависимое от относительных шагов труб

$$C_s = 0,78 \left( \sigma_1^{-1,2} \frac{\sigma_1 - 1}{\sqrt{\sigma_1^2 + 4\sigma_2^2 - 2}} + 1 \right);$$

$C_z$  – поправка на число рядов труб по ходу газов

при  $Z_2 < 8$  и  $\sigma_1 < 3,0$   $C_z = 1,0 - 0,017(8 - Z_2)$ ;

при  $Z_2 < 8$  и  $\sigma_1 / \sigma_2 \geq 3,0$   $C_z = 1,0 - 0,0083(8 - Z_2)$ ;

при  $Z_2 \geq 8$   $C_z = 1,0$ .

Коэффициент теплоотдачи конвекцией при продольном омывании поверхности однофазным турбулентным потоком докритических параметров:

$$\alpha_k = 0,023 \frac{\lambda}{d_3} \left( \frac{wd_3}{\nu} \right)^{0,8} Pr^{0,4} C_t C_d C_1, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности среды, Вт/(м·К), определяется по средней температуре потока;

$Pr$  – критерий Прандтля, определяется при средней температуре потока;

$d_3$  – эквивалентный диаметр, м.

При течении внутри труб он равен внутреннему диаметру. При продольном омывании пучков труб эквивалентный диаметр

$$d_3 = 4F_{\text{жс}} / U, \text{ м},$$

где  $F_{\text{жс}}$  – площадь живого сечения канала, м<sup>2</sup>;

$U$  – омываемый периметр, м.

Для газохода прямоугольного сечения, заполненного трубами ширм или конвективных пучков, при продольном омывании пучков, эквивалентный диаметр  $d_3$  подсчитывается по формуле:

$$d_3 = \frac{4 \left( ab - z \frac{\pi d^2}{4} \right)}{2(a+b) + z\pi d}, \text{ м},$$

где  $a$  и  $b$  поперечные размеры газохода в свету, м;

$z$  – количество труб в газоходе;

$d$  – наружный диаметр труб, м.

Поправка  $C_t$  в общем случае зависит от температуры потока и стенки.

Для дымовых газов и воздуха поправка  $C_t$  вводится только при их нагревании.

$$C_t = \left( \frac{T}{T_{\text{ст}}} \right)^{0,5},$$

где  $T$  – температур потока, К;  $T_{\text{ст}}$  – температура стенки, К.

При охлаждении газов и воздуха  $C_t = 1$ .

Для регенеративных вращающихся воздухоподогревателей средняя температура стенки листов

$$t_{\text{ст}} = \frac{\mathcal{G}_r^{\text{cp}} x_1 + \mathcal{G}_b^{\text{cp}} x_2}{x_1 + x_2}, \text{ } ^\circ\text{C},$$

где  $\mathcal{G}_r^{\text{cp}}$  и  $\mathcal{G}_b^{\text{cp}}$  – средняя температура газов и воздуха, К.

$x_1 = H_r/H = F_r/F$  – отношение поверхности нагрева, омываемой газами, или живого сечения для прохода газов (без учета поверхности и сечения под плитами радиальных уплотнений) к. полной поверхности или соответственно полному сечению воздухоподогревателя;

$x_2 = H_b/H = F_b/F$  – аналогично для воздушной стороны;

При течении пара и воды в элементах котла  $C_t = 1$ .

Поправка на относительную длину  $C_1$  вводится для пучков при значении  $l/d < 50$  и не вводится для ширм.



Поправка  $C_k$  вводится только при течении в кольцевых каналах с односторонним обогревом (внутренней или наружной поверхности). При двустороннем обогреве  $C_k = 1$ .

Коэффициент теплоотдачи по газовой и воздушной сторонам набивок вращающихся регенеративных воздухоподогревателей (РВП), выполненных из сплошных листов:

$$\alpha_k = 0,026 \frac{\lambda}{d_3} \left( \frac{wd_3}{v} \right)^{0,8} Pr^{0,4} C_t C_n C_n, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Значение коэффициента  $C_n$  зависит от профиля набивки:

- из гладких листов  $C_n = 0,9$ ;

- из волнистых листов и гладких дистанционирующих листов или из одних волнистых листов коэффициент  $C_n$  зависит от относительной суммарной высоты волн профиля –  $(a + b)/(a + b + c)$ . Для применяемой набивки из волнистых листов и гладких дистанционирующих листов ( $a = 0$ ,  $b = 2,4$  мм,  $c = 3,0$  мм)  $C_n = 1,16$ . Для интенсифицированной набивки из двух волнистых листов ( $a = 2,4$  мм,  $b = 2,4$  мм,  $c = 3,0$  мм)  $C_n = 1,6$ . Для набивок такого же профиля, но с высотой волн листов, отличающейся от применяемых в котлостроении.

$$C_n = 0,9 + 1,6 \left( \frac{a+b}{a+b+c} \right)^2;$$

- для эмалированных листов «холодной» ступени воздухоподогревателя значение  $C_n$  снижается на 5 % по сравнению со значением для неэмалированных листов.

Эквивалентный диаметр набивки  $d_3$ , равен для применяемых набивок: из гладких листов – 9,8 мм, из волнистых листов и гладких дистанционирующих листов – 7,8 мм, интенсифицированной – 9,6 мм.

### **Коэффициент теплоотдачи излучением продуктов сгорания**

В расчете учитывается излучение трехатомных газов, а при сжигании твердых топлив – и взвешенных в потоке частиц золы. Количество тепла, переданное  $1 \text{ м}^2$  поверхности нагрева излучением, определяется с использованием коэффициента теплоотдачи излучением продуктов сгорания.

Коэффициент теплоотдачи излучением не учитывается в расчетах поверхностей нагрева с поперечным оребрением, в том числе лепестковым, мембранно-лепестковым и проволочным и может не учитываться в трубчатых и пластинчатых воздухоподогревателях; если средняя температура газов в них меньше  $300 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Коэффициенты теплоотдачи излучением продуктов сгорания определяются по следующим формулам:

*для запыленного потока (при учете излучения золы):*

$$\alpha_{\text{л}} = 5,67 \cdot 10^{-8} \frac{a_3 + 1}{2} a T^3 \frac{1 - \left(\frac{T_{\text{ст}}}{T}\right)^4}{1 - \frac{T_{\text{ст}}}{T}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

для чистого газового потока (при расчете излучения трехатомных газов, не запыленных золой)

$$\alpha_{\text{л}} = 5,67 \cdot 10^{-8} \frac{a_3 + 1}{2} a T^3 \frac{1 - \left(\frac{T_{\text{ст}}}{T}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_{\text{ст}}}{T}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где  $a_3$  – степень черноты загрязненных стенок лучевоспринимающих поверхностей, для поверхностей нагрева котлов принимается  $a_3 = 0,8$ ;

$a$  – степень черноты газовой среды при температуре дымовых газов:

$$a = 1 - e^{-kPS},$$

где  $kPS$  – суммарная оптическая толщина продуктов сгорания; для котлов без наддува и с наддувом ( $P \leq 0,105$  МПа) величина  $P$  принимается равной  $0,1$  МПа.

Суммарная оптическая толщина запыленного газового потока:

$$kPS = (k_{\text{г}}^0 r_{\text{п}} + k_{\text{зл}} \mu_{\text{зл}}) PS, \quad ,$$

где  $k_{\text{г}}^0$  – коэффициент поглощения лучей дымовыми газами;  $k_{\text{зл}} \mu_{\text{зл}}$  – коэффициент поглощения золовыми частицами;  $S$  – эффективная толщина излучающего слоя.

Для незапыленного потока (продукты сгорания газообразных и жидких топлив) второе слагаемое равно нулю, его можно также не вводить в расчет при слоевом и факельно-слоевом сжигании твердого топлива.

Коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания  $k_{\text{г}}^0$  зависит от объемной доли водяных паров, температуры газов и произведения суммарного парциального давления трехатомных газов ( $r_{\text{п}}P$ ) на эффективную толщину излучающего слоя.

Коэффициент поглощения лучей золовыми частицами  $k_{\text{зл}} \mu_{\text{зл}}$  зависит от температуры продуктов сгорания, типа топочного устройства и вида топлива.

Эффективная толщина излучающего слоя газового объема на ограждающие поверхности:

$$S = 3,6 \frac{V}{F_{\text{ст}}}, \text{ м},$$

где  $V$  – объем излучающего слоя,  $\text{м}^3$ ;  $F_{\text{ст}}$  – площадь ограждающих поверхностей,  $\text{м}^2$ .

При размещении в газовом объеме фестонов с числом рядов  $Z_2 \leq 3$  их поверхность включается в  $F_{\text{ст}}$ .

Для гладкотрубных пучков, в том числе фестонов с числом рядов более трех:

$$S = 0,9d \left( \frac{4}{\pi} \sigma_1 \sigma_2 - 1 \right), \text{ м.}$$

Для ширмовых поверхностей:

$$S = \frac{1,8}{\frac{1}{A} + \frac{1}{s_1} + \frac{1}{c}}, \text{ м,}$$

где  $A, s_1, c$  – высота, ширина и глубина (с учетом просвета между половинами ширм) единичной камеры, образованной двумя соседними ширмами, м.

Для мембранных конвективных пучков:

$$S = 0,9d \frac{\frac{4}{\pi} \sigma_1 \sigma_2 - 1}{\frac{4}{\pi} \frac{h_{pб}}{d} + 1}.$$

Для фестонов с числом рядов не более трех эффективная толщина излучающего слоя определяется с учетом объемов до и после них. Для этих же фестонов, расположенных непосредственно за топкой,  $\alpha_d$  не учитывается.

Эффективная толщина излучающего слоя для горячих ступеней трубчатых воздухоподогревателей (средняя температура газов более 300 °С) с течением газов в трубах, принимается  $S = 0,9d_{вн}$ , где  $d_{вн}$  – внутренний диаметр трубы, м.

При определении коэффициента теплоотдачи излучением температура стенки труб лучевоспринимающей поверхности принимается равной температуре наружного слоя золовых отложений на трубах  $t_3$ , °С.

Для поверхностей нагрева, эффективность теплоотдачи в которых оценивается коэффициентом загрязнения  $\varepsilon$ , температура стенки рассчитывается по формуле:

$$t_{ст} = t + \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \frac{V_p (Q_6 + Q_l) 10^3}{H_p}, \text{ °С,}$$

где  $t$  – средняя температура среды, протекающей в рассчитываемой поверхности, °С; для кипящих жидкостей средняя температура принимается равной температуре кипения, в остальных случаях – полусумме начальной и конечной температур, которые определяются при распределении тепловосприятий;

$\varepsilon$  – коэффициент загрязнения, (м<sup>2</sup>·К)/Вт;

$\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи от стенки к рабочей среде, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$V_p$  – расчетный расход топлива, кг/с;

$Q_6$  – тепловосприятие поверхности нагрева, кДж/кг, определяемое из уравнения теплового баланса (теплота, воспринятая обогреваемой средой за счет охлаждения омывающих дымовых газов) по предварительно принятой конечной температуре одной из сред;

$Q_l$  – теплота, воспринятая поверхностью нагрева излучением из топки или из объема газов перед поверхностью нагрева, кДж/кг;

$H_p$  – расчетная поверхность нагрева, м<sup>2</sup>.

Для настенных труб ориентировочно принимают при сжигании жидкого топлива  $\varepsilon = 0,003$ , при сжигании твердого топлива  $\varepsilon = 0,005 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$ .

Для поверхностей нагрева, эффективность теплоотдачи в которых оценивается коэффициентом тепловой эффективности  $\psi$ , температура стенки рассчитывается по формуле:

$$t_{\text{ст}} = t + \left[ \frac{1}{\psi} \left( \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} \right) - \frac{1}{\alpha_1} \right] \frac{B_p (Q_6 + Q_л) 10^3}{H_p}, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Для экономайзеров и испарительных поверхностей величину  $1/\alpha_2$  в формулах можно исключить.

Для оребренных поверхностей величина  $1/\alpha_2$  умножается на  $H/H_{\text{вн}}$ .

В остальных случаях температура загрязненной стенки может приниматься равной

$$t_{\text{ст}} = t + \Delta t, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Для фестонов и подвесных труб, расположенных на выходе из топки:

$$\Delta t = 80 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Для фестонов, расположенных на выходе из горизонтального газохода:

$$\Delta t = 50 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Для одноступенчатых экономайзеров при  $\vartheta' > 400 \text{ } ^\circ\text{C}$ , вторых ступеней двухступенчатых экономайзеров, котельных пучков при сжигании твердых и жидких топлив, при шахматном и коридорном расположении труб  $\Delta t = 60 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Для первых ступеней двухступенчатых экономайзеров и одноступенчатых при  $\vartheta' \leq 400 \text{ } ^\circ\text{C}$ , а также для шахматных и коридорных пучков при сжигании всех твердых и жидких топлив  $\Delta t = 25 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

При сжигании газа для всех поверхностей нагрева  $\Delta t = 25 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

### **Коэффициенты загрязнения, использования и тепловой эффективности поверхностей нагрева**

Значение коэффициента использования поверхности нагрева  $\xi$  принимается в зависимости от полноты омывания ее газами. В случае, если обеспечивается прохождение через поверхность всего газового потока, принимается  $\xi = 1$ .

Для ширм рекомендуемые значения приведены на рисунке 2.3.

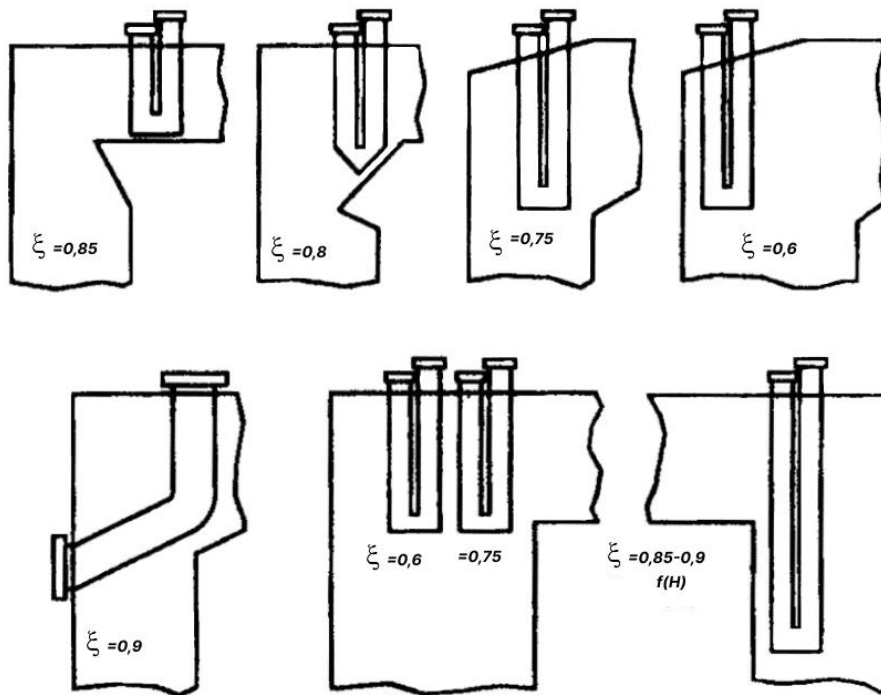


Рисунок 2.3 – К расчету ширмовых поверхностей

Коэффициент использования при смешанном омывании пучков  $\xi = 0,95$ .

Топлива, образующие при сжигании рыхлый первичный слой загрязнений на трубах (например, угли экибастузский, кузнецкий, АШ), считаются умеренно загрязняющими. Топлива, образующие прочный первичный слой (например, канско-ачинские, кизеловский) считаются сильно загрязняющими. Критерием загрязняющих свойств топлива является содержание СаО в минеральной части топлива. Топливо с содержанием СаО  $\geq 13$  % считается сильно загрязняющим. Особо загрязняющим топливом являются сланцы.

Коэффициент загрязнения ширм  $\varepsilon$  при сжигании твердых топлив принимается в зависимости от загрязняющей способности топлива, температуры нагрева газов перед ширмами  $\vartheta'_{ш}$  при номинальной нагрузке котла и наличия очистки по рисунку 2.4. В соответствии со свойствами топлива устанавливается верхний уровень допустимой температуры газов перед ширмами.

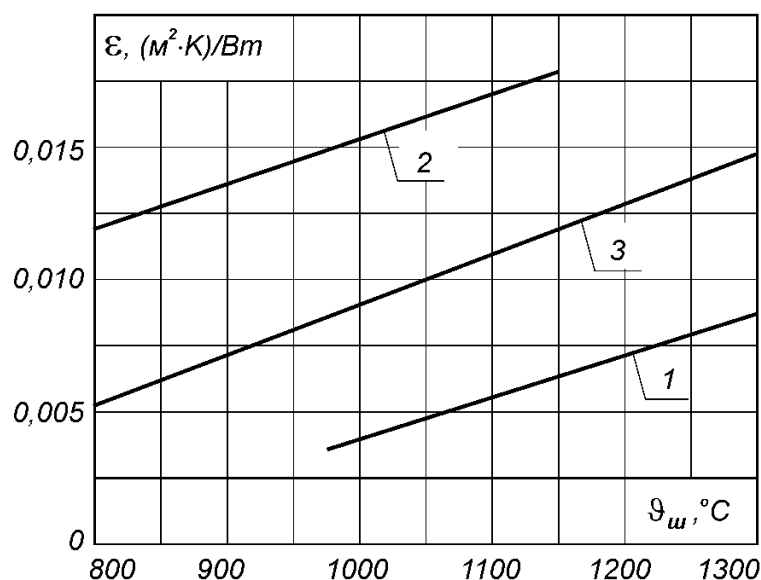


Рисунок 2.4 – Коэффициент загрязнения ширм при сжигании твердых топлив:  
 1 – умеренно загрязняющие; 2 – сильно загрязняющие;  
 3 – сильно загрязняющие с очисткой

Использование рисунка 2.4 недопустимо при температуре газов перед ширмами, превышающей рекомендуемую, поскольку в этом случае зашлакованность резко увеличивается.

Коэффициент загрязнения ширм при сжигании сланцев принимается:

- при виброочистке 50 Гц и при температуре газов перед ширмами

$$\theta'_{ш} = 600 - 850 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \varepsilon = 0,035 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт};$$

$$\theta'_{ш} > 850 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \varepsilon = 0,04 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт};$$

- при очистке с использованием системы низкочастотного встряхивания (СУНЧВ)  $\varepsilon = 0,03 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ .

Коэффициент загрязнения ширм при сжигании мазута с коэффициентом избытка воздуха  $\alpha_t \leq 1,03$  принимается  $\varepsilon = 0,0025 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ . При более высоких значениях  $\alpha_t$  принимается  $\varepsilon = 0,0025 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ . При сжигании газа  $\varepsilon = 0,0015 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ . При сжигании газа вместе или после мазута или пыли следует принимать  $\varepsilon$  по более загрязняющему топливу.

Коэффициент тепловой эффективности  $\psi$  коридорных и шахматных конвективных гладкотрубных, плавниковых, мембранных, лепестковых и мембранно-лепестковых поверхностей нагрева при сжигании твердых топлив, кроме сланцев, определяется по рисунку 2.5 в зависимости от средней температуры газов в пучке при номинальной нагрузке котла и загрязняющих свойств топлива.

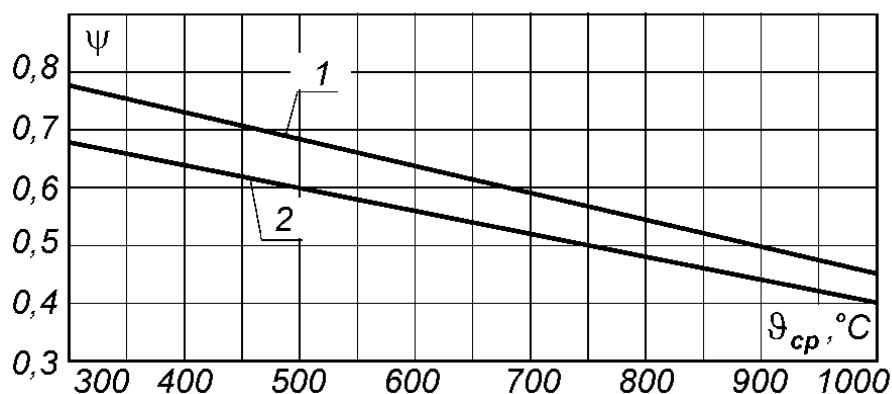


Рисунок 2.5 – Коэффициент тепловой эффективности конвективных поверхностей при сжигании твердых топлив:

- 1 – умеренно загрязняющие и сильно загрязняющие с очисткой;  
 2 – сильно загрязняющие с очисткой

Для коридорных и шахматных экономайзеров и газо-водяных подогревателей (ГВП) с круглыми, в том числе со спирально-ленточным оребрением, и квадратными поперечными ребрами при сжигании умеренно загрязняющих топлив коэффициент тепловой эффективности следует принимать по прямой 1 (рисунок 2.5).

При сжигании сланцев с применением очистки коэффициент тепловой эффективности коридорных поверхностей нагрева и шахматных одноступенчатых экономайзеров принимается равным 0,5. При отсутствии очистки значения коэффициента снижают на 0,05.

Коэффициент тепловой эффективности  $\psi$  для всех конвективных гладкотрубных и оребренных поверхностей нагрева при сжигании мазута с малыми избытками воздуха  $\alpha_t \leq 1,03$  принимается по таблице 2.4. При работе котлов с  $\alpha_t > 1,03$  значения  $\psi$  для всех поверхностей нагрева уменьшают на 0,05.

Таблица 2.4 – Коэффициент тепловой эффективности при сжигании мазута

Наименование поверхности нагрева	$\psi$
Все поверхности с коридорным расположением труб	0,85
Все поверхности с шахматным расположением труб	0,60
Экономайзеры – горячие и холодные ступени	0,65
То же при температуре воды на входе 100 °C и ниже	0,45–0,5

При сжигании газа для всех конвективных гладкотрубных и оребренных поверхностей значения коэффициента тепловой эффективности принимаются по таблице 2.5.

Таблица 2.5 – Коэффициент тепловой эффективности при сжигании газа

Наименование поверхности нагрева	$\psi$
Перегреватели, котельные пучки, фестоны, переходные зоны, горячие ступени экономайзеров	0,80
Экономайзеры – холодные ступени	0,85
Ширмовые и конвективные поверхности	0,75

При сжигании газа после мазута (без остановки котла на чистку) коэффициенты тепловой эффективности принимаются на 0,05 выше, чем при сжигании мазута, при сжигании газа после твердого топлива (без остановки котла на чистку) по твердому топливу.

Коэффициенты загрязнения для этих вариантов принимаются по более загрязняющему топливу.

При сжигании смеси топлив коэффициенты эффективности принимаются по более загрязняющему топливу.

При поперечно-продольном омывании ширм, гладкотрубных и мембранных пучков коэффициенты загрязнения или тепловой эффективности продольно омываемых участков принимаются такими же, как при поперечном омывании.

Коэффициенты эффективности трубчатых воздухоподогревателей при движении продуктов сгорания в трубах и выполнении ходов из отдельных кубов (а не за счет установки промежуточных трубных досок в пределах куба) воздухоподогревателей определяются по таблице 2.6.

При наличии в С-перекрестных трубчатых воздухоподогревателях межходовых промежуточных трубных досок в пределах секции, из-за которых имеют место перетоки воздуха между ходами, коэффициент эффективности снижается по отношению к значениям, приведенным в таблице, следующим образом: на 0,15 в двухходовой ступени с одной и в трехходовой ступени с двумя промежуточными трубными досками; на 0,05 в трехходовой при одной промежуточной трубной доске между любыми ходами и в четырехходовой при двух промежуточных трубных досках между любыми ходами.

Коэффициент эффективности регенеративных воздухоподогревателей для всех топлив принимается равным:

$$\text{при } \Delta\alpha_{\text{вп}} < 0,25 \quad \psi = 0,9;$$

$$\text{при } \Delta\alpha_{\text{вп}} \geq 0,25 \quad \psi = 0,8.$$

Значения коэффициентов эффективности воздухоподогревателей при сжигании сернистого мазута снижаются на 0,05 против указанных выше в следующих случаях: для регенеративных – при среднеарифметической температуре воздуха и газов на холодной стороне менее 110 °С, для трубчатых – при температурах воздуха на входе в воздухоподогреватель ниже 90 °С в случае сжигания с коэффициентом избытка воздуха  $\alpha_{\text{т}} \leq 1,03$  и ниже 110 °С в случае  $\alpha_{\text{т}} > 1,03$ .



Таблица 2.6 – Коэффициенты эффективности трубчатых воздухоподогревателей при выполнении ходов из отдельных кубов (без трубных досок)

Вид топлива	Коэффициенты эффективности воздухоподогревателя			
	Трубчатый			Пластинчатый
			Z-перекрест	
	«холодная» ступень, одноступенчатый	«горячая» ступень		
АШ, фрезерный торф, канско-ачинские угли	0,90	0,75	0,85	0,85
Мазут, древесное топливо	0,85	0,90	0,85	0,70
Остальное топливо (кроме газа)	0,90	0,90	0,85	0,85
Газ	0,95	0,95	0,9	0,9

*Примечание.* Коэффициент эффективности трубчатых воздухоподогревателей Z-перекреста приведен для варианта с «винтовыми» перепускными коробами.

Коэффициент эффективности поперечно омываемых трубчатых воздухоподогревателей с движением газов между трубами принимается по рекомендациям для поперечно омываемых конвективных пучков.

Коэффициент эффективности паровых и водяных калориферов и водовоздушных теплообменников, установленных в воздушных коробах сложной конфигурации, в связи с неполным их омыванием принимается  $\psi = 0,85$ . При полном омывании поверхности  $\psi = 0,95$ .

### Расчет температурного напора в поверхностях нагрева

Усредненная по всей поверхности нагрева разность температур, участвующих в теплообмене сред, т. е. температурный напор, зависит от взаимного направления движения сред и от их температур. При неизменной температуре одной из сред в пределах поверхности влияние на температурный напор взаимного движения сред отсутствует.

При движении обогревающей и обогреваемой сред в пределах поверхности нагрева параллельно и навстречу друг другу (противоточная схема), параллельно и в одном направлении (прямоточная), с взаимным перекрещиванием направлений потоков обеих сред (перекрестный ток), с числом ходов более четырех, а также тогда, когда температура одной из сред постоянная, температурный напор определяется как среднелогарифмическая разность температур, °С:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{2,31 \lg \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}}$$

где  $\Delta t_{\delta}$  и  $\Delta t_{\text{м}}$  – бóльшая и меньшая разности температур теплообменивающихся сред на границах поверхности, °С.

Для указанных схем в случае, когда  $\Delta t_{\delta}/\Delta t_{\text{м}} \leq 1,7$ , температурный напор может быть определен более просто как среднеарифметическая разность температур (при этом ошибка в расчете не превышает 4 %):

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} + \Delta t_{\text{м}}}{2} = \vartheta - t,$$

где  $\vartheta, t$  – средние температуры сред в пределах поверхности, °С.

*Наибольший возможный температурный напор достигается при противотоке, наименьший – при прямотоке, при прочих схемах включения получают промежуточные значения.*

В современных паровых котлах схемы включения теплообменных поверхностей более сложные, чем чистый противоток или прямоток. Встречаются схемы с параллельным и перекрестным током. Первые включают схемы с последовательно и параллельно смешанными токами.

Температурный напор для любой сложной схемы, если  $\Delta t_{\text{прм}}/\Delta t_{\text{прт}} \geq 0,92$ , определяется как среднеарифметическое значение:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{прм}} + \Delta t_{\text{прт}}}{2},$$

где  $\Delta t_{\text{прм}}, \Delta t_{\text{прт}}$  – средние температурные напоры, рассчитанные по конечным температурам сред для всей поверхности при выполнении ее по прямотоку и противотоку.

В случае если температурные напоры, рассчитанные для прямотока и противотока, значительно различаются ( $\Delta t_{\text{прм}}/\Delta t_{\text{прт}} < 0,92$ ), то средний температурный напор поверхности определяется по формуле:

$$\Delta t = \psi \Delta t_{\text{прт}},$$

где  $\psi$  – коэффициент перехода от противоточной схемы к сложной, определяемый по номограмме в зависимости от схемы включения и температур сред.

В схеме с последовательно-смешанным током поверхность состоит из двух участков, включаемых по обеим средам последовательно, но при переходе из одного участка ко второму меняется взаимное движение сред. Такие схемы часто используются в компоновках пароперегревателей и экономайзеров.

Коэффициент  $\psi$  для этих схем определяется по рисунку 2.6, при пользовании которым необходимо вычислить три безразмерных параметра:

$$A = \frac{H_{\text{прм}}}{H} ; \quad P = \frac{\tau_2}{\vartheta' - t'} ; \quad R = \frac{\tau_1}{\tau_2} ,$$

где  $H_{\text{прм}}, H$  – поверхности нагрева прямоточного участка и полная, м<sup>2</sup>;

$\tau_1, \tau_2$  – полные перепады температур по каждой среде, °С,

$$\tau_1 = \vartheta' - \vartheta'', \quad \tau_2 = t'' - t'.$$

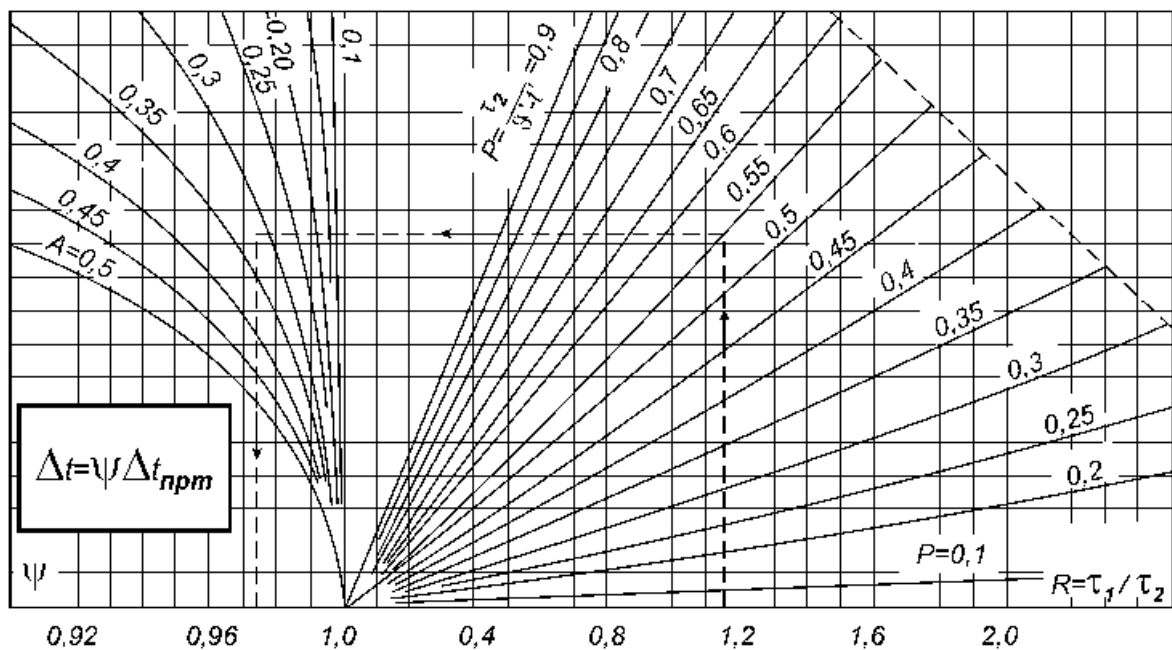


Рисунок 2.6 – Поправочный коэффициент для определения температурного напора при схеме последовательно-смешанного тока

Кривые, приведенные на рисунке 2.6, нельзя экстраполировать. В случае, если параметры  $A$ ,  $P$ ,  $R$  выходят за пределы рисунка, температурный напор для обоих участков рассчитывается раздельно.

### 3. КОТЛЫ-УТИЛИЗАТОРЫ

Рациональное использование топливно-энергетических ресурсов, охрана окружающей среды относятся к важнейшим проблемам, стоящим перед человечеством. Высокотемпературные процессы осуществляются в технологических печах (металлургическая, химическая, нефтехимическая и другие отрасли промышленности) при чрезвычайно низком коэффициенте использования органического топлива (20–40 %). В итоге эти производства выбрасывают газы, температуры которых превышают иногда 1000 °С, токсичные вещества, мелкодисперсную пыль применяемого сырья и другие технологические отходы, которые загрязняют окружающую среду. Поэтому переработка и эксплуатация отходов этих технологических процессов являются важной задачей, выполнение которой возможно на основе использования их теплоты в котлах-утилизаторах или при совместной организации технологического и энергетического процессов в энерготехнологических агрегатах.

Котел-утилизатор (КУ) – паровой или водогрейный котел, не имеющий собственного топочного устройства для сжигания топлива и использующий теплоту отходящих газов технологических промышленных агрегатов различного назначения. Исключение составляют случаи работы котлов-

утилизаторов на отходящих газах, содержащих, кроме физической, и химическую теплоту в виде горючих составляющих, которые целесообразно дожечь. Теплота, генерируемая котлом-утилизатором в виде водяного пара, нагретой воды или нагретого воздушного потока, используется в других технологических процессах либо в когенерационных установках для производства электроэнергии или холода. Важной особенностью отходящих высокотемпературных производственных газов в металлургии и в некоторых других отраслях промышленности является содержание в них полидисперсного уноса мелких частиц, находящихся в твердом, жидком или газообразном состоянии. Этот унос образуется в результате выноса газовым потоком мелких частиц шихты, окалины, расплавленного металла или шлака, а также испарения и возгонки металла в плавильных печах. Вынос жидких частиц технологического расплава наблюдается обычно в период кипения или продувки расплавленного металла. Частичное испарение технологического материала возможно в этих же печах из-за высокого температурного уровня в них.

Энергетическая реализация теплоты отходящих газов в котлах-утилизаторах приводит к существенному повышению коэффициента использования располагаемой теплоты, к снижению температуры выноса технологического сырья в виде пыли и к возможности его улавливания, исключаящего или сокращающего выбросы в окружающую среду. Первые котлы-утилизаторы в СССР были введены в эксплуатацию в 1939 году в виде котлов-охладителей газов (КОГ) с дымогарными трубами. До 1959 года они выпускались Таганрогским котельным заводом, а с 1966 года котлы-охладители газов производятся на Белгородском котельном заводе (БелЭнергомаш). В 1947 году первый котел-охладитель газов с принудительной циркуляцией воды был установлен за мартеновской печью. Такая их установка позволила повысить коэффициент использования теплоты, увеличить производительность печей (на 5,8 – 18 %) и сократить продолжительность плавки (на 6 – 14,5 %) за счет роста теплового форсирования печей, возможного благодаря запасу разрежения, создаваемого дымососом котлов. Эффективность использования теплоты отходящих газов в котлах-утилизаторах зависит от температуры отходящих газов, тепловой мощности и режима поступления газов в теплоиспользующую установку. Выход отходящих газов зависит от количества сжигаемого топлива в технологической установке и выхода шихтовых газов, образующихся при термической обработке исходных технологических материалов. Большое количество шихтовых газов образуется, например, при плавке руд цветных металлов, кислородной продувке сталеплавильных конверторов для преобразования чугуна в сталь и др. Режим поступления газов в котлы-утилизаторы является не менее значащим фактором эффективной реализации их теплоты. В ряде случаев цикличность работы технологической установки создает значительные трудности при использовании газов, а иногда эта цикличность становится серьезным препятствием для эффективного применения газового потока.

Выпускаемые котельными заводами котлы-утилизаторы подразделяются на группы по нескольким признакам:

- По температуре продуктов сгорания на входе в котел. По этому признаку котлы-утилизаторы делятся на:
  - низкотемпературные (при температурах  $< 900$  °С);
  - высокотемпературные (при температурах  $> 1000$  °С).

Такое деление обусловлено тем, что при температурах  $< 900$  °С перенос теплоты от продуктов сгорания происходит главным образом за счет конвекции, а при температурах  $> 1000$  °С в большей степени излучением. Кроме этого, происходит изменение агрегатного состояния технологического и топливного уноса, который при температурах более  $1100$  °С содержится в продуктах сгорания преимущественно в жидком состоянии.

- По параметрам пара: производятся котлы низких ( $P = 1,5$  МПа,  $t \approx 300$  °С); повышенных ( $4,5$  МПа и  $450$  °С) и высоких ( $10-14$  МПа и  $550$  °С) параметров.

- По способу организации взаимного движения воды и пара и продуктов сгорания: газотрубные и водотрубные.

- По способу организации движения воды в испарительном контуре водотрубных котлов: котлы с естественной циркуляцией и с многократной принудительной циркуляцией (МПЦ).

- По конструкторскому оформлению компоновочных решений и поверхностей нагрева. По этому признаку котлы-утилизаторы бывают П-образной формы, башенного и горизонтально-туннельного типов со змеевиковыми конвективными поверхностями нагрева в низкотемпературных котлах и радиационно-конвективными в высокотемпературных.

Газотрубные котлы-утилизаторы выпускаются как с горизонтальным, так и с вертикальным их расположением и устанавливаются за нагревательными, мартеновскими, обжигowymi и другими печами относительно небольшой мощности. Отличительная особенность такого типа котлов – отсутствие топочного устройства для сжигания топлива.

Газотрубные котлы-утилизаторы вне зависимости от отрасли промышленности, в которой они применяются, имеют схожее конструкторское оформление испарительной части с естественной циркуляцией воды. Однако следует иметь в виду, что используют их для охлаждения отходящих газов небольших по мощности технологических установок.

Водотрубные котлы-утилизаторы с многократной принудительной циркуляцией (МПЦ) воды в испарительных элементах получили наиболее широкое распространение в различных отраслях промышленности. Наличие многократной принудительной циркуляции позволяет придать испарительным элементам котла любую конфигурацию и ориентацию в пространстве. Это создало предпосылки к изготовлению унифицированных котлов на отходящих газах, поверхности нагрева которых могут быть представлены в виде змеевиковых пакетов.

### 3.1. Котлы-утилизаторы, используемые в парогазовых и когенерационных установках

Парогазовая установка – электрогенерирующая станция, служащая для производства тепло- и электроэнергии. Отличается от паросиловых и газотурбинных установок повышенным КПД.

Парогазовая установка с котлом утилизатором – наиболее перспективная и широко распространенная в энергетике установка, отличающаяся простотой и высокой эффективностью производства электрической энергии. ПГУ – единственные в мире энергетические установки, которые при работе в конденсационном режиме отпускают потребителям электроэнергию с КПД 50–60 %.

Эксплуатационные издержки мощной современной ПГУ вдвое ниже по сравнению с издержками на пылеугольной ТЭС. Сроки строительства ПГУ с КУ, в особенности при поэтапном вводе в эксплуатацию, намного короче, чем сроки строительства мощных тепловых электростанций других типов.

В первом, газотурбинном, цикле КПД редко превышает 38 %. Отработавшие в ГТУ, но все еще сохраняющие высокую температуру продукты горения поступают в котел-утилизатор. Там они нагревают пар до температуры и давления, достаточных для работы паровой турбины, к которой подсоединен еще один генератор. Во втором, паросиловом, цикле используется еще около 20 % энергии сгоревшего топлива. В сумме КПД всей установки оказывается около 58 %.

По данным академика О. Н. Фаворского, в России предельную наработку имеет энергетическое оборудование общей мощностью 20 млн кВт.

В промышленно развитых странах мира создаются так называемые комбинированные (парогазовые) установки (ПГУ) с электрическим КПД 51–58 %.

Ученые, разработчики, инженеры уже сейчас вплотную подбираются к показателю КПД в таких комбинированных установках в 60 %. (У современных «чистых» паросиловых турбин КПД 35–38 %.) Парогазовые установки кроме хорошей экономичности удовлетворяют еще и жестким экологическим требованиям: уровень выбросов оксида азота можно снизить с их помощью в два раза. Неудивительно, что сейчас почти 2/3 вводимых во всем мире электростанций работают по технологии парогазового цикла. Россия, где ученые впервые теоретически доказали преимущества парогазового цикла (академик С. А. Христианович сделал соответствующие расчеты еще в 1950-х годах), на практике отстает от развитых стран.

Сегодня, когда изношенность парка действующих отечественных электростанций составляет до 60 %, потребность в парогазовых установках, по оценке специалистов, оценивается в 103 комплекта для 20 российских ТЭС. Перевод всех газовых электростанций на парогазовый цикл позволит ежегодно экономить более 1,3 млрд рублей. Внедрение современных технологий в энергетике позволит не только преодолеть технологическое отставание, но и

станет серьезным шагом к закреплению устойчивого экономического роста в России, повышению конкурентоспособности отечественных предприятий.

Термодинамический цикл Брайтона-Ренкина изображен на рисунке 3.1, а простейшая тепловая схема ПГУ представлена на рисунке 3.2.

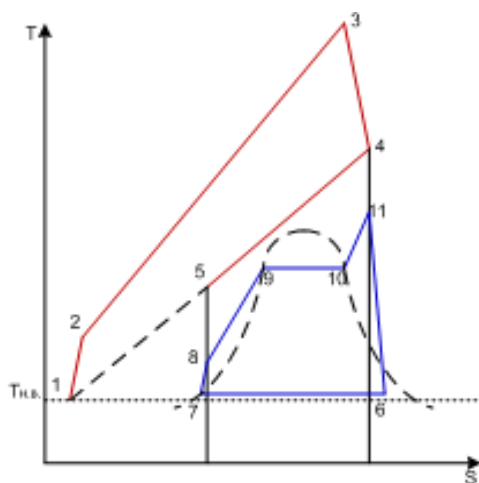


Рисунок 3.1 – Термодинамический цикл Брайтона-Ренкина

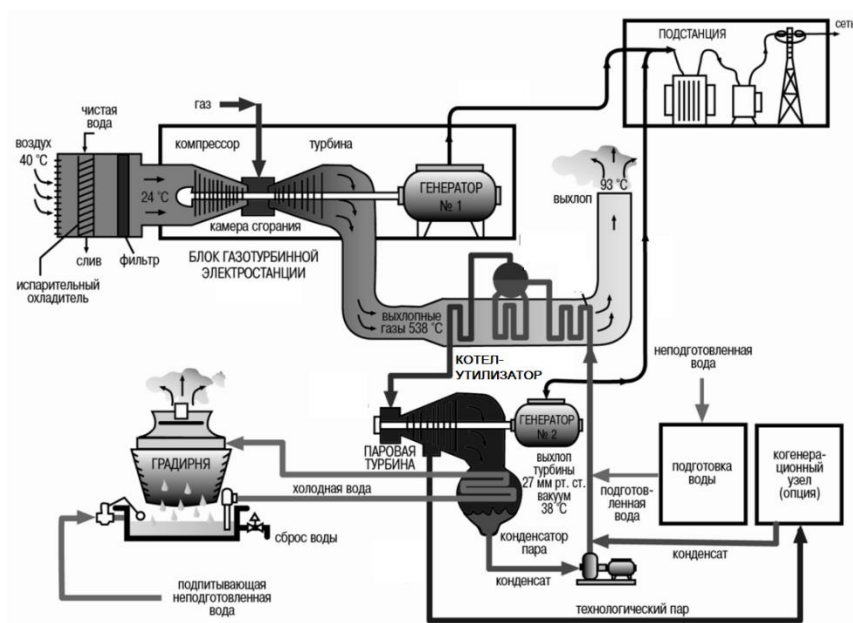


Рисунок 3.2 – Схема ПГУ

### 3.1.1. Классификация ПГУ, их типы, преимущества и недостатки

По назначению ПГУ подразделяют на конденсационные и теплофикационные. Первые из них вырабатывают только электроэнергию, вторые служат и для нагрева сетевой воды в подогревателях, подключаемых к паровой турбине. По количеству рабочих тел, используемых в ПГУ, их делят на бинарные и молярные. В бинарных установках рабочие тела газотурбинного цикла (воздух и продукты горения топлива) и паротурбинной установки (вода и водяной пар) разделены.

В монарных установках рабочим телом турбины является смесь продуктов сгорания и водяного пара. Выходные газы ГТУ направляются в котел-утилизатор, в который подается вода питательным насосом. Получаемый на выходе пар поступает в камеру сгорания, смешивается с продуктами сгорания и образуемая однородная смесь направляется в газовую (правильнее сказать — в парогазовую турбину). Смысл этого понятен: часть воздуха, идущего из воздушного компрессора и служащая для уменьшения температуры рабочих газов до допустимой по условиям прочности деталей газовой турбины, замещается паром, на повышение давления которого питательным насосом в состоянии воды затрачивается меньше энергии, чем на повышение давления воздуха в компрессоре. Вместе с тем, поскольку газопаровая смесь покидает котел-утилизатор в виде пара, то тепло конденсации водяного пара, полученное им в котле и составляющее значительную величину, уходит в дымовую трубу.

Техническая трудность организации конденсации пара из парогазовой смеси и связанная с этим необходимость постоянной работы мощной водоподготовительной установки является главным недостатком ПГУ монарного типа. За рубежом описанная монарная установка получила название STIG (от Steam Injected Gas Turbine). Отмеченные выше недостатки не привели к широкому распространению монарных ПГУ, по крайней мере, для целей производства электроэнергии на мощных ТЭС.

Большинство ПГУ относится к ПГУ бинарного типа. Существующие бинарные ПГУ можно разделить на следующие типы.

#### *Утилизационные ПГУ*

В этих установках тепло уходящих газов ГТУ утилизируется в котлах-утилизаторах с получением пара высоких параметров, используемого в паротурбинном цикле. Главными преимуществами утилизационных ПГУ по сравнению с ПТУ являются высокая экономичность (в ближайшие годы их КПД превысит 60 %), существенно меньшие капиталовложения, меньшая потребность в охлаждающей воде, малые вредные выбросы, высокая маневренность. Как показано выше, утилизационные ПГУ требуют высокоэкономичных высокотемпературных газовых турбин с высокой температурой уходящих газов для генерирования пара высоких параметров для паротурбинной установки (ПТУ). Современные ГТУ, отвечающие этим требованиям, пока могут работать либо на природном газе, либо на легких сортах жидкого топлива.

#### *ПГУ со сбросом выходных газов ГТУ в энергетический котел*

Часто такие ПГУ называют кратко «сбросными», или ПГУ с низконапорным парогенератором (рисунок 3.3).



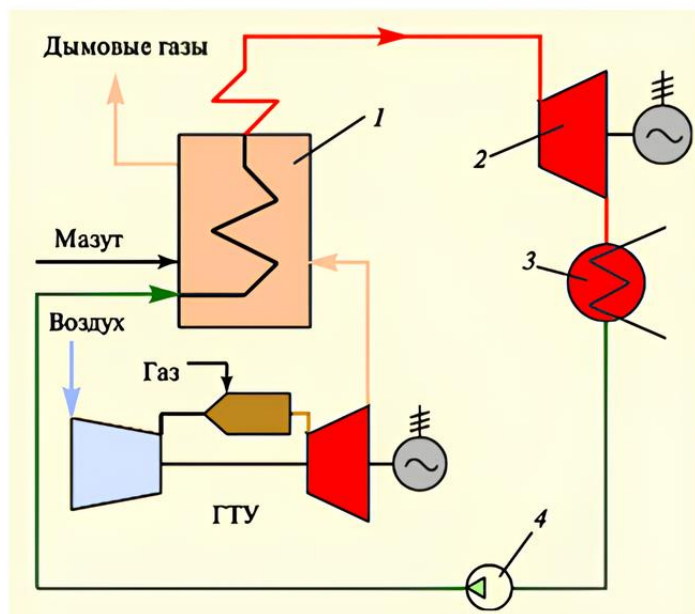


Рисунок 3.3 – Схема сбросной ПГУ

В них тепло уходящих газов ГТУ, содержащих достаточное количество кислорода, направляется в энергетический котел, замещая в нем воздух, подаваемый дутьевыми вентиляторами котла из атмосферы. При этом отпадает необходимость в воздухоподогревателе котла, так как уходящие газы ГТУ имеют высокую температуру. Главным преимуществом сбросной схемы является возможность использования в паротурбинном цикле недорогих энергетических твердых топлив. В сбросной ПГУ топливо направляется не только в камеру сгорания ГТУ, но и в энергетический котел, причем ГТУ работает на легком топливе (газ или дизельное топливо), а энергетический котел – на любом топливе.

В сбросной ПГУ реализуется два термодинамических цикла. Теплота, поступившая в камеру сгорания ГТУ вместе с топливом, преобразуется в электроэнергию так же, как и в утилизационной ПГУ, т. е. с КПД на уровне 50 %, а теплота, поступившая в энергетический котел – как в обычном паротурбинном цикле, т. е. с КПД на уровне 40 %. Однако достаточно высокое содержание кислорода в уходящих газах ГТУ, а также необходимость иметь за энергетическим котлом малый коэффициент избытка воздуха приводят к тому, что доля мощности паротурбинного цикла составляет примерно  $2/3$ , а доля мощности ГТУ –  $1/3$  (в отличие от утилизационной ПГУ, где это соотношение обратное). Поэтому КПД сбросной ПГУ составляет примерно 43,3 %, т. е. существенно меньше, чем у утилизационной ПГУ. Ориентировочно можно считать, что в сравнении с обычным паротурбинным циклом экономия топлива при использовании сбросной ПГУ примерно вдвое меньше, чем экономия топлива в утилизационной ПГУ.

Кроме того, схема сбросной ПГУ оказывается очень сложной, так как необходимо обеспечить автономную работу паротурбинной части (при выходе из строя ГТУ), а поскольку воздухоподогреватель в котле отсутствует (ведь в энергетический котел при работе ПГУ поступают горячие газы из ГТУ), то

необходима установка специальных калориферов, нагревающих воздух перед подачей его в энергетический котел.

В 1997 г. на ТЭЦ-22 Ленэнерго (Южная ТЭЦ, Санкт-Петербург) выполнена реконструкция теплофикационного энергоблока с турбиной Т-250-23,5 ТМЗ путем ее надстройки ГТУ GT-8 фирмы АВВ (мощность 47,1 МВт, КПД 31,6 %, степень сжатия 16,3, температура уходящих газов ГТУ 523 °С). Судя по публикациям, опыт реконструкции оказался не вполне удачным.

Однако есть и положительный опыт. В Нидерландах реконструирован паротурбинный энергоблок мощностью 500 МВт на параметры 18,6 МПа, 540 °С/535 °С, работавший на легком жидком топливе или на природном газе и имевший КПД 41,3 %, путем его надстройки ГТУ 13Е фирмы АВВ мощностью 140 МВт, имевшей КПД 33 %. В результате получена ПГУ мощностью 600 Вт с КПД 45,86 %. Таким образом, достигнута экономия топлива в 11 %.

### *ПГУ с «вытеснением» регенерации*

Идея такой ПГУ состоит в том, что регенеративные подогреватели отключаются от паровой турбины, а для подогрева питательной воды энергетического котла используется тепло уходящих газов ГТУ. Сэкономленный пар отборов служит для выработки дополнительной мощности в паровой турбине (рисунок 3.4).

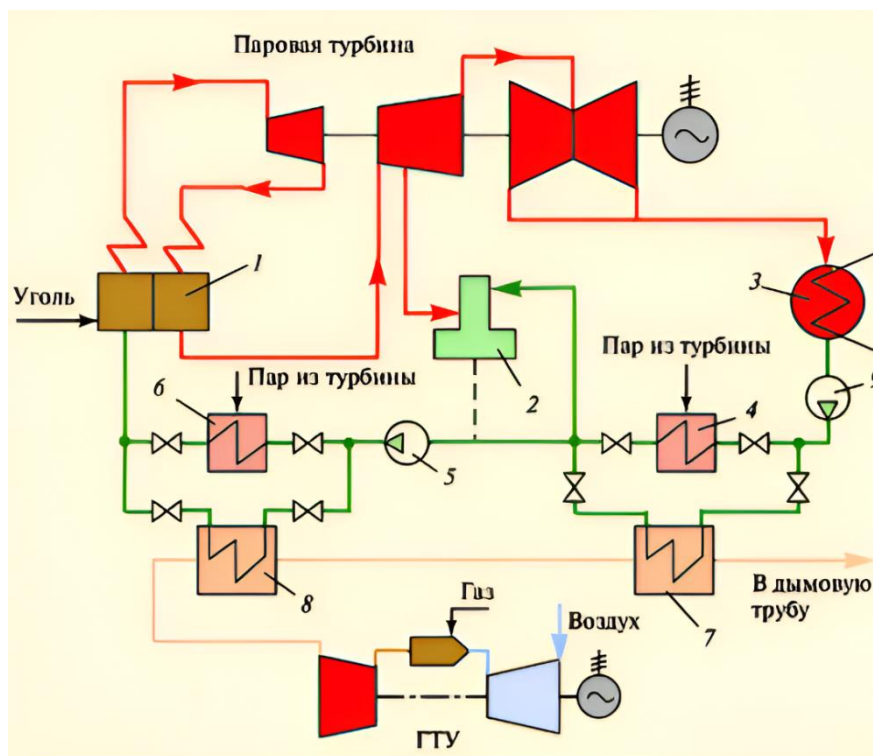


Рисунок 3.4 – ПГУ с «вытеснением» регенерации

При этом теплота конденсации сэкономленного пара теряется в конденсаторе, а не возвращается питательной воде. Поэтому выигрыш в экономичности возникает тогда, когда эта потеря будет меньше, чем экономия топлива за счет уменьшения потери теплоты с уходящими газами ГТУ. ПГУ с

вытеснением регенерации дает наименьшую экономию топлива (около 4 %), однако она позволяет надстроить паротурбинный энергоблок с минимальными переделками.

Схема ПГУ с высоконапорным парогенератором (котлом) показана на рисунке 3.5. В такой ПГУ высоконапорный парогенератор (ВПГ) играет одновременно роль и энергетического котла ПТУ, и камеры сгорания ГТУ. Для этого в нем поддерживается высокое давление, создаваемое компрессором ГТУ. Для повышения экономичности перед ВПГ устанавливается газовый подогреватель конденсата ГПК, уменьшающий температуру уходящих газов ГТУ.

Экономия топлива в такой установке также зависит от соотношения мощностей ГТУ и ПТУ и находится на таком же уровне, как и у сбросных ПГУ. В России на Невинномысской ГРЭС построена одна ПГУ с ВПГ мощностью 200 МВт, обеспечивающая экономичность на уровне 36,9 %. Сейчас она маркируется как ПГУ-170 с паровой турбиной К-145-130 и ГТУ ГТ-25-710. В 1998 г. она имела коэффициент использования установленной мощности 65 % при удельном расходе условного топлива 352,4 г/(кВт·ч), т. е. при КПД 34,7 %.

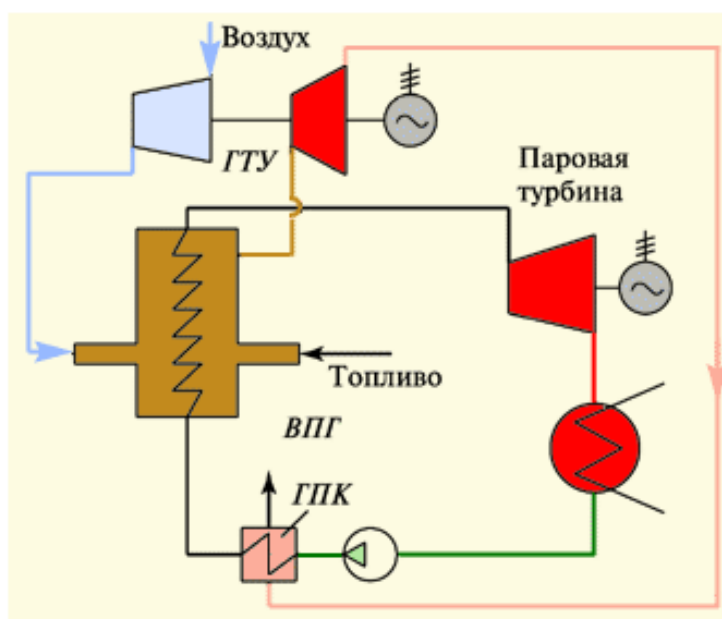


Рисунок 3.5 – Схема ПГУ с высоконапорным парогенератором

Серьезную проблему для ПГУ с ВПГ представляет износ проточной части газовой турбины под действием продуктов коррозии внутренней части парогенератора.

### 3.1.2. Котел-утилизатор Пр-228/47-7,86/0,62-515/230 (ПК-59)

Двухконтурный барабанный котел-утилизатор Пр-228/47-7,86/0,62-515/230 (ПК-59) башенной компоновки поверхностей нагрева, с принудительной циркуляцией в испарительных контурах высокого и низкого давлений (рисунки 3.6 и 3.7) предназначен для выработки перегретого пара

высокого и низкого давления, нагрева конденсата паровой турбины до температуры близкой к насыщению и для работы в составе парогазовой установки с использованием в нем в качестве греющей среды продуктов сгорания природного газа в камерах сгорания газовой турбины ГТЭ-160.

Основным и резервным топливом для ГТУ является сухой природный газ по ГОСТ 5542-87 с низшей теплотой сгорания 33500 кДж/м<sup>3</sup>.

Условий по снижению выбросов NO<sub>x</sub> в КУ нет, так как их концентрация регулируется в процессе работы камеры сгорания ГТУ.

КУ рассчитан для работы на скользких параметрах, определяемых режимом работы энергоблока. В составе энергоблока ПГУ-450 установлены два КУ. Пар контуров высокого и низкого давления котлов-утилизаторов подается в паровую турбину типа Т-150-7,4.

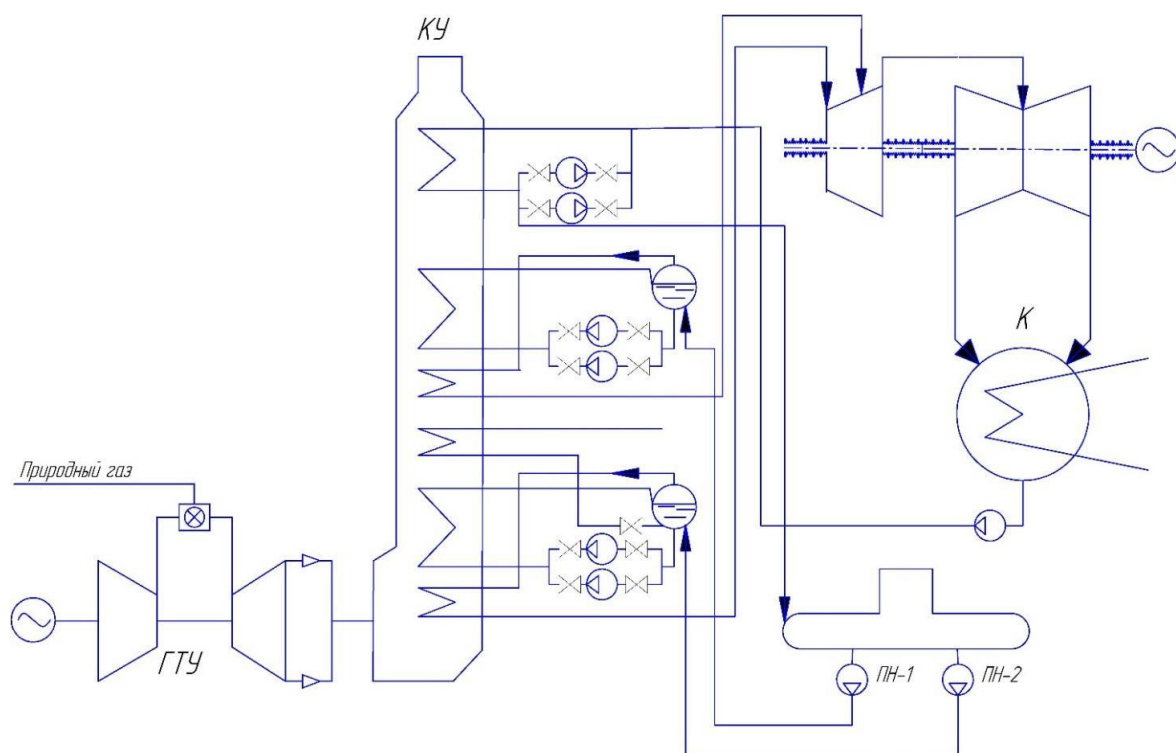


Рисунок 3.6 – Схема ПГУ-450 с котлом-утилизатором Пр-228/47-7,86/0,62-515/230 (ПК-59)

В состав КУ входят следующие основные узлы:

- барабан высокого давления БВД;
- барабан низкого давления БНД с встроенным деаэрационным устройством;
- поверхности нагрева с коллекторами;
- трубопроводы и арматура в пределах КУ;
- линии дренажей, воздушников, отборов проб пара и воды в пределах КУ;
- «дождевая» заслонка на выходе газов из КУ с электроприводом;
- шумоглушитель;
- расширитель непрерывной продувки высокого давления РНП ВД;

- расширитель периодической продувки и сливов дренажей РПП;
- циркуляционные насосы контуров высокого и низкого давления;
- насосы рециркуляции в контуре ГПК;
- питательные насосы высокого давления.

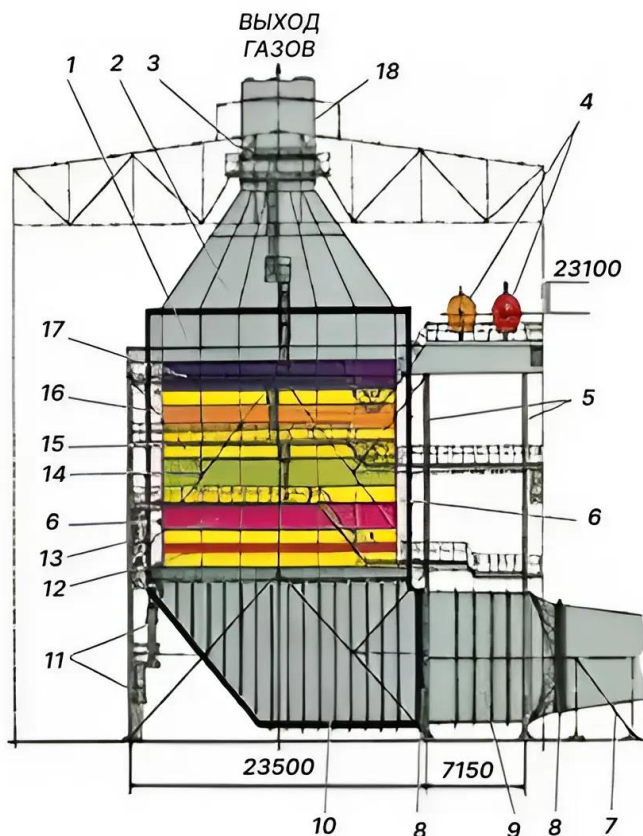


Рисунок 3.7 – Двухконтурный барабанный котел-утилизатор башенной компоновки:

- 1 – основной газоход КУ; 2 – конфузор; 3 – шибер; 4 – барабаны;  
 5 – колонны каркаса; 6 – «теплый ящик»; 7 – выходной диффузор ГТУ;  
 8 – компенсаторы; 9 – входной газоход КУ; 10 – поворотный короб;  
 11 – лестничные марши; 12 – ППВД; 13 – ИВД; 14 – ЭВД; 15 – ППНД;  
 16 – ИНД; 17 – ГПК; 18 – выходной газоход

Каждая поверхность нагрева по ширине газохода КУ состоит из трёх монтажных модулей (блоков) с трубной частью, трубными досками, входными и выходными коллекторами. Между трубными досками поверхностей нагрева (крайними в газоходе КУ) установлены уплотняющие перегородки. Трубы ПВД, ИВД, ЭВД, ИНД, ГПК – с просечным спирально-ленточным оребрением. Каждая из поверхностей нагрева оборудована антивибрационными перегородками.

Подвески блоков крепятся к их трубным доскам. ГПК подвешен к «горячим» балкам на регулируемых подвесках. Остальные нижерасположенные

поверхности нагрева подвешены к вышерасположенным поверхностям нагрева на нерегулируемых подвесках.

Материал выходного коллектора ПВД – сталь 12Х1МФ, всех остальных коллекторов поверхностей нагрева – сталь 20.

Коллекторы и неоребрённые гибы поверхностей нагрева размещены в «тёплых» ящиках, образованных трубными досками, уплотняющими перегородками и стенами газохода КУ.

Конструктивные характеристики поверхностей приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Характеристики поверхностей нагрева

Наименование величин	Поверхности нагрева КУ						
	ПВД		ИВД	ЭВД	ПНД	ИНД	ГПК
Наружный диаметр, мм	38	38	38	38	38	38	38
Толщина стенки, мм	3,5	3,6	2,9	3,6	2,9	2,9	2,9
Марка стали труб	12Х1Ф	10CrMo9-10 EN 10216-2	1.0425 (P 265GH) EN 10216-2				
Расположение труб	Шахматное						
Движение среды относительно газов	противоток		прямоток	противоток	противоток	прямоток	противоток
Поперечный шаг, мм	92,2						
Продольный шаг, мм	79						
Длина труб по осям крайних трубных досок, мм	18508						
Количество труб по ширине газохода (с шагом S <sub>1</sub> )	78						
Заходность	2		4	2	4	4	2
Количество параллельно включенных труб	156		312	156	312	312	156
Количество ходов	1	2	5	8	1	4	9
Высота пакета по осям труб), мм	553		1501	1185	237	1185	1343
Марка стали ленты	1.4512 EN10088-2		1.0330 (DC04) DIN EN 10130				
Шаг оребрения, мм	4,74		4	4,15	5	5	3,846

### **Бараны**

Баран высокого давления БВД предназначен для:

- смешивания питательной и котловой воды;



- обеспечения запаса воды для системы принудительной циркуляции;
- обеспечения расширения воды/пара во время пуска;
- обеспечения отделения пара от воды (сепарация происходит по одноступенчатой схеме в сепарационном устройстве, находящемся в верхней части барабана).

Барабан расположен параллельно поперечной оси котла на отметке – 23,150. Внутренний диаметр БВД – 2420 мм, длина цилиндрической части – 9150 мм, толщина стенки – 50 мм, толщина стенки днищ барабана – 60 мм, материал – сталь 15NiCuMoNb5-6-4.

Поступающая в БВД питательная вода распределяется через перфорированный коллектор, размещенный в водяном объеме. Подвод в БВД пароводяной смеси односторонний, патрубки подвода расположены выше горизонтальной оси барабана. Отвод котловой воды из БВД производится по опускающему стояку.

В качестве сепарационных устройств в БВД применены горизонтальный и вертикальный дырчатые листы и демистеры (многослойные сетки). Горизонтальный распределительный и вертикальный дырчатые листы расположены на входе пароводяной смеси в БВД, демистеры – на выходе пара из них. Отвод отсепарированного пара из барабана после демистеров производится по двум пароотводящим трубам во входной коллектор ПВД.

Также БВД оснащен трубопроводом аварийного слива, перфорированными коллекторами подачи пара от КСН, ввода химреагентов, отбора на непрерывную продувку. Над опускающим стояком БВД установлена крестовина, служащая для защиты от воронкообразования.

Непрерывная продувка из БВД заведена в РНП. На линии непрерывной продувки установлены расходомер, регулирующий клапан и набор дроссельных шайб. Аварийный слив из барабана производится в РПП.

На барабане установлены водоуказательные колонки магнитопоплавкового типа для измерения уровня, импульсные предохранительные устройства, состоящие из импульсного и главного предохранительного клапана.

Нормальный (средний) эксплуатационный уровень воды в БВД ниже геометрической оси на 100 мм. Допускаются отклонения от среднего уровня в БВД при стабильных нагрузках в пределах  $\pm 50$  мм, а при изменении нагрузок – в пределах  $\pm 100$  мм.

Барабан низкого давления БНД предназначен для:

- смешивания конденсата и котловой воды;
- обеспечения запаса воды для системы принудительной циркуляции и питания контура ВД;
- обеспечения расширения воды/пара во время пуска;
- обеспечения отделения пара от воды (сепарация происходит по одноступенчатой схеме с помощью сетчатого сепарационного устройства, размещенного в верхней части барабана).

В БНД установлено деаэрационное устройство, в котором происходит удаление кислорода.

БНД расположен параллельно поперечной оси котла на отметке – 23,2 м. Внутренний диаметр БНД – 2400 мм, длина цилиндрической части – 10500 мм, толщина стенки – 25 мм, толщина стенки днищ барабана – 32 мм, материал – сталь 20.

В водяной объем БНД питательная вода поступает из деаэрационного устройства, расположенного в его верхней центральной части. Подвод пароводяной смеси производится с одной стороны, патрубки подвода расположены выше горизонтальной оси барабана. Отвод котловой воды из барабана производится по опускному стояку.

В качестве сепарационных устройств в барабане НД применены горизонтальный и вертикальный дырчатые листы и демистеры (многослойные сетки). Горизонтальный распределительный и вертикальный дырчатые листы расположены на входе пароводяной смеси в БНД, демистеры – на выходе пара из него. Отвод отсепарированного пара из барабана производится по пароотводящим трубам, присоединенным к его верхней образующей.

Также БНД оснащен трубопроводом аварийного слива, перфорированными коллекторами подвода пара от КСН и ввода химреагентов. Над опускным стояком барабана установлена крестовина, служащая для защиты от воронкообразования.

В линию подвода пара на разогрев барабана заведена рециркуляция ЭВД с арматурой и регулирующим клапаном, исключая безрасходный режим работы ЭВД при пусках котла.

Аварийный слив из барабана срабатывает при превышении допустимого уровня + 400 мм от среднего и производится в РПП через запорную арматуру.

Барабан оборудован двумя водоуказательными колонками магнитоплавкового типа (по одной слева и справа), для измерения уровня, манометрами давления, датчиками температуры металла барабана, датчиками уровня.

В БНД заведен выхлопной трубопровод из РНП ВД с задвижкой и линия рециркуляции ПЭН ВД с задвижками. Из деаэрационного устройства барабана предусмотрены трубопроводы выпара в атмосферу и в БРОУ НД со стороны конденсатора.

Допускаются отклонения от среднего уровня в БНД при стабильных нагрузках в пределах  $\pm 50$  мм, а при изменении нагрузок – в пределах + 50 мм, - 100 мм.

### ***Газоходы котла***

Газоход котла образован листометаллической обшивкой. Состоит из горизонтальной части: диффузор, поворотный короб и вертикальной части: газоход поверхностей нагрева, конфузор и газоход за «дождевой» заслонкой. Снаружи газоход покрыт изоляцией и закрыт декоративной металлической обшивкой.

Дымовые газы из КУ направляются в дымовую трубу Вытяжная башня – труба расположена на здании котельного отделения и представляет собой пространственную решетчатую, квадратную в плане конструкцию, с



расположенным в ней стальным газоотводящим стволом в виде тонкостенной цилиндрической оболочки, укрепленной ребрами жесткости. К нижней части ствола примыкают два газохода от двух КУ.

Материал диффузора – сталь 12Х18Н10Т, толщина листов – 10 мм. Короб за диффузором и входной короб – из стали 12Х1МФ. Толщина стенок короба за диффузором – 6 мм. Толщина стенки пода входного короба газохода – 8 мм, боковых стенок – 6мм. Выбор марки стали для диффузора обусловлен значительной неравномерностью поля температур за ГТУ. Газоход поверхностей нагрева до отметки 22,260 имеет толщину стенки – 6 мм, выше этой отметки – 12 мм. Материал газохода: до отметки 14,970 – сталь 12Х1 МФ, от отметки 14,970 до отметки 17,400 – сталь 12ХМ, от отметки 17,400 и выше – сталь СтЗсп5. Материал конфузора – сталь СтЗсп5, толщина листов 6 мм. Материал газохода конфузор-компенсатора – сталь СтЗпс5, толщина листов 6 мм.

«Горячие» балки представляют собой сварные двутавры из стали 09Г2С высотой 1350 мм, с шириной полок 400 мм.

Для тепло- и звукоизоляции газохода КУ применены маты «RokwoolWizedMat» с плотностью в состоянии поставки 80 кг/м.

Декоративная обшивка КУ выполнена из профильных и гладких оцинкованных листов толщиной 0,8 мм.

За поверхностями нагрева КУ расположен двухступенчатый шумоглушитель. Каждая из двух ступеней шумоглушителя выполнена в виде секций (8 штук по ширине газохода) со стенками из просечных листов из стали 08 кп. Секции заполнены звукопоглощающими матами из БСТВ, обернутыми стеклотканью. За шумоглушителем размещена «дождевая» заслонка, имеющая две створки, каждая из которых расположена на своей оси. Заслонка оснащена электроприводом. В открытом положении створки занимают вертикальное положение, в закрытом – под небольшим углом к горизонтали с наклоном к оси заслонки, что обеспечивает сток осадков в водоотводчик.

Компенсаторы газохода котла состоят из металлических и неметаллических частей. Неметаллические части компенсаторов представлены гибкими неметаллическими элементами (НГЭК) и теплозащитными элементами (ТЗЭ).

### ***Пароводяной тракт котла-утилизатора***

Пароводяной тракт КУ состоит из контуров: высокого давления (ВД), низкого давления (НД) и контура ГПК.

Контур высокого давления включает в себя: БВД, ЭВД, ИВД, ПВД, систему трубопроводов, питательные электронасосы с регулируемым приводом ПЭН ВД (2 шт.), циркуляционные электронасосы ЦЭН ВД (2 шт.).

Питательная вода из БНД подается на всас ПЭН ВД и далее насосами в ЭВД.

Из ЭВД подогретая вода поступает в БВД. Питательный узел включает в себя РПК ВД с запорной задвижкой. Установка РПК ВД после ЭВД позволяет поддерживать в нем давление в пусковых режимах на значениях, исключающих

вскипание воды в ЭВД, а также поддерживает заданный уровень в БВД. Трубопровод после ЭВД оборудован линией минимального расхода со сбросом в БНД, с запорным и регулирующим клапанами и набором дроссельных шайб, используемой в случае срабатывания блокировки при недопустимом повышении давления за ЭВД ( $130 \text{ кг/см}^2$ ) и для обеспечения минимального расхода в пусковых режимах. На входе и выходе ЭВД установлены пружинные предохранительные клапаны. Их сбросные линии заведены в РПП для утилизации воды.

Циркуляция по контуру БВД-ИВД-БВД осуществляется одним ЦЭН ВД, второй ЦЭН ВД должен находиться в положении АВР. На трубопроводе подачи котловой воды на всас ЦЭН ВД установлен датчик температуры. Образовавшаяся в ИВД пароводяная смесь поступает в барабан, сепарируется и возвращается в контур циркуляции, а пар поступает в ПВД. На трубопроводах от ИВД к БВД установлены термопара и воздушник с задвижкой. На подводе пара к ПВД установлена термопара и воздушник с задвижками.

Из ПВД перегретый пар по паропроводу поступает в турбину. На трубопроводе свежего пара установлены: расходомерное устройство, датчики давления, датчик температуры, предохранительный клапан, задвижки, отключающие котел от турбины – ГПЗ-1ВД с байпасом, обратный клапан. Назначение обратного клапана – защитить КУ от поступления в него пара через общие паропроводы при аварийном отключении соответствующей ГТУ и работе в режиме полублока. Паропровод оборудован линией сброса пара через БРОУ в конденсатор турбины и сбросной линией в атмосферу, служащей для регулирования скорости повышения давления в БВД при пуске с помощью регулирующего клапана продувки ПВД с отключающими задвижками. Назначение ГПЗ ВД – полное отключение КУ от паропровода, ПТ и БРОУ при останове.

Контур низкого давления включает в себя БНД, ИНД, ПНД, систему трубопроводов, циркуляционные электронасосы ЦЭН НД.

Циркуляция по контуру БНД-ИНД-БНД осуществляется одним ЦЭН НД, второй ЦЭН НД должен находиться в положении АВР. Из БНД котловая вода одним ЦЭН НД (другой в резерве) На линии подачи котловой воды на всас ЦЭН НД установлен дренаж с задвижкой. На напорной линии ЦЭН НД установлено расходомерное устройство. Образовавшаяся в ИНД пароводяная смесь поступает в барабан, сепарируется, вода уходит в водяной объем барабана, а пар в ПНД и затем в турбину. На паропроводе от ИНД к БНД установлен датчик температуры и воздушник с задвижкой. На паропроводе от БНД к ПНД установлены датчик температуры и воздушник с вентилем.

На трубопроводе перегретого пара НД установлены предохранительный клапан, расходомерное устройство, датчики температуры и ГПЗ-1 НД. Трубопровод оборудован линией сброса пара через БРОУ НД в конденсатор помимо турбины и линией продувки ПНД в атмосферу с клапаном (НАН60АА301) для регулирования скорости повышения давления в БНД при пуске.

Контур ГПК кроме самой поверхности нагрева включает в себя два параллельно включенных насоса НРК, ВВТО и систему трубопроводов. НРК осуществляет рециркуляцию конденсата. НРК предназначены для повышения температуры конденсата на входе в ГПК до 55–60 °С при работе на газе.

Конденсат поступает в ГПК по трубопроводу с задвижкой, обратным клапаном, расходомерным устройством, кроме того, предусмотрена линия сброса конденсата из ГПК в конденсатор. На трубопроводах входа и выхода ГПК установлены пружинные предохранительные клапаны для защиты ГПК от повышения давления.

Подогретый в ГПК конденсат по трубопроводу с расходомерным устройством, обратным клапаном и РПК НД поступает в деаэрационное устройство БНД, а из него сливается в водяной объем БНД. На линии подвода конденсата к БНД установлен дренаж с вентилями и воздушник с задвижками. РПК НД, установленный после ГПК, позволяет поддерживать в нем давление на значениях, исключающих вскипание конденсата в ГПК, и поддерживает заданный уровень воды в БНД.

Входной и выходной трубопроводы ГПК соединены перемычкой с линиями для поддержания температуры (LCA20СТ001) подогретого конденсата на входе в деаэрационное устройство БНД на 2,0 – 2,5 °С ниже температуры насыщения в БНД.

ВВТО предназначен для нагрева воды питьевого качества конденсатом после ГПК.

### ***Деаэрационное устройство***

Встроенное в БНД деаэрационное устройство состоит из цилиндрического распылителя, расположенного на верхней образующей барабана, и корпуса с системой подводящих труб греющего пара, барботажным коробом и трубами для слива деаэрированной воды в барабан.

Конденсат в корпус деаэрационного устройства подается через распылитель. Пар на деаэрацию поступает из барабана по подводящим трубам. Деаэрация происходит в барботажном коробе и в распыленном потоке конденсата на выходе из распылителя. Деаэрированная вода по трубам сливается в барабан.

Первичная деаэрация конденсата в ДУ (до подачи греющих газов в КУ) производится сторонним паром КСН, поступающим по паропроводу на разогрев БНД в перфорированный коллектор, размещенный в нижней части БНД.

### ***Циркуляционные насосы***

Циркуляционные электронасосы установлены:

- в контуре ВД – 2 насоса ЦЭН ВД ( $Q = 625 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $H = 25,06 \text{ м}$ ,  $n = 1480 \text{ об/мин}$ ) – один рабочий и один резервный с кратностью циркуляции при нормальных условиях 3 и номинальным расходом ЦЭН ВД  $625 \text{ м}^3/\text{ч}$ ; перед насосами устанавливаются фильтры;
- в контуре НД – 2 насоса ЦЭН НД ( $Q = 122 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $H = 13,55 \text{ м}$ ,  $n = 1455 \text{ об/мин}$ ) – один рабочий и один резервный с кратностью циркуляции при нормальных

условиях 3 и номинальным расходом ЦЭН НД 122 м<sup>3</sup>/ч; перед насосами устанавливаются фильтры;

- в контуре рециркуляции ГПК – 2 насоса рециркуляции НРК (Q = 256 м<sup>3</sup>/ч, H = 51,1 м, n = 2950 об/мин), которые предназначены для поддержания температуры (LCA20CT001, LCA20CT002) воды на входе в ГПК в пределах 55–60 °С, в работе один насос – второй резервный.

### ***Система сбора дренажей и продувок котла-утилизатора***

В расширитель непрерывной продувки РНП ВД заведена непрерывная продувка из БВД. Выпар из РНП ВД поступает в БНД. На трубопроводе выпара РНП ВД в БНД установлена задвижка, обратный клапан. Расход непрерывной продувки из БВД поддерживается регулирующим клапаном. Уровень в РНП ВД поддерживается регулирующим клапаном, установленным на сливном трубопроводе в РПП.

Слив из РНП ВД по линии с задвижкой заведен в расширитель периодической продувки РПП, куда также заведены дренажи трубопроводов в пределах котла. На РНП ВД установлен предохранительный клапан. Вода из РПП через гидрозатвор поступает в бак слива из котлов БСК. БСК оборудован трубопроводом выпара в атмосферу, с подводом технической воды для захлаживания выпара, трубопроводом опорожнения и перелива. Из БСК котловая вода с помощью насоса (Q = 20 м<sup>3</sup>/ч, H = 48 м) перекачивается в сливной трубопровод охлаждающей технической воды вспомогательного оборудования.

### ***Водо-водяной теплообменник (ВВТО ГПК)***

ВВТО ГПК предназначен для подогрева воды питьевого качества до 40 – 70 °С нагретым в ГПК конденсатом. Схема движения теплоносителей – противоточная.

### ***Водный режим котла – утилизатора***

Нормы качества конденсата на входе в ГПК должны соответствовать требованиям, приведенным в таблице 6.2.

Таблица 6.2 – Нормы качества воды

Показатель	Размерность	Величина (не более)
Удельная электрическая проводимость	мкСм/см	0,3
Жесткость общая	мкг-экв/кг	0,5
Содержание соединений железа (Fe)	мкг/кг	10
Содержание соединений меди (Cu)	мкг/кг	5
Содержание растворенного кислорода (O <sub>2</sub> )	мкг/кг	20
Водородный показатель (рН)	-	9.1±0.1

Основные характеристики КУ при атмосферном давлении 99,5 кПа и относительной влажности окружающего воздуха 60 % приведены в таблице 6.3.

Таблица 6.3 – Основные показатели котла-утилизатора

Наименование параметра	Значения				
<i>Справочные данные</i>					
Температура окружающего воздуха, °С	-36	-26	-1,8	+15	+34
Нагрузка ГТУ, %	100				
Относительная влажность воздуха, %	85				
Атмосферное давление, кПа	99,725				
Топливо	Природный газ				
<i>Расчетные данные</i>					
Контур ВД:					
Паропроизводительность, т/ч	220,5	223,8	233,8	227,8	9,6
Температура пара на выходе, °С	504,6	506,1	510,3	517,1	529,1
Контур НД:					
Паропроизводительность, т/ч	50,1	48,3	49,6	46,2	41,0
Температура пара на выходе, °С	228,9	231,1	232,9	229,9	225,6
Перепад давлений в газовом тракте, Па	2900	2960	3320	3090	2750
Температура уходящих газов, °С	89,7	92,1	93,4	91,8	89,9
<i>Условия</i>					
Температура газов на входе в КУ, °С	527,2	529,1	535,7	542,7	555,4
Расход газов, кг/с	510,8	515,4	529,4	503,9	466,1
Давление пара ВД (абс.), МПа	7,48	7,53	7,89	7,73	7,5
Давление пара НД (абс.), МПа	0,59	0,66	0,69	0,66	0,63
Температура конденсата перед котлом, °С	38,5	44,9	40	38,5	47,3

#### 4. ТЕПЛООБМЕН В КОТЛАХ-УТИЛИЗАТОРАХ ЗА ГАЗОВЫМИ ТУРБИНАМИ

Чрезвычайно низкий температурный напор между газами и перегретым паром на входе в котел-утилизатор (и далее низкий температурный напор по всему тракту котла) предопределили использование в данных типах котлов оребренных труб, как правило, скомпонованных в шахматные пучки. Поэтому далее рассматривается расчет конвективного теплообмена между газами и пучком труб с поперечным оребрением.

Геометрические характеристики труб с поперечным оребрением представлены на рисунке 4.1.

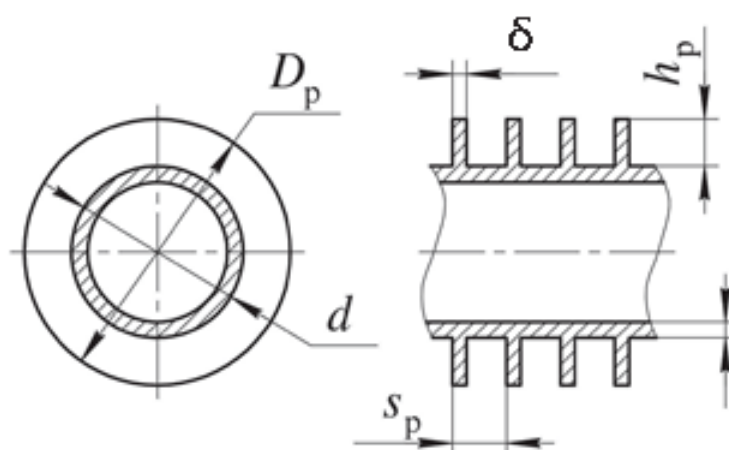


Рисунок 4.1 – Геометрические характеристики поверхности с поперечными круглыми ребрами

К характеристикам оребренных труб относятся следующие параметры:

- наружный диаметр труб –  $d$ ;
- толщина стенки –  $\delta$ ;
- шаг ребер –  $s_p$ ;
- толщина ребра –  $\delta_p$ ;
- высота (вылет) ребра –  $h_p$ ;
- наружный диаметр ребра –  $D_p$ .

К характеристикам шахматного пучка (рисунок 4.2) относятся следующие параметры:

- число рядов труб поперек хода газов –  $z_1$ ;
- число рядов труб по ходу газов –  $z_2$ ;
- поперечный шаг –  $s_1$ ;
- продольный шаг –  $s_2$ ;
- диагональный шаг –  $s'_2$ ;
- относительный поперечный шаг –  $\sigma_1 = s_1/d$ ;
- относительный продольный шаг –  $\sigma_2 = s_2/d$ ;
- относительный диагональный шаг –  $\sigma'_2 = s'_2/d$ ;
- длина труб –  $l$ .

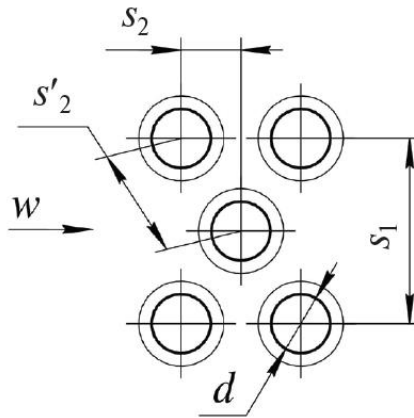


Рисунок 4.2 – Геометрические характеристики шахматного пучка труб

По конструктивным характеристикам рассчитывается ряд параметров. Коэффициент оребрения  $\psi_p$ , равный отношению полной поверхности пучка к поверхности несущих труб на оребренном участке, для круглых ребер, в том числе спирально-ленточное оребрение равен:

$$\psi_p = \frac{1}{2ds_{p6}} (D^2 - d^2 + 2D\delta_{p6}) + 1 - \frac{\delta_{p6}}{s_{p6}}.$$

Относительная площадь труб и ребер в оребренной поверхности:

$$\frac{H_{тр}}{H} = \frac{1}{\psi_p} \cdot \left(1 - \frac{\delta_p}{s_p}\right); \quad \frac{H_p}{H} = 1 - \frac{H_{тр}}{H},$$

где  $H_{тр}$  – поверхность труб, не занятая ребрами, включая гладкотрубные участки,  $m^2$ ;  $H_{p6}$  – поверхность ребер,  $m^2$ :

$$H = H_{тр} + H_{p6} - \text{полная поверхность оребренной стороны труб, } m^2.$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией зависит от скорости и температуры потока, определяющего линейного размера канала, вида поверхности (гладкая, волнистая, ребристая), расположения труб в пучке и характера его омывания (продольное, поперечное, косое), физических свойств омывающей среды и, в отдельных случаях, от температуры стенки.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании шахматных и коридорных пучков с круглыми, в том числе спирально-ленточным оребрением, отнесенный к полной наружной поверхности:

$$\alpha_\kappa = 0,113 C_z C_s \frac{\lambda}{d} \left(\frac{wd}{v}\right)^n \text{Pr}^{0,33}, \text{ Вт}/(m^2 \cdot K),$$

где  $n = 0,7 + 0,08\varphi + 0,005\psi_p$ ;  $C_s$  – коэффициент, определяемый в зависимости от относительных поперечного и продольного шагов труб в пучке, типа пучка и коэффициента оребрения (рисунок 4.3)

$$C_s = (1,36 - \varphi) \left( \frac{11}{\psi_p + 8} \right) - 0,14.$$

$$\varphi = \text{th } x$$

Вспомогательный параметр  $x$  для шахматного пучка

$$x = \frac{\sigma_1}{\sigma_2} - \frac{1,26}{\psi_p} - 2$$

4.3)  $C_z$  – поправка на число поперечных рядов труб по ходу газов (рисунок

$$\begin{aligned} \text{при } z < 8 \text{ и } \sigma_1/\sigma_2 < 2,0 \quad C_z &= 3,15z_2^{0,06} - 2,5 ; \\ \text{при } z < 8 \text{ и } \sigma_1/\sigma_2 \geq 2,0 \quad C_z &= 3,15z_2^{0,03} - 2,72 ; \\ \text{при } z \geq 8 \quad C_z &= 1. \end{aligned}$$

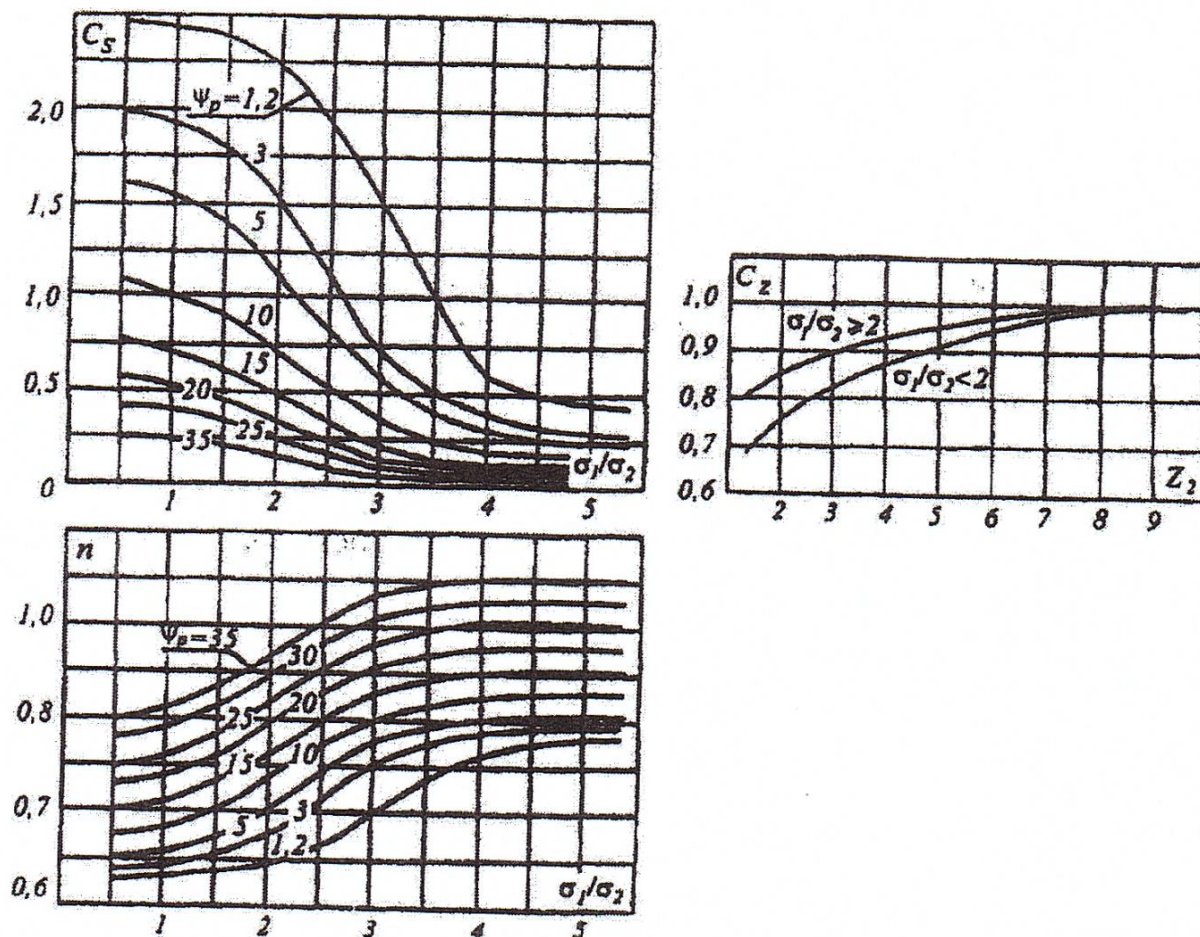


Рисунок 4.3 – Поправочные коэффициенты  $C_z$ ,  $C_s$  и показатель  $n$  для шахматных пучков труб с поперечными ребрами

Приведенный коэффициент теплоотдачи для пучков труб с поперечными круглыми и квадратными ребрами, в том числе со спирально-ленточным оребрением, определяется без учета межтрубного излучения из-за малой толщины излучающего слоя пучков, а именно:

$$\alpha_{\text{инн}} = \left( \frac{N_{\text{тр}}}{N} + \frac{N_{\text{р}}}{N} \cdot E \cdot \mu \cdot \varphi_E \right) \alpha_{\text{к}} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

здесь  $N$  – полная площадь оребренной поверхности,  $N_{\text{тр}}$  – площадь поверхности труб, не занятой ребрами,  $N_{\text{р}}$  – площадь поверхности ребер.



Коэффициент  $E$  – коэффициент эффективности ребра определяется по рисунку 4.4 в зависимости от параметров  $(mh_{p\delta})$  и  $D/d$ ,

здесь  $m = \sqrt{\frac{2\alpha_k}{\delta_{p\delta}\lambda_{p\delta}}}$ ,  $\alpha_k$  – конвективный коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К),

$\delta_{p\delta}$ ,  $h_{p\delta}$  – средняя толщина и высота ребра,  $\lambda_p$  – коэффициент теплопроводности металла ребер, Вт/(м·К).

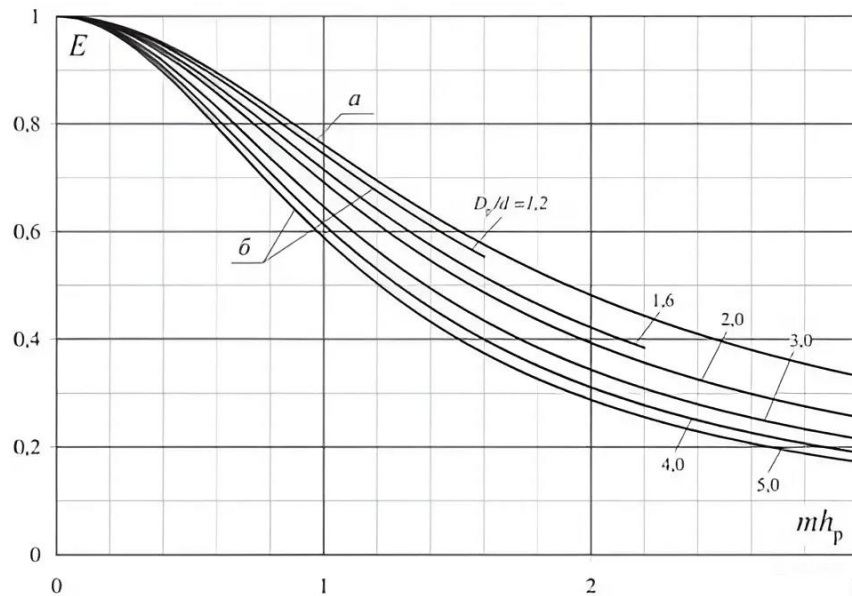


Рисунок 4.4 – Зависимость коэффициента эффективности ребра от геометрических размеров и параметра  $mh_p$  ( $a$  – прямые ребра,  $\delta$  – круглые ребра)

Коэффициент  $\mu$ , учитывающий влияние уширения литых ребер к основанию, для плоских ребер равен 1.

Коэффициент  $\varphi_E$ , учитывающий неравномерность теплоотдачи по поверхности ребра, определяется соотношением:  $\varphi_E = 1 - 0,058mh_{p\delta}$ .

Коэффициент теплопередачи  $k$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К), для пароперегревателя с поперечными ребрами, не получающего прямое излучение из топки (в котлах-утилизаторах нет топки) рассчитывается по формуле:

$$k = \frac{\psi\alpha_{1np}}{1 + \frac{\alpha_{1np}}{\alpha_2} \cdot \frac{H}{H_{вн}}}, \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)},$$

где  $\frac{H}{H_{вн}} = \psi \cdot \frac{d}{d - 2\delta_{тр}}$ .

При сжигании газа для всех гладкотрубных и орбренных поверхностей значения коэффициента тепловой эффективности принимаются равными: для пароперегревателей, испарителей и горячих ступеней экономайзера  $\psi = 0,8$ ; для холодных ступеней экономайзера и газо-водяных подогревателей  $\psi = 0,85$ .

Коэффициент теплоотдачи  $\alpha_2$  от стенки к пару рассчитывается по формуле для продольного течения однофазного потока

$$\alpha_k = 0,023 \frac{\lambda_{\text{п}}}{d_{\text{вн}}} \left( \frac{w_{\text{п}} d_{\text{вн}}}{\nu_{\text{п}}} \right)^{0,8} \text{Pr}_{\text{п}}^{0,4} C_t C_d C_l, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где  $d_{\text{вн}}$  – внутренний диаметр труб пароперегревателя,  $\lambda_{\text{п}}$  – коэффициент теплопроводности,  $\nu_{\text{п}}$  – коэффициент кинематической вязкости и число Прандтля  $\text{Pr}_{\text{п}}$  (определяют по таблицам в зависимости от среднего давления и средней температуры пара).

Скорость пара рассчитывается по формуле:

$$w_{\text{п}} = \frac{Dv_{\text{сп}}}{f_{\text{жс}}}, \text{ м}/\text{с},$$

где  $D$  – расход пара, кг/с;  $v_{\text{сп}}$  – средний удельный объем пара, м<sup>3</sup>/кг;

$f_{\text{жс}}$  – площадь живого сечения для прохода пара, м<sup>2</sup>;

$C_t$  – поправка учитывает влияние температурного фактора и зависит от температур потока и стенки. При течении пара по трубам температура стенки трубы мало отличается от температуры пара, поэтому поправка  $C_t = 1$ ;

$C_d$  – поправка на форму канала принимается равной единице (не равна единице только при одностороннем обогреве среды в кольцевом канале);

$C_l$  – поправка на относительную длину, вводится при  $l/d < 50$ , при продольном омывании, поэтому  $C_l = 1$ .

Для испарительных, экономайзерных поверхностей и водонагревателей коэффициентом теплоотдачи от стенки к теплоносителю пренебрегают, а коэффициент теплопередачи рассчитывают по формуле:

$$k = \psi \alpha_{\text{имп}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Как правило, в котлах утилизаторах за газовыми турбинами применяют конвективные поверхности с поперечно-противоточной схемой движения теплоносителей. Тепловой напор при поперечном противоточном движении в первом приближении можно рассчитывать, как при противотоке.

Для более точного определения температурного напора в пароперегревателях и экономайзерах используется следующая методика. Температурный напор схем с перекрестным током при общем противотоке рассчитывают по выражению

$$\Delta t = \psi \cdot \Delta t_{\text{прт}}^{\text{усл}},$$

где  $\psi$  – поправочный коэффициент, учитывающий отличие схемы движения теплоносителей от противотока,  $\Delta t_{\text{прт}}^{\text{усл}}$  – условный температурный напор при противотоке

$$\Delta t_{\text{прт}}^{\text{усл}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{2,3 \lg \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}},$$

где  $\Delta t_{\text{б}} = \vartheta'' - t'$  и  $\Delta t_{\text{м}} = \vartheta' - t''$  – бóльшая и меньшая разности температур теплообменивающихся сред на границах поверхности, °С.  $\vartheta'$ ,  $\vartheta''$ ,  $t'$ ,  $t''$  – соответственно температуры газов и среды на входе и выходе.

Для определения поправочного коэффициента  $\psi$  предварительно рассчитывают полный температурный перепад по газам ( $\tau_1 = \vartheta' - \vartheta''$ ) и полный

температурный перепад по среде ( $\tau_2 = t'' - t'$ ), затем рассчитывают вспомогательные коэффициенты

$$P = \frac{\tau_2}{g' - t'}, R = \frac{\tau_2}{\tau_1}.$$

По рисунку 4.5 определяют поправочный коэффициент  $\Psi$ . При определении коэффициента  $\Psi$  цифры на кривых верхней половины номограммы (рисунок 4.6) соответствуют номерам схем движения теплоносителя, представленным на рисунке 4.5.

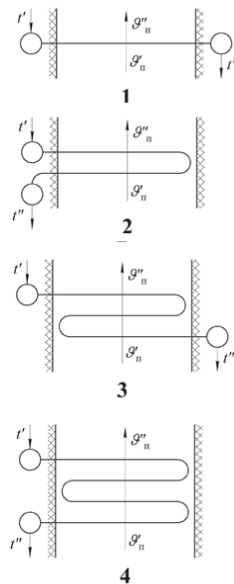


Рисунок 4.5 – Схемы к расчету температурного потока при перекрестном токе:  
 1 – однократный; 2 – двукратный, противоток; 3 – трехкратный, противоток;  
 4 – четырехкратный, противоток

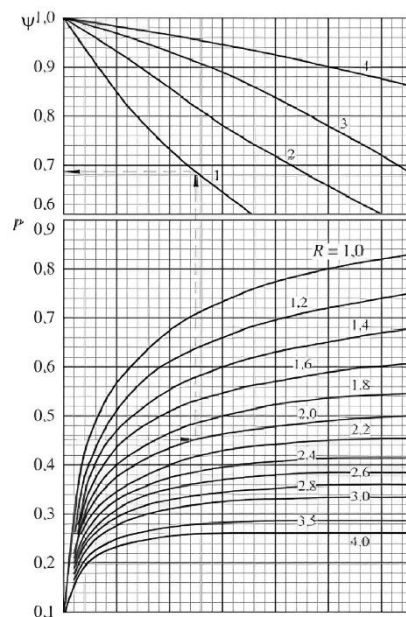


Рисунок 4.6 – Поправочный коэффициент для расчета температурного напора

Если число ходов более четырех, то поправочный коэффициент  $\psi = 1$ . При расчете испарительных поверхностей температурный напор определяется по формуле:

$$\Delta t_{\text{нрт}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{2,31g \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}},$$

где  $\Delta t_{\text{б}}$  и  $\Delta t_{\text{м}}$  – бóльшая и меньшая разности температур теплообменивающихся сред на границах поверхности.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основные направления развития котельного оборудования предполагают:

- увеличение агрегатной мощности и параметров пара, что снижает капитальные затраты и уменьшает удельный расход топлива на выработку электроэнергии в паротурбинных установках, а при использовании пара как теплоносителя – интенсифицирует технологические процессы;
- специализация парогенераторов по назначению и по топливу, что дает возможность обеспечить оптимальные технико-экономические показатели их работы в данных конкретных условиях;
- применение более качественных материалов при изготовлении парогенераторов, совершенствование и модульная унификация элементов парогенераторов и вспомогательного оборудования, что повышает надежность работы парогенераторов и уменьшает капитальные затраты на оборудование;
- применение рациональных конструкций топочных устройств, систем пылеприготовления и тягодутьевых установок, что снижает тепловые потери парогенераторов и расходы электроэнергии на собственные нужды;
- использование более совершенных систем золоуловителей и установок для очистки продуктов сгорания от оксидов серы и азота, что дает возможность уменьшить вредные выбросы в атмосферу;
- применение комплексной автоматизации работы парогенераторов, что способствует повышению надежности и экономичности их работы.

При написании настоящей книги авторы ставили перед собой задачу создать учебное пособие, которое поможет при изучении курса «Котельное оборудование тепловых электростанций».

В книге приведены конструкции котлов большой производительности, устанавливаемых на ТЭС, а также котлов-утилизаторов парогазовых установок.

Рассмотрены особенности методики тепловых расчетов прямоточных котлов и котлов-утилизаторов.

Авторы надеются, что данное пособие поможет усвоению вышеназванного курса будущими инженерами-энергетиками.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Тепловой расчёт котлов (Нормативный метод). Издание 3-е, переработанное и дополненное. – Издательство НПО ЦКТИ. – СПб, 2016. – 257 с.
2. Липов, Ю. М. Компоновка и тепловой расчет парового котла [Текст]: учеб. пособие для вузов / Ю. М. Липов, Ю. Ф. Самойлов, Т. В. Виленский. – М.: Энергоатомиздат, 1988. –208 с.
3. Мунц, А. В. Тепловой и аэродинамический расчет котлов-утилизаторов за газовыми турбинами [Текст]: учебно-методическое пособие / В. А. Мунц, О. А. Раков, Ю. В. Ракова. – Екатеринбург: УрФУ, 2017. – 100 с.

Учебное издание

**Сморodin Сергей Николаевич  
Белоусов Владимир Николаевич  
Живаева Кристина Геннадьевна**

## **Котельное оборудование тепловых электростанций**

*Учебное пособие*

Редактор и корректор Е. О. Тарновская  
Техн. редактор М. Д. Баранова

Учебное электронное издание сетевого распространения

Системные требования:  
электронное устройство с программным обеспечением  
для воспроизведения файлов формата PDF

Режим доступа: [http://publish.sutd.ru/tp\\_get\\_file.php?id=202016](http://publish.sutd.ru/tp_get_file.php?id=202016), по паролю.  
- Загл. с экрана.

Дата подписания к использованию 27.08.2025 г. Рег. № 5239/25

Высшая школа технологии и энергетики СПбГУПТД  
198095, СПб., ул. Ивана Черных, 4.