ББК. 31.361
К56
УДК 621.181(075.8)

Рецензенты: Кафедра парогенераторостроения и инженерной теплофизики Киевского политехнического института, Глебов В. П.

Ковалев А. П. и др.

К56 Парогенераторы: Учебник для вузов/А. П. Ковалев, Н. С. Лелеев, Т. В. Виленский; Под общ. ред. А. П. Ковалева. — М.: Энергоатомиздат, 1985. — 376 с., ил.

В пер.: 1 р. 40 к. 11 000 экз.

В книге приведены характеристики энергетических топлив, изложены теоретические основы их горения, описаны различные типы топок, приведены схемы и конструкции паровых котлов, парогенераторов АЭС, ПГУ и МГД-установок. Изложены основы расчета и проектирования паровых котлов и парогенераторов. Описаны особенности эксплуатации паровых котлов в стационарных и переходных режимах; даны сведения о системах автоматического регулирования котлов, использования ЭВМ в тепловых и техиологических режимах.

Книга рассчитана на студентов энергомашиностроительных специальностей вузов.

К $\frac{2303020100\text{-}432}{051(01)\text{-}85}$ 196-84

ББК 31.361

6П2.22

Абонемент

АЛЕКСЕЙ ПАВЛОВИЧ КОВАЛЕВ
НИКОЛАЙ СТЕПАНОВИЧ ЛЕЛЕЕВ
ТЕОДОР ВЛАДИМИРОВИЧ ВИЛЕНСКИЙ

ПАРОГЕНЕРАТОРЫ

Редактор И. Я. Дубровский-Винокуров
Редактор издательства А. А. Кузнецов
Художественный редактор В. А. Гозак-Хозак
Технический редактор Н. Н. Хотулева
Корректор М. Г. Гулина

ИБ № 2786

Сдано в набор 03.09.84 Подписано в печать 20.02.85 Т-06660
Формат 70 × 100¹/₁₆ Бумага типографская № 3 Гарнитура литературная
Печать высокая Усл. печ. л. 30,55 Усл. кр.-отт. 30,55 Уч.-изд. л. 33,56
Тираж 11000 экз. Заказ 79 Цена 1 р.40 к.

Энергоатомиздат, 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10

Московское производственное объединение «Первая Образцовая типография» Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 113054, Москва, М-54, Валовая, 28.

© Энергоатомиздат, 1985

БИБЛИОТЕКА
Ленинградского
электротехнического
института

23007

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 7
Введение 8

РАЗДЕЛ I. ОБЩЕЕ ОЗНАКОМЛЕНИЕ С ПАРОВЫМИ КОТЛАМИ

Глава первая. Основные определения, классификация и типы паровых котлов 12
1.1. Паровой котел в технологической схеме пронзводства пара 12
1.2. Основные определения и термины паровых котлов 13
1.3. Классификация паровых котлов 16
1.4. Основные параметры и обозначения паровых котлов 18
1.5. Типы и конструктивные схемы паровых котлов 20
Глава вторая. Поверхности нагрева паровых котлов 25
2.1. Экономайзеры 25
2.2. Испарительные поверхности нагрева 28
2.3. Пароперегреватели 30
2.4. Воздухоподогреватели 31

РАЗДЕЛ II. ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ТОПЛИВО. ПРОЦЕССЫ ГОРЕНИЯ И МЕТОДЫ СЖИГАНИЯ ТОПЛИВА

Глава третья. Энергетическое органическое топливо 35
3.1. Виды органического топлива 35
3.2. Элементарный состав топлива 38
3.3. Характеристики топлива 40
3.4. Особенности и классификация энергетических топлив 43
Глава четвертая. Продукты сгорания топлива 48
4.1. Теоретический расход воздуха на горение 49
4.2. Теоретические объемы продуктов сгорания 49
4.3. Действительные объемы продуктов сгорания 50
4.4. Энтальпия продуктов сгорания и воздуха 51
Глава пятая. Тепловой баланс и КПД парового котла 52
5.1. Тепловой баланс парового котла 52
5.2. Тепловые потери парового котла 53
5.3. Коэффициент полезного действия и расход топлива 55
Глава шестая. Теоретические основы процесса горения топлива 56
6.1. Основы химического равновесия 56
6.2. Кинетика и динамика процесса горения 57
6.3. Воспламенение и горение твердого топлива 60
6.4. Распространение пламени в газе 64
6.5. Горение капель жидкого топлива 65
6.6. Турбулентные струи и процессы смешения 66
Глава седьмая. Методы сжигания органического топлива 70
7.1. Слоевое сжигание 70
7.2. Камерное сжигание 75
7.3. Низкотемпературное сжигание 77
7.4. Сжигание в кипящем слое 77
7.5. Высокотемпературное сжигание в МГД-генераторе 79
Глава восьмая. Подготовка топлив к сжиганию 80
8.1. Тракт углеподачи и пылеприготовления 80
8.2. Угольная пыль и ее свойства 81
8.3. Углеразмольные мельницы 85
8.4. Сепараторы пыли 90
8.5. Пылепитатели 91
8.6. Системы пылеприготовления 92
8.7. Подготовка газа и мазута к сжиганию 94

Глава девятая. **Камерные топки** 96
9.1. Сжигание газообразных топлив 96
9.2. Сжигание жидких топлив 101
9.3. Пылевидное сжигание твердых топлив 105
9.4. Шлакозолоудаление 115

РАЗДЕЛ III. ТЕПЛООБМЕН. МЕТОДЫ РАСЧЕТА

Глава десятая. **Теплообмен в топочной камере** 117
10.1. Методы расчета теплообмена в топочной камере 117
10.2. Геометрические и оптические характеристики топочных камер . . . 118
10.3. Основные аналитические зависимости теплообмена излучением в топочной камере 120
10.4. Расчет излучения в топках на основе теории подобия 122
10.5. Позонные методы теплового расчета 122
10.6. Математическое моделирование комплексных процессов горения, аэродинамики и тепломассообмена в камерной топке 124
Глава одиннадцатая. **Теплообмен в полурадиационных и конвективных поверхностях нагрева** 125
11.1. Система уравнений энергии по газам и рабочему телу при теплообмене 125
11.2. Геометрические характеристики поверхностей нагрева. Скорости газов и рабочего тела 128
11.3. Коэффициент теплопередачи 130

РАЗДЕЛ IV. ГАЗО- И ГИДРОДИНАМИКА

Глава двенадцатая. **Газодинамика воздушного и газового тракта парогенерирующих агрегатов** 133
12.1. Общие вопросы газодинамики 133
12.2. Газодинамические расчеты элементов парового котла 134
12.3. Тягодутьевые машины 139
Глава тринадцатая. **Общие вопросы гидродинамики** 142
13.1. Движение нагреваемой среды в трубах 142
13.2. Гидравлические сопротивления 144
13.3. Характеристики двухфазного потока 146
13.4. Движение пароводяной смеси в трубах 150
Глава четырнадцатая. **Гидродинамика пароводяной смеси в агрегатах с естественной циркуляцией** 154
14.1. Принцип естественной циркуляции 154
14.2. Надежность работы контуров естественной циркуляции 158
14.3. Надежность работы опускных труб 162
Глава пятнадцатая. **Принудительное движение рабочей среды в системах с параллельно включенными трубами** 163
15.1. Принудительное движение воды и пара в трубах энергетических агрегатов 163
15.2. Особенности движения среды в системе труб при сверхкритическом давлении 165
15.3. Влияние тепловых и гидравлических разверок и неравномерностей трубных элементов на массовые скорости среды 167
15.4. Пульсация пароводяного потока 167
15.5. Особенности гидродинамики агрегатов с многократной принудительной и комбинированной циркуляцией 168
15.6. Гидравлические схемы пароперегревателей 171
15.7. Влияние тепловых разверок на работу пароперегревателей 173
15.8. Температурный режим поверхностей нагрева 177

РАЗДЕЛ V. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ И КОМПОНОВКА ПАРОВЫХ КОТЛОВ

Глава шестнадцатая. **Тепловой расчет парового котла** 178
16.1. Тепловая схема парового котла 178
16.2. Тепловые расчеты паровых котлов 182
16.3. Расчеты паровых котлов на ЭВМ 190
Глава семнадцатая. **Компоновка парового котла и его элементов** . . 194
17.1. Основные типы компоновок паровых котлов 194
17.2. Компоновка топочных устройств 196
17.3. Выбор основных размеров котла 198
17.4. Компоновка отдельных поверхностей нагрева 199

РАЗДЕЛ VI. МЕТОДЫ ПОЛУЧЕНИЯ ЧИСТОГО ПАРА И ПОДДЕРЖАНИЯ ЧИСТОТЫ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

Глава восемнадцатая. **Водный режим**
18.1. Характеристика природных вод . . . 208
18.2. Поведение примесей в рабочей среде . . . 208
18.3. Требования к качеству питательной воды и пара . . . 209
18.4. Методы вывода примесей из цикла . . . 217
18.5. Станционная водоподготовка . . . 218
18.6. Баланс примесей и продувка . . . 219
18.7. Водный режим барабанных котлов . . . 222
18.8. Водный режим прямоточных котлов . . . 223
Глава девятнадцатая. **Методы получения чистого пара** . . . 224
19.1. Способы удаления примесей из пара . . . 225
19.2. Ступенчатое испарение . . . 225
19.3. Сепарация пара . . . 227
19.4. Промывка пара . . . 229
Глава двадцатая. **Надежность и экономичность работы поверхностей нагрева** . . . 234
20.1. Загрязнение поверхностей нагрева . . . 235
20.2. Коррозия . . . 235
20.3. Эрозия . . . 236
20.4. Очистка поверхностей нагрева от наружных загрязнений . . . 244
20.5. Очистка поверхностей нагрева от внутритрубных образований . . . 245

РАЗДЕЛ VII. АВТОМАТИЗАЦИЯ РАБОТЫ ПАРОВЫХ КОТЛОВ

Глава двадцать первая. **Регулирование перегрева пара** . . . 250
21.1. Температура перегретого пара и ее изменение при работе котла . . . 253
21.2. Динамика переходных процессов . . . 253
21.3. Способы регулирования температуры перегрева пара . . . 254
Глава двадцать вторая. **Автоматическое регулирование паровых котлов** . . . 257
22.1. Общие вопросы автоматического регулирования . . . 261
22.2. Анализ устойчивости системы автоматического регулирования . . . 261
22.3. Автоматическое регулирование паровых котлов . . . 263

РАЗДЕЛ VIII. МЕТАЛЛЫ, КАРКАС, ОБМУРОВКА, ТРУБОПРОВОДЫ И АРМАТУРА ПАРОВЫХ КОТЛОВ

Глава двадцать третья. **Металлы и прочность элемеитов паровых котлов** . . . 264
23.1. Особенности работы металла в паровых котлах . . . 267
23.2. Стали, используемые в котлостроеиии . . . 267
23.3. Расчеты прочности основных элементов котла . . . 269
23.4. Оценка долговечности трубной системы паровых котлов при малоцикловой усталости и ползучести . . . 271
Глава двадцать четвертая. **Каркас и обмуровка парового котла** . . . 273
24.1. Конструирование каркаса . . . 275
24.2. Расчет и конструирование элементов каркаса . . . 275
24.3. Обмуровка . . . 278
Глава двадцать пятая. **Трубопроводы и арматура** . . . 282
25.1. Классификация трубопроводов . . . 282
25.2. Гидравлический расчет трубопроводов . . . 284
25.3. Тепловой расчет трубопроводов . . . 284
25.4 Прочностный расчет трубопроводов . . . 286
25.5. Пароводяная арматура . . . 289

РАЗДЕЛ IX. КОНСТРУКЦИИ ПАРОВЫХ КОТЛОВ

Глава двадцать шестая. **Котлы малой и средией производительности, пиковые теплофикационные** . . . 291
26.1. Котлы малой производительности . . . 291
26.2. Котлы средней производительности . . . 295
26.3. Пиковые теплофикационные водогрейные котлы . . . 301
Глава двадцать седьмая. **Энергетические паровые котлы** . . . 302
27.1. Энергетические котлы небольшой производительности . . . 302
27.2. Котлы с естественной циркуляцией для энергоблоков . . . 305
27.3. Прямоточные котлы энергоблоков . . . 307
27.4. Малогабаритные котлы . . . 316
27.5. Высоконапорные парогенераторы парогазовых установок . . . 319
27.6. Особенности парогенераторов для МГД-энергоблоков . . . 321
27.7. Перспективы развитня паровых котлов для энергоблоков . . . 323

Глава двадцать восьмая. **Организация проектирования паровых котлов и требования к их конструкции** 325
28.1. Общие положения разработки и проектирования паровых котлов . .325
28.2. Разработка технического задания 327
28.3. Составление эскизного, технического и рабочего проектов 328
28.4. Технологические требования к конструкции котла. Проектирование технологических операций 330
28.5. Монтажные требования к конструкции котлов 332
28.6. Ремонтопригодность 333
28.7. Анализ работоспособности и надежности оборудования 335

РАЗДЕЛ X. **ЭКСПЛУАТАЦИЯ ПАРОВЫХ КОТЛОВ И ЗАЩИТА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ**

Глава двадцать девятая. **Эксплуатация паровых котлов** 337
29.1. Общие вопросы эксплуатации 337
29.2. Распределение нагрузки между параллельно работающими котлами .339
29.3. Состояние паровых котлов в эксплуатации 340
29.4. Пуск парового котла в работу 341
29.5. Обслуживание парового котла во время работы 345
29.6. Методы эксплуатационного контроля избытков воздуха 346
29.7. Останов парового котла 347
29.8. Меры безопасиости при производстве и эксплуатации паровых котлов .348
Глава тридцатая. **Защита биосферы** 350
30.1. Выбросы вредных продуктов сгорания в атмосферу 350
30.2. Золоулавливание 354
30.3. Обезвреживание сточных вод ТЭС 356
30.4. Радиоактивные отходы 357

РАЗДЕЛ XI. **ГЕНЕРАЦИЯ ПАРА НА АЭС**

Глава тридцать первая. **Паропроизводящие агрегаты АЭС** 357
31.1. Методы геиерации водяного пара на АЭС 357
31.2. Тепловые схемы АЭС 358
31.3. Атомные реакторы — производители водяного пара 362
31.4. Особенности парогенераторов для разных теплоиосителей 363
31.5. Классификация парогеиераторов АЭС 366
Глава тридцать вторая. **Конструирование парогенераторов АЭС** . . .370
32.1. Требования к конструкции парогенераторов 370
32.2. Коиструкция горизонтальиого парогенератора для реактора типа ВВЭР371
Предметный указатель 374

ПР

На
раторы
ских и
ростро
части –
текающ
нию об
мых в
в разл
ливо,
паровы
сказат
намики
торов
В у
времен
отводи
агрега
котлов
плуата
В у
отдель
ристик
пригот
ройств
В у
ния: р
с испо
ния те
ские,
ности,
паровы
Авт
рассмо
мическ
да и т
ния па
Авт
и гл. 1
24; Т.
валевы
Авт
пароге
В. А.
инжене
кафедр
В. П.
ровани
Н. П.
Все
дарнос
Шлюзо

ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящий учебник излагает основы обширного курса — парогенераторы, изучаемого в высшей школе и читаемого студентам энергетических и политехнических вузов по специальности 0520 — «Парогенераторостроение». В учебнике основное внимание уделено теоретической части — анализу физических и физико-химических процессов, протекающих в паропроизводящих агрегатах электростанций, использованию обязательных Нормативных расчетных методик, широко применяемых в парогенераторостроении. Следует отметить общность процессов в различных паропроизводящих аппаратах. Это положение справедливо, например, для подготовки и сжигания органического топлива в паровых котлах, парогенераторов ПГУ и МГД-установок. То же можно сказать о теоретических и некоторых практических аспектах гидродинамики, теплообмена, водного режима паровых котлов, атомных реакторов и парогенераторов АЭС, парогазовых установок и др.

В учебнике после общего ознакомления с основным для настоящего времени производителем пара — паровым котлом значительное место отводится рассмотрению рабочих процессов в других паропроизводящих агрегатах. Далее следует разбор конструкций и компоновок паровых котлов, основ их проектирования, изготовления, автоматизации, эксплуатации, описание парогенераторов АЭС, МГД-электростанций и др.

В учебно-методических целях принята графическая систематизация отдельных процессов, конструкций и систем, как, например: характеристики различных видов коррозий, воды и ее примесей, систем пылеприготовления, конструкций топок, арматуры, сепарационных устройств и др.

В учебнике освещены специфические вопросы парогенераторостроения: расчет и проектирование конструкций и элементов оборудования с использованием ЭВМ, принципы автоматизации на ЭВМ проектирования технологических операций; определены требования — конструкторские, технологические, монтажные, эксплуатационные, ремонтопригодности, надежности оборудования на стадии разработки конструкций паровых котлов и парогенераторов.

Авторы старались в учебнике, не выделяя в отдельные разделы, рассмотреть в надлежащих местах такие вопросы, как технико-экономические обоснования выбора оптимальных параметров, охрана труда и техника безопасности, новые тенденции в области конструирования парогенераторов и их элементов, защита окружающей среды и др.

Авторами написаны следующие разделы: А. П. Ковалев — введение и гл. 1—5, 7—9, 18, 20, 26, 27, 29—32; Н. С. Лелеев — гл. 12—17, 21 — 24; Т. В. Виленский — гл. 6, 10, 11, 25, 28, § 16.3; совместно А. П. Ковалевым и Н. С. Лелеевым — гл. 19.

Авторы выражают сердечную благодарность коллективу кафедры парогенераторостроения МЭИ (зав. кафедрой докт. техн. наук В. А. Двойнишников), коллективу кафедры парогенераторостроения и инженерной теплофизики Киевского политехнического института (зав. кафедрой докт. техн. наук Ю. Г. Дашкиев) и докт. техн. наук В. П. Глебову за ценные советы и замечания, сделанные при рецензировании учебника, докт. техн. наук П. А. Акользину и канд. техн. наук Н. П. Субботиной за просмотр отдельных глав.

Все замечания и пожелания по учебнику авторы примут с благодарностью, их следует направлять по адресу: 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10, Энергоатомиздат.

Авторы

ВВЕДЕНИЕ

Основным рабочим телом при выработке электроэнергии из химической энергии топлива на тепловых электрических станциях (ТЭС) и из ядерной энергии на атомных электрических станциях (АЭС) является *водяной пар*.

Парогенерирующие аппараты согласно ГОСТ 23172-78 «Котлы паровые стационарные. Термины и определения» называются на ТЭС с паротурбинными установками — паровыми котлами; на ТЭС с парогазовыми установками и на АЭС с многоконтурными схемами — парогенераторами; на АЭС с одноконтурными схемами такими аппаратами являются ядерные реакторы.

По устройству и протекающим процессам парогенерирующие аппараты являются наиболее сложными в конструктивном и эксплуатационном отношениях, металлоемкими, габаритными и дорогими. На рис. В.1 представлена схема использования паропроизводящих аппаратов в энергетике.

Электроэнергия в настоящее время вырабатывается в основном на ТЭС, оборудованных паровыми котлами. Паровые котлы устанавливаются на конденсационных электростанциях (КЭС), где пар используется для выработки электроэнергии, на теплоэлектроцентралях, (ТЭЦ) — для комбинированной выработки как электроэнергии, так и тепловой энергии, отправляемой потребителям по теплофикационным трубопроводам на отопление и производственные нужды.

В паровом котле химическая энергия топлива преобразуется в потенциальную энергию пара с потерями теплоты 6—10%; в паровой турбине кинетическая энергия пара преобразуется в механическую энергию (вращение вала турбогенератора) с потерями теплоты, доходящими до 50%, в основном в конденсаторе за счет отвода теплоты с циркуляционной водой. В электрическом генераторе механическая энергия превращается в электрическую с небольшими потерями на трение; электрические и магнитные потери суммарно составляют примерно 2%. В итоге на КЭС теплота превращается в электрическую энергию с невысоким КПД, порядка 40% (рис. В.2).

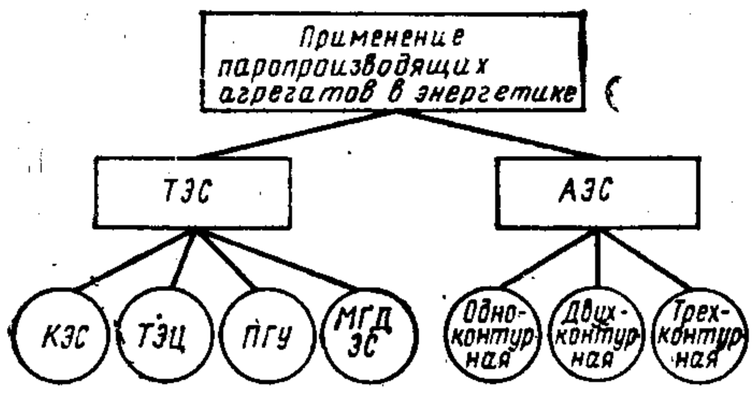


Рис. В.1. Применение паропронзводящих аппаратов в энергетике

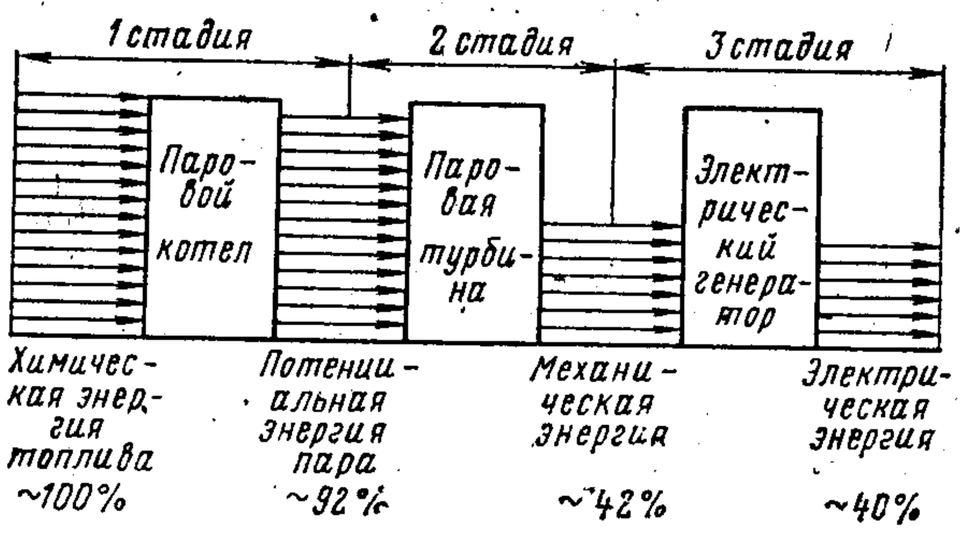


Рис. В.2. Схема превращения энергии на ТЭС

На рис. В.3,*а*, *б* представлены простейшие тепловые схемы КЭС и ТЭЦ. Как видно, в схеме КЭС в паровом котле происходят два процесса: выработка перегретого пара для цилиндра высокого давления (ЦВД) паровой турбины и перегрев промежуточного (вторичного) пара для цилиндра низкого давления (ЦНД) для повышения экономичности цикла и снижения эрозии лопаточного аппарата ЦНД турбины. Схема ТЭЦ отличается от КЭС наличием отборов пара на теплофикационную подогревательную установку и для внешних промышленных потребителей пара. Часто последние по характеру технологии производства не могут возвращать конденсат на ТЭЦ, и тогда нехватка конденсата восполняется за счет станционной водоподготовки. Паровые котлы нашли также широкое применение в промышленном производстве: как котлы-утилизаторы в печных установках для использования высокотемпературной теплоты плавильных печей и как энерготехнологические котлы для сжигания горючих, часто токсичных отходов производства.

За счет больших потерь теплоты при конденсации пара термический КПД ТЭС не может быть выше 42%, даже на сверхкритических давлениях. Поэтому приходится искать пути его повышения, к таковым в настоящее время можно отнести парогазовые установки (ПГУ) и магнитогидродинамические генераторы (МГДГ).

На рис. В.3,*в* показана схема комбинированной парогазовой установки (ПГУ) с высоконапорным парогенератором (ВПГ); паровая турбина работает на паре, а газовая — на дымовых газах ВПГ, сжатых до 0,8—1,0 МПа. В комбинированной ПГУ достигается экономия топлива (природного газа) по сравнению с КЭС за счет более глубокого охлаждения отработавших в ВПГ продуктов сгорания.

В комбинированных парогазовых установках (ПГУ) электроэнергия вырабатывается параллельно на паротурбинном и газотурбинном агрегатах. Пар и газ в ПГУ вырабатываются высоконапорным парогенератором (ВПГ). Преимущества парогазовых установок заключаются в снижении против чисто парового цикла удельного расхода топлива на выработку электроэнергии.

Генерация водяного пара на атомных электростанциях осуществляется по одной из трех принятых схем — одноконтурной, двухконтурной и трехконтурной. В первой схеме роль парогенератора выполняет кипящий реактор, во второй и третьей — устанавливается особый парогенератор, который теплоту теплоносителя (воды, газа, жидкого металла) передает рабочему телу (воде) и вырабатывает пар необходимых параметров.

На АЭС, работающей по *одноконтурной схеме* (рис. В.3,*г*), кипящий реактор за счет теплоты, полученной при делении тяжелых ядер, испаряет воду, охлаждающую активную зону реактора, которая одновременно является на АЭС теплоносителем и рабочим телом. Таким образом, кипящий реактор совмещает в себе два агрегата: ядерный реактор и парогенератор. В *двухконтурной схеме* (рис. В.3,*д*) установлены отдельно реактор и парогенератор. *Трехконтурная схема* (рис. В.3,*е*) работает на жидкометаллическом теплоносителе и имеет: реактор, охлаждаемый Na, промежуточный Na-Na-теплообменник, установленный для предупреждения радиационного облучения рабочей среды (воды) и паротурбинного оборудования АЭС, и, наконец, парогенератор, в котором теплота жидкого Na используется для получения пара.

Исследования и освоение первых АЭС позволили развернуть строительство в основном на территории европейской части СССР крупных

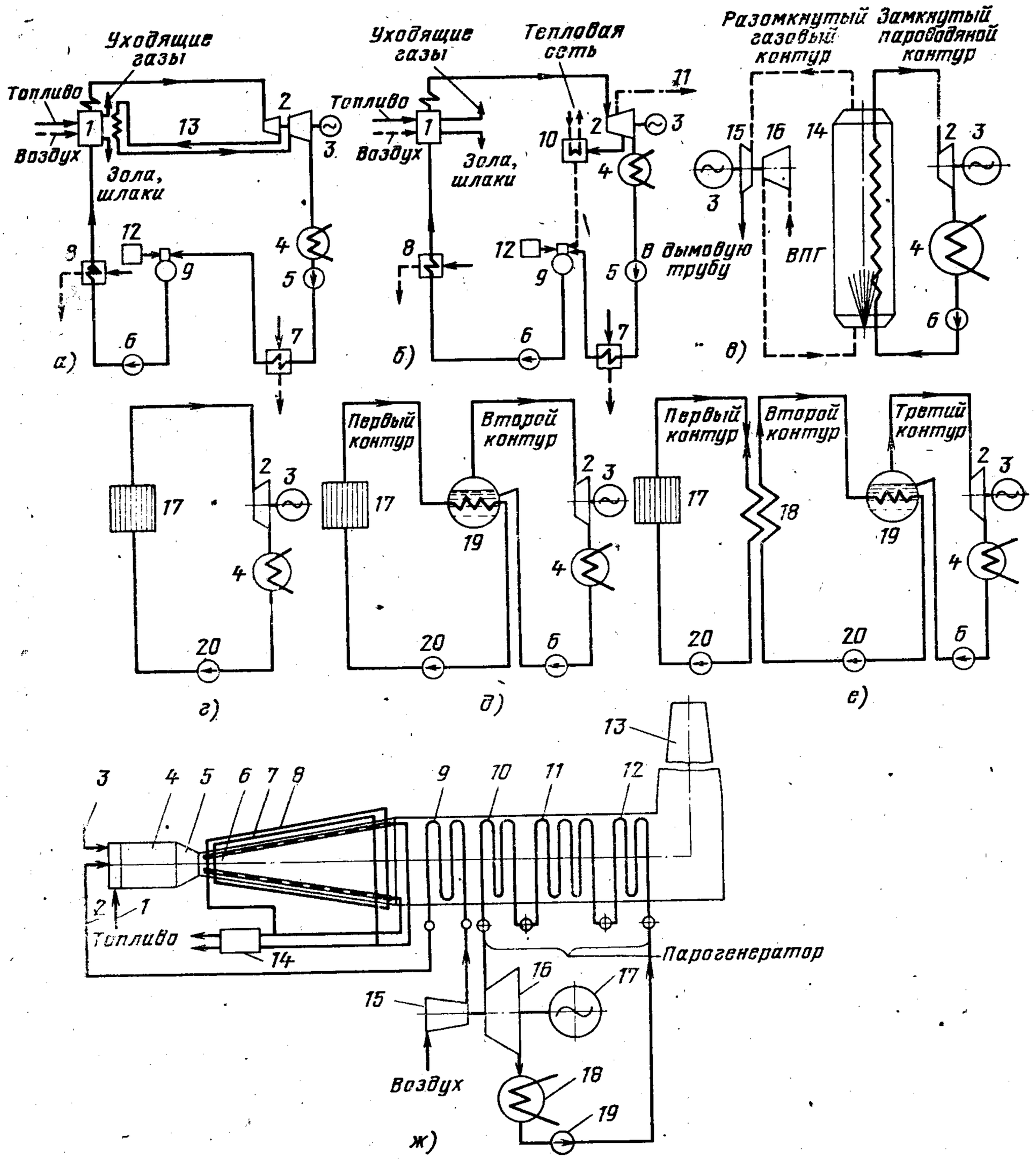


Рис. В.3. Схема использования паропроизводящих аппаратов в энергетике:

а — конденсационная электростанция (КЭС); *б* — теплоэлектроцентраль (ТЭЦ); *в* — парогазовая установка (ПГУ); *г* — одиоконтурная АЭС; *д* — двухконтурная АЭС; *е* — трехконтурная АЭС; *1* — паровой котел; *2* — паровая турбина; *3* — электрический генератор; *4* — конденсатор пара; *5* — конденсатный насос; *6* — питательный насос; *7* — подогреватели низкого давления; *8* — подогреватели высокого давления; *9* — деаэратор; *10* — сетевые подогреватели воды; *11* — промышленный отбор пара; *12* — химводоочистка; *13* — подвод пара к промежуточному перегревателю; *14* — высоконапорный парогенератор; *15* — газовая турбина; *16* — компрессор; *17* — ядерный реактор; *18* — теплообменник; *19* — парогенератор; *20* — циркуляционный насос; *ж* — принципиальная схема открытого цикла МГД-установки: *1* — природный газ; *2* — воздух; *3* — ионизирующие присадки; *4* — камера сгорания; *5* — разгонное сопло; *6* — МГД-канал; *7* — высокотемпературные электроды; *8* — обмотка магнитов; *9* — воздушный подогреватель; *10* — пароперегреватель; *11* — испарительная часть парогенератора; *12* — экономайзер; *13* — дымовая труба; *14* — инжектор; *15* — компрессор; *16* — паровая турбина; *17* — электрический генератор; *18* — конденсатор; *19* — питательный насос

конденсационных и теплофикационных АЭС с реакторами на тепловых нейтронах единичной мощностью в 1000 и 1500 МВт.

В настоящее время начато опытно-промышленное освоение нового способа генерирования электроэнергии — на магнитогидродинамических надстройках тепловых электростанций (МГДЭС), где роль парогенератора заключается в утилизации теплоты газов, отработанных в каналах МГД-генератора.

Магнитогидродинамический метод является прямым безмашинным способом преобразования теплоты в электричество. МГД-установка работает так (см. схему на рис. В.3,*ж*): атмосферный воздух, сжатый в компрессоре и нагретый в особых устройствах до 1000—1700 °С, поступает в высокоинтенсивную камеру сгорания, в которую подается топливо (природный газ) и ионизирующий добавок в виде соединений щелочных металлов. Продукты сгорания нагреваются до 2500—2700 °С и ионизируются. Высокотемпературная электропроводящая плазма разгоняется в сопле до скорости 700 м/с и выше и подается в магнитогидродинамический канал генератора. Плазма движется в мощном магнитном поле канала и индуцирует постоянный ток, который снимается высокотемпературными электродами и отводится к преобразователю постоянного тока на переменный. Теплота газов, покидающих канал, с температурой 2000—2300 °С, используется, во-первых, на нагрев воздуха, во-вторых, на работу парогенератора и паровой турбины по циклу ТЭС. КПД МГД-установки в целом может превышать 50%, при этом вырабатывается электроэнергия за счет МГД-генератора порядка 40—50%, остальную дает паротурбинная установка.

Наконец, есть способ использования парогенераторов как преобразователей возобновляемой энергии солнечного излучения, теплоты океанов, геотермальных вод и, возможно, в термоядерных установках будущего при синтезе легких элементов.

Перспективным представляется строительство гелиоэлектростанций башенного типа, в которых управляемые зеркала гелиостатов отражают и направляют солнечную радиацию на центральный приемник с парогенератором, размещенным на высокой башне. Парогенератор вырабатывает пар до 150 кг/с (550 т/ч) с температурой 500 °С. Пар направляется в паровую турбину, работающую по обычной схеме ТЭС. Высота башни доходит до 300 м и больше, электрическая мощность гелиостанции достигает 100 МВт.

С помощью парогенераторов может быть использована и теплота Земли от пористых пород вулканического происхождения и от «сухой теплоты» плотных слоев земной коры с глубин 3 км—так называемых геотермальных источников воды и пара. Но при этом возникает много нерешенных технических проблем; одна, общая для обоих способов, проблема — это существенное солесодержание горячей воды и пара, которое вызывает значительную коррозию конструкционных материалов и ставит в тяжелое положение эксплуатацию паровых турбин и трубопроводов. Пар геотермальных установок обычно имеет температуру не выше 300 °С; но можно вместо пара извлекать с глубин перегретую воду под давлением, которая используется по обычной схеме в парогенераторных установках. В настоящее время единичная установленная мощность геотермальных электростанций достигла 300 МВт.

Многообразие методов выработки используемой энергии, в том числе и тепловой, ставит задачу всестороннего изучения теоретических основ протекающих при этом процессов и знания конструкций аппаратов, в которых эти процессы реализуются.

РАЗДЕЛ I

ОБЩЕЕ ОЗНАКОМЛЕНИЕ С ПАРОВЫМИ КОТЛАМИ

ГЛАВА ПЕРВАЯ

ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ, КЛАССИФИКАЦИЯ И ТИПЫ ПАРОВЫХ КОТЛОВ

1.1. ПАРОВОЙ КОТЕЛ В ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СХЕМЕ ПРОИЗВОДСТВА ПАРА

Паровым котлом называется устройство для выработки пара с давлением выше атмосферного за счет теплоты сжигаемого топлива.

Технологическая схема производства пара в паровом котле на электростанции, сжигающей угли в пылевидном состоянии, представлена на рис. 1.1. Кусковое топливо выгружается вагоноопрокидывателем *1* в топливный бункер *2*, откуда питателем *3* подается в дробилку *8*, в которой топливо измельчается до куска размером 15 мм. Уголь затем собирается в бункер дробилки *12* и подается в углеразмольную мельницу *13*. Готовая угольная пыль вместе с нагретым в воздухоподогревателе *25* воздухом через горелки *14* поступает в топочную камеру *15* парового котла *16*, где и сгорает. Зола частично осаждается в топке и системой шлакоудаления *31* эвакуируется из котельной. Основная масса золы проходит газоходы котла в золоуловитель *28*, остатки неуловленной летучей золы вместе с продуктами сгорания рассеиваются дымо-

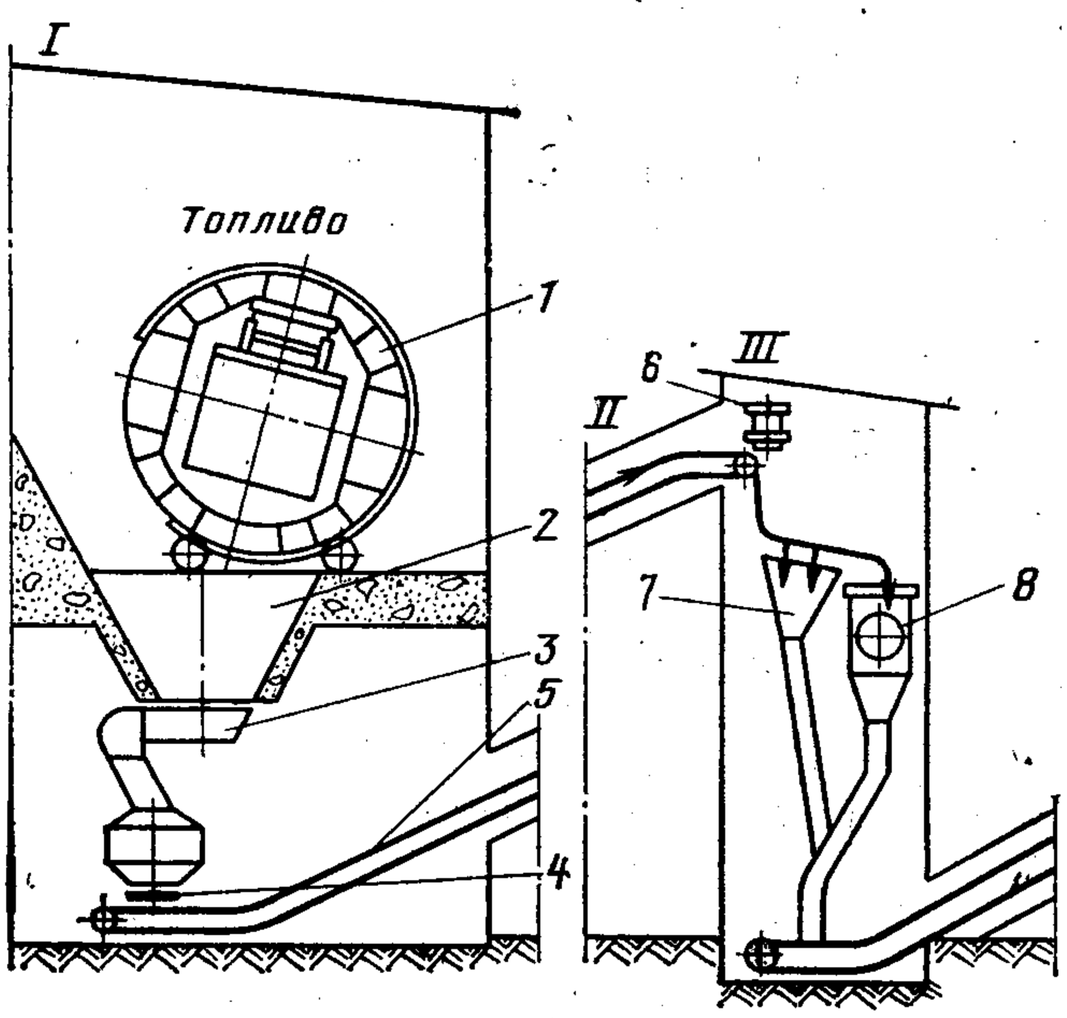


Рис. 1.1. Технологическая схема производства пара:

I — приемо-разгрузочное помещение *II* — галерея конвейеров первого подъема; *III* — дробильное помещение; *IV* — галерея конвейеров второго подъема; *V* — главное здание; *1* — вагоноопрокидыватель; *2* — бункер топлива; *3* — питатель топлива; *4* и *10* — горизонтальный конвейер; *5* — конвейер первого подъема; *6* — электромагнитный сепаратор железа; *7* — грохоты; *8* — дробилка; *9* — конвейер второго подъема; *11* — сбрасыватель; *12* — бункер дробленки; *13* — углеразмольная мельница; *14* — горелки: *15* — топочная камера; *16* — котел (прямоточный); *17* — топочные экраны; *18* — горизонтальный газоход; *19* — конвективная шахта (вертикальный газоход); *20* — переходная зона; *21* — радиационный пароперегреватель; *22* — конвективный пароперегреватель; *23* — пароперегреватель промежуточного перегрева пара; *24* — экономайзер; *25* — воздухоподогреватель; *26* — короб холодкого воздуха; *27* — дутьевой вентилятор; *28* — золоуловитель; *29* — дымосос; *30* — дымовая труба; *31* — устройство шлакоудаления; *32* — устройство золоудаления

вой трубой *30* в окружающей атмосфере. Питательная вода насосом подается из машинного зала в паровой котел, проходит его поверхности нагрева *24*, *17*, *20*, *21*, *22*, в которых испаряется. Пар, полученный из воды, перегревается в пароперегревателе и направляется в машинный зал к паровой турбине.

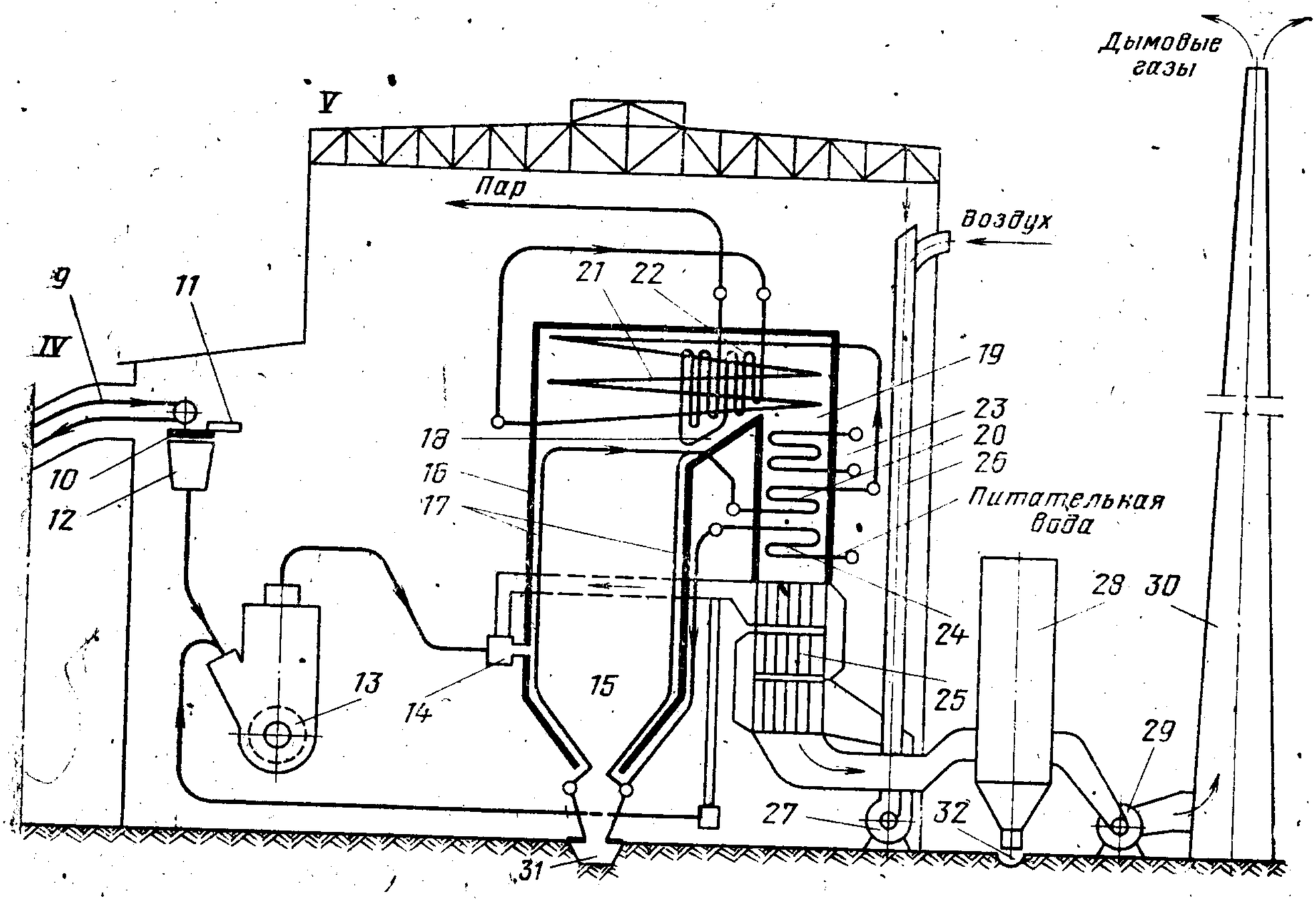
1.2. ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ И ТЕРМИНЫ ПАРОВЫХ КОТЛОВ

На рис. 1.2 представлена схема устройства парового котла с естественной циркуляцией, на примере которого рассматриваются принятые в котлостроении термины, определения, принципиальное назначение узлов агрегата.

Основными рабочими элементами парового котла являются поверхности нагрева, которые представляют собой металлические трубчатые поверхности, с одной стороны омываемые горячими дымовыми газами, а с другой — водой, пароводяной смесью, паром, воздухом. Размер поверхности обычно принимается по стороне труб, омываемой газами (теплоносителем), и измеряется в квадратных метрах ($м^2$).

Экономайзер *11*, *12* — трубчатая поверхность нагрева, служащая для подогрева горячими дымовыми газами питательной воды, подаваемой в котел питательным насосом. Питательная вода подается из машинного зала в котельную обычно с температурой ниже кипения на несколько десятков градусов. Догрев ее до кипения в барабанных агрегатах и до $t_{нас}$ — —30 °С в прямоточных осуществляется в теплообменных аппаратах — экономайзерах.

Экономайзеры появились в начале XIX в., С. В. Литвинов (1785—1843) впервые установил экономайзер на уходящих дымовых газах паросиловой установки, руководствуясь *«экономией»* топлива, что и определило его наименование на все последующие годы.



Особенно возросла роль экономайзеров при переходе к высоким давлениям из-за роста $i_{эк}$. В настоящее время в ряде конструкций в экономайзерах не только подогревается питательная вода до точки кипения, но и выдается пар в количестве до 15%. Поэтому различают экономайзеры кипящие и некипящие.

Барабан. Вода по трубопроводу *13* подается из экономайзера в барабан *1*, из которого котловая вода, перемешанная с питательной, направляется по опускным трубам *9* на питание испарительных поверхностей нагрева, в данном случае топочных настенных трубчатых экранов *7*. В экранных трубах происходит частичное испарение воды, пароводяная смесь в барабане разделяется на воду и пар. Соответственно в барабане имеются водяное *2* и паровое *3* пространства. Условная поверхность, отделяющая паровое пространство от водяного, носит название зеркала испарения. Уровень воды в барабане контролируется системой водоуказательных приборов. Различают два крайних по высоте уровня воды — низший и высший. Низший уровень определяется опасением оставить опускные трубы и их экраны без воды, особенно с учетом возможности воронкообразования. Высший уровень устанавливается таким, чтобы исключался заброс влаги с паром и влажность последнего не превосходила допустимых пределов. Объем воды между предельными уровнями называют запасом питания. Для современных высокофорсированных котлов по сравнению со старыми конструкциями запас питания снизился с нескольких десятков минут до нескольких десятков секунд, что настоятельно потребовало замены ручного управления питания водой автоматическим.

Вода в барабане, замыкая цикл, вновь поступает в опускные трубы *9* и нижние коллекторы *10*. Насыщенный пар проходит внутрибарабанные сепарационные устройства, оставляя здесь часть влаги с примесями, и направляется по паропроводу *14* на перегрев в пароперегреватель.

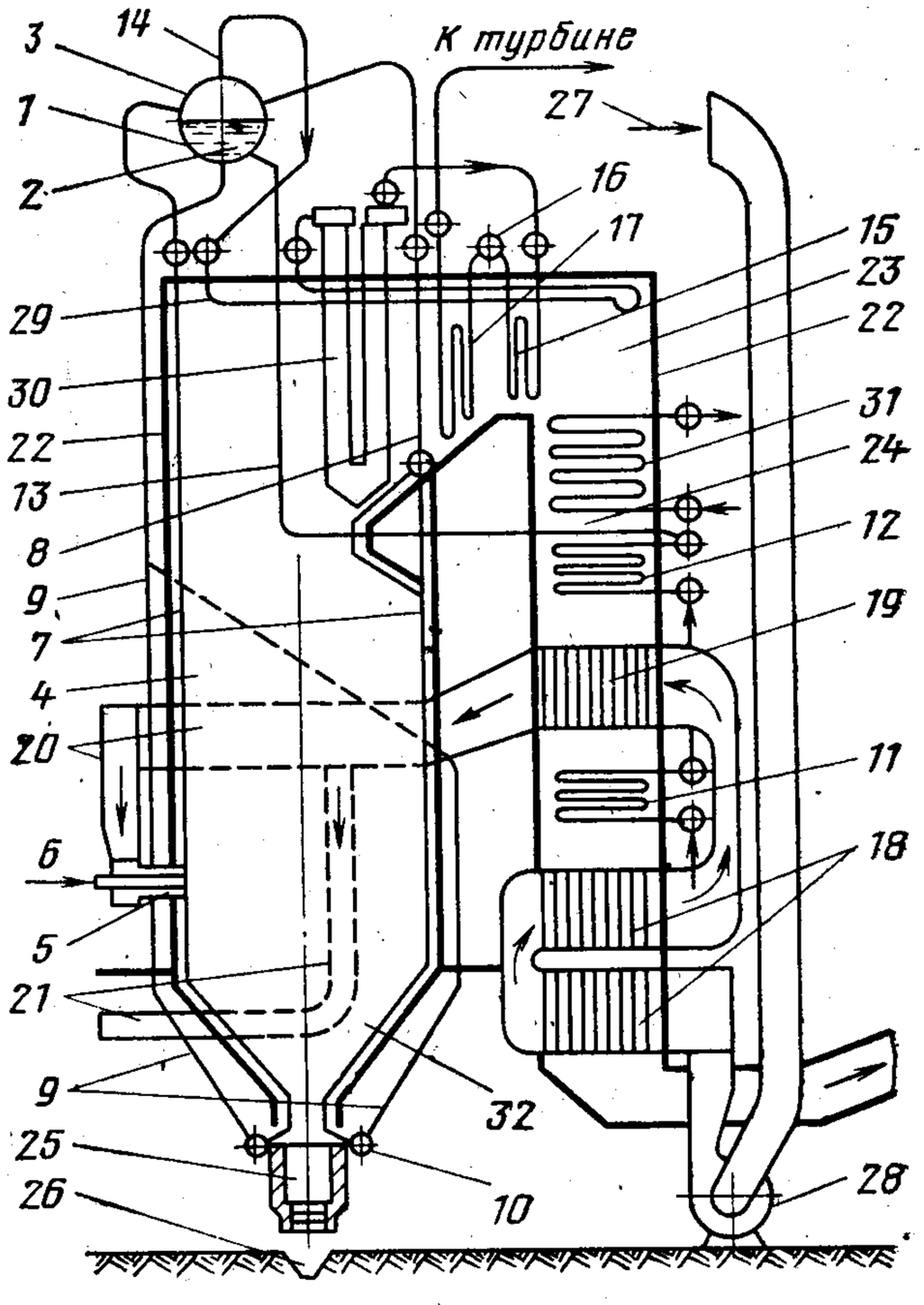


Рис. 1.2. Схема устройства парового котла с естественной циркуляцией

Барабан является самым сложным, металлоемким и дорогим узлом парового котла. В барабане осуществляются сбор и раздача рабочей среды, обеспечение запаса воды в котле, разделение пароводяной смеси на пар и воду. Для этой цели используются не только паровой объем барабана, но и размещенные в нем паросепарационные устройства. Кроме того, наличие барабана дает возможность поддерживать концентрацию примесей в котловой воде, а следовательно, и качество пара на определенном заданном уровне.

Испарительная поверхность котла — это трубчатая поверхность нагрева, в которой осуществляется

испарение воды за счет теплоты дымовых газов. Дымовые газы передают теплоту поверхностям нагрева двумя способами: за счет лучеиспускания газов, тогда поверхности нагрева называют *радиационными*, или за счет конвекции, т. е. непосредственного контакта с газами, и в этом случае поверхности называют *конвективными*.

Все современные энергетические котлы оборудуются экранами, под которыми понимают поверхность нагрева, расположенную на стенах топочной камеры *4*, конвективных газоходов *24* и ограждающую стены от воздействия высоких температур.

Пароперегреватель — трубчатая поверхность нагрева, служащая для подогрева пара выше температуры насыщения за счет теплоты, переданной конвекцией или комбинированно: радиацией в топке и конвекцией в газоходах. Пар в перегревателе проходит последовательно: потолочный перегреватель *29*, ширмы *30* — плоские трубчатые полурадиационные поверхности, далее первый контур конвективного перегревателя *15* и второй — *17*. Между ними расположен пароохладитель *16*, впрыскивающий питательную воду. Пройдя перегреватель, пар направляется к потребителю с необходимой температурой перегрева.

На котле, изображенном на рис. 1.2, имеется *вторичный* промежуточный пароперегреватель *31*, служащий для повышения температуры пара, отработавшего в ряде ступеней турбины. Перед пароперегревателем установлен фестон *8*, являющийся испарительной поверхностью, образованной из разреженного в верху топки заднего экрана. Назначение фестона заключается в организации свободного выхода из топки *4* топочных газов в поворотный горизонтальный газоход *23*.

Топка (топочная камера) котла предназначена для сжигания органического топлива, частичного охлаждения продуктов сгорания за счет передачи теплоты топочным экранам и выделения из продуктов сгорания золы. Топочная камера *4* имеет на фронтовой стене ряд круглых пылеугольных горелок *5*, к которым из системы пылеприготовления подведено топливо с первичным воздухом *6* и вторичным горячим воздухом *20*.

Воздухоподогреватель. Первичный и вторичный воздух нагреваются в воздухоподогревателе *18*, *19*, по воздуховоду *21* часть воздуха, называемого *первичным*, направляется на сушку и транспорт пыли.

Воздухоподогреватели как элемент паровых котлов появились в начале XX в. для подогрева воздуха, подаваемого на горение топлива, так как горячий окислитель топлива значительно интенсифицирует процесс горения. Кроме того, повышая температуру горения в топке, окислитель повышает температурный напор между теплоносителем и рабочим телом по всем поверхностям нагрева котла, и тем самым интенсифицируется теплообмен, снижаются недожог топлива и удельная затрата металла на поверхности нагрева.

Дутьевой вентилятор *28* забирает теплый воздух из-под крыши котельной *27* и подает его на подогрев в воздухоподогреватель.

В нижней части топки имеется система твердого шлакоудаления, состоящая из холодной воронки *32*, шлаковой шахты *25* и канала гидрошлакоудаления *26*.

Дымосос. Дымовые газы из воздухоподогревателя направляются в золоуловитель, от него к дымососу, наконец, через дымовую трубу выбрасываются в атмосферу при температуре уходящих газов 120—160 °С.

Котел, изображенный на рис. 1.2, имеет со стороны дымовых газов систему под разрежением или, как ее называют, систему с уравновешенной тягой, создаваемую совместным действием дымососной и дутьевой установок. Здесь дутьевой вентилятор *28* создает давление в воздушном подогревателе (1000—3000 Па), воздуховодах *20*, горелках *5*. Дымосос устанавливается, из соображения эрозии, после золоуловителей и создает разрежение, начиная с топки (примерно 20 Па в верху топочной камеры) и кончая самим дымососом (~ до 4000 Па). Однако появилась и другая, более простая система под наддувом 2000—6000 Па, создаваемым работой только дутьевой установки на трассе от всаса *27* и до дымовой трубы включительно.

Дутьевой вентилятор, дымосос, питательный насос, устройства пылеприготовления, золоулавливания, шлакозолоудаления и золоочистки являются вспомогательным оборудованием, обеспечивающим работу котла.

Котел с внешней стороны имеет наружное ограждение—обмуровку *22* и включает в себя обшивку из стального листа 3—4 мм со стороны помещения котельной, вспомогательный каркас, огнеупорную обмуровку, тепловую изоляцию толщиной 50—200 мм. Основное назначение обмуровки и обшивки заключается в уменьшении тепловых потерь в окружающую среду и обеспечении газовой плотности.

Каждый паровой котел снабжается гарнитурой и арматурой. К гарнитуре относятся все приспособления и устройства—лючки, лазы, шиберы, обдувочные устройства и т. п., к арматуре—все приборы и устройства, связанные с измерением параметров и регулированием рабочего тела (манометры, водоуказатели, задвижки, вентили, предохранительные и обратные клапаны и др.), обеспечивающие возможность и безопасность обслуживания агрегата.

Конструкции котла опираются на несущий стальной каркас, основными элементами которого являются стальные балки и колонны. Элементы мощных котлов подвешиваются к балкам, опирающимся на строительную конструкцию главного здания (см. гл. 24).

Котельный цех может размещаться внутри здания, т. е. иметь *закрытую компоновку* оборудования, что характерно для сурового климата большей части территории СССР, *открытую* и *полуоткрытую*, когда оборудование полностью или частично размещается под открытым небом (республики Средней Азии и Закавказья).

1.3. КЛАССИФИКАЦИЯ ПАРОВЫХ КОТЛОВ

По назначению паровые котлы можно разбить на несколько групп: энергетические, промышленные, отопительные, утилизационные, энерготехнологические и специальные.

Энергетические паровые котлы отличают: высокая единичная паропроизводительность, повышенные параметры пара, высокие требования к надежности и экономичности в процессе проектирования и изготовления на заводе, и, наконец, высокие требования к культуре их эксплуатации на электростанциях.

Промышленные паровые котлы вырабатывают пар для технологических нужд промышленности и сельского хозяйства.

Отопительные котлы производят пар или горячую воду для отопления промышленных, жилых и общественных зданий.

Особое место занимают котлы водогрейные отопительные. Водогрейный котел—устройство для получения горячей воды с давлением выше атмосферного.

Котлы-утилизаторы и энерготехнологические используют резервы вторичных энергетических ресурсов при переработке отходов химических производств, бытового мусора и др.

Котлы большой мощности (энергетические) и специальные высоконапорные парогенераторы парогазовых установок описаны в гл. 27. В гл. 26 приводится описание промышленных агрегатов и пиковых теплофикационных водогрейных котлов. Отопительные, утилизационные, энерготехнологические и водогрейные котлы в данном учебнике не рассматриваются.

Широкое распространение на практике получили классификации котлов: по давлению, производительности, способу циркуляции воды.

По давлению различают такие группы: котлы низкого (до 1 МПа), среднего (1—10 МПа), высокого (14 МПа), сверхвысокого (СВД) давления (18—20 МПа) и сверхкритического давления (СКД) (давление больше 22,5 МПа).

По производительности различают котлы малой, средней и большой производительности (энергетические).

По способу циркуляции воды все разнообразие конструкций паровых котлов малых и больших на весь диапазон рабочих давлений можно свести к трем типам: с естественной циркуляцией — рис. 1.3,*а*; с многократной принудительной циркуляцией — рис. 1.3,*б* и прямоточные — рис. 1.3,*в*.

В котлах с естественной циркуляцией движение рабочего тела по испарительному контуру осуществляется за счет разности плотностей столбов рабочей среды: воды $\rho_в$ в опускной питательной системе и пароводяной смеси $\rho_{см}$ в подъемной испарительной части циркуляционного контура (рис. 1.3,*а*). Движущий напор циркуляции S, Па, в контуре можно выразить формулой

$$S = hg(\rho_в - \bar{\rho}_{см}).$$

При критическом давлении рабочая среда является однофазной и ее плотность зависит только от температуры, а так как последние близки между собой в опускной и подъемной системах, то движущий напор циркуляции будет очень мал. Поэтому на практике естественная циркуляция применяется для котлов только до сверхвысоких давлений обычно не выше 18,5 МПа.

Движение рабочего тела по испарительному контуру характеризуется *кратностью циркуляции* K, которая представляет собой отношение часового массового расхода рабочего тела через испарительную

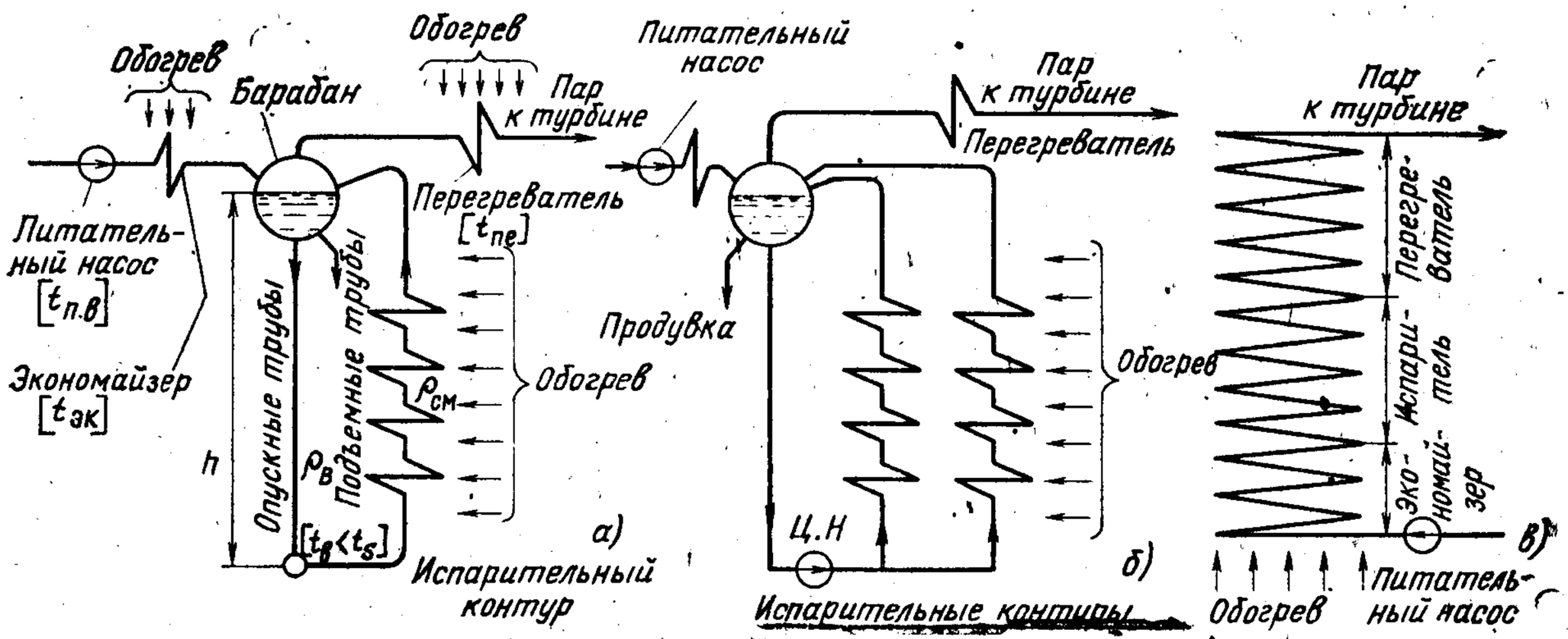


Рис. 1.3. Методы циркуляции воды

БИБЛИОТЕКА Новосибирского электротехнического института

систему котла к его часовой паропроизводительности. Для современных котлов сверхвысокого давления $K=5\div10$, для котлов низких и средних давлений от 10 до 25 МПа.

Особенностью котлов с естественной циркуляцией является способ компоновки поверхностей нагрева, заключающийся в следующем: опускные трубы не должны обогреваться для сохранения на достаточно высоком уровне $\rho_в$, подъемные трубы должны иметь такую трассу, чтобы по ходу образующейся в них пароводяной смеси нивелирные уровни их все время повышались из-за опасности образования паровых пробок, и третье — скорости воды и смеси во всех трубах должны быть умеренными для получения невысоких гидравлических сопротивлений, что достигается выбором труб поверхностей нагрева достаточно большого диаметра.

В котлах с многократной принудительной циркуляцией движение рабочего тела по испарительному контуру осуществляется в основном за счет работы циркуляционного насоса, включаемого в опускной поток рабочей жидкости (рис. 1.3,*б*). Кратность циркуляции поддерживается невысокой ($K=4\div8$), поскольку циркуляционный насос гарантирует ее сохранение при всех колебаниях нагрузки. Котлы с многократной принудительной циркуляцией позволяют экономить металл для поверхностей нагрева, особенно на СВД, так как допускают повышенные скорости воды и рабочей смеси и тем частично улучшают охлаждение стенки труб. Габариты агрегата при этом несколько снижаются, так как диаметры трубок можно выбирать меньшими, чем для котлов с естественной циркуляцией. Эти котлы могут применяться вплоть до критических давлений 22,5 МПа, наличие барабана дает возможность хорошо осушать пар и продувать загрязненную котловую воду. Все же этот тип котлов не нашел широкого распространения, особенно в СССР, в основном из-за наличия циркуляционных насосов.

В прямоточных котлах (рис. 1.3,*в*) кратность циркуляции равна единице и движение рабочего тела от входа воды в экономайзер и до выхода из агрегата перегретого пара принудительное, осуществляемое питательным насосом. Дорогой элемент — барабан отсутствует, что дает при сверхвысоком давлении известное преимущество прямоточным агрегатам; зато это обстоятельство вызывает при сверхкритическом давлении удорожание станционной водоподготовки, поскольку повышаются требования к чистоте питательной воды, которая должна в этом случае содержать примесей не больше, чем выдаваемый котлом пар. Прямоточные котлы универсальны по рабочему давлению, а на закритическом—вообще являются единственными генераторами пара на ТЭС — ТЭЦ и нашли большое распространение в современной электроэнергетике.

В послевоенные годы появилась разновидность циркуляции воды в прямоточных парогенераторах — *комбинированная циркуляция*, осуществляемая за счет особого насоса или дополнительного параллельного циркуляционного контура естественной циркуляции в испарительной части прямоточного котла, позволяющая улучшить охлаждение экранных труб при малых нагрузках котла за счет увеличения на 20—30% массы циркулируемой через них рабочей среды (см. § 15.5). Конструктивные схемы прямоточных котлов см. в гл. 27.

1.4. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ И ОБОЗНАЧЕНИЯ ПАРОВЫХ КОТЛОВ

К основным параметрам паровых котлов государственный стандарт (ГОСТ) относит номинальную паропроизводительность, номинальное

давление пара, номинальную температуру первичного и вторичного (промежуточного) перегрева пара, номинальную температуру питательной воды. Определения этих параметров даны ниже.

Номинальная производительность котла D, кг/с, есть наибольшая паропроизводительность, которую должен обеспечить котел при длительной эксплуатации, при сжигании основного топлива, при соблюдении номинальных параметров пара и питательной воды, с учетом допускаемых отклонений.

Номинальное давление пара p, МПа (кгс/см^2), т. е. принятое при проектировании котла абсолютное давление пара, которое должно обеспечиваться непосредственно за паросборной камерой пароперегревателя, а при отсутствии перегревателя — непосредственно перед паропроводом к потребителю пара при номинальной паропроизводительности котла.

Номинальные температуры пара $t_{пп}$, $t_{вт}$, °С, есть температуры пара, которые должны обеспечиваться котлом непосредственно за пароперегревателями при номинальных значениях основных параметров, с учетом допускаемых отклонений.

Номинальная температура питательной воды $t_{п.в}$, °С, — температура воды, принятая при проектировании котла и обеспечиваемая для его номинальной паропроизводительности перед входом в экономайзер.

Тепловое совершенство котла характеризуется коэффициентом полезного действия (КПД брутто $\eta^{бр}_к$), который представляет собой отношение теплоты, переданной рабочему телу (воде — пару), к теплоте, полученной при сжигании топлива. Для современных мощных котлов тепловые потери небольшие и $\eta^{бр}_к = 93 \div 94\%$.

Параметры пара в СССР регламентированы ГОСТ, что упорядочивает производство котлов и их эксплуатацию.

На стационарные паровые котлы в настоящее время действует ГОСТ 3619-82 на типы и основные параметры, который определяет типоразмеры, состояние или температуру пара, температуру питательной воды, вид топлива и топочного устройства.

Типоразмер парового котла включает: вид циркуляции воды, номинальную производительность и давление. Например: Пр-0,16-9 означает — котел с принудительной циркуляцией, паропроизводительностью 0,045 кг/с (0,16 т/ч) и абсолютным давлением пара 0,9 МПа (9 кгс/см^2) на твердом топливе с камерной топкой и твердым шлакоудалением.

Обозначение паровых котлов с естественной циркуляцией имеет букву Е, прямоточных котлов — букву П, котлов с принудительной циркуляцией — буквы Пр. Если котел с промежуточным перегревом, то добавляется буква П. Затем следуют цифры, первая из которых обозначает паропроизводительность (т/ч), а вторая — давление, (кгс/см^2). Так, для агрегата средней производительности можно, например, записать Е-75-40, что означает: «Стационарный паровой котел с естественной циркуляцией на 75 т/ч, абсолютным давлением 4,0 МПа (40 кгс/см^2), с открытой камерной топкой и твердым шлакоудалением». Для других условий к упомянутым обозначениям добавляется индекс: Ж — топка с жидким шлакоудалением; В — вихревая топка; Ц — циклонная топка; Р — решетка (слоевая топка); Г — газ; М — мазут; Н — котел под наддувом.

Пример: для парового котла с естественной циркуляцией и открытой камерной топкой, паропроизводительностью 10 т/ч, абсолютным давлением 1,4 МПа (14 кгс/см^2), на газе и мазуте с наддувом обозначение по ГОСТ запишется: котел паровой — Е 10-14 ГМН. Состояние пара и воды по ГОСТ: пар насыщенный, перегретый до 225, 250 и 440 °С, температура питательной воды 50, 100 и 145 °С.

Параллельно с маркировкой ГОСТ существует заводская маркировка. Заводы-изготовители применяют сокращеиную маркировку: вначале ставятся первые буквы наименования завода: Т или ТКЗ — Таганрогский котлостроительиый завод, П — Подольский машиностроительный завод, БКЗ — Барнаульский котельный завод, затем буква для характеристики топлива: П — пылеугольный; М — мазутный; Г — газовый; иногда дается по признаку циркуляции: П — прямоточный; Е — естественная циркуляция. При более ранней заводской маркировке давались еще цифры: производительность, порядковый номер серии, номер реконструкции и т. п.

Производство паровых котлов большой и средней мощности в Советском Союзе освоено на Таганрогском котельном заводе (ТКЗ) — ПО «Красный котельщик», Подольском машиностроительном заводе им. С. Орджоникидзе (ЗиО), Барнаульском котельном заводе (БКЗ), входящем в ПО «Сибэнергомаш», Белгородском заводе «Энергомаш» (БЗЭМ).

Котлы малой производительности изготовляют многие заводы, основными из которых являются Бийский котельный завод (БиКЗ), Монастырищенский машиностроительный завод (Черкасская область).

1.5. ТИПЫ И КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ ПАРОВЫХ КОТЛОВ

Котлы с естественной циркуляцией

Паровые котлы с естественной циркуляцией строятся в широком диапазоне единичных мощностей. Отдельные конструкции котлов с естественной циркуляцией представлены по мощным агрегатам в гл. 27, по малым и средним — в гл. 26.

Во всех конструкциях котлов с естественной циркуляцией питательная вода после экономайзера или прямо из питательного трубопровода, если нет отдельного экономайзера, подается непосредственно в барабан и затем попадает в гофрированную раздаточную трубу, расположенную по всей длине барабана. Питательная вода смешивается с котловой и нагревается до температуры насыщения за счет теплоты конденсации части пара. Далее смесь котловой и питательной воды с температурой насыщения по опускным необогреваемым или слабо обогреваемым трубам опускается вниз и поступает в нижние распределительные коллекторы, питающие испарительные поверхности (экраны, пучки труб и т. п.). Вода, поднимаясь по ним вверх из-за разности плотностей, частично испаряется, и пароводяная смесь поступает в барабан, где пар покидает зеркало испарения и поднимается в паровое пространство барабана. Насыщенный пар освобождается от брызг и крупных капель котловой воды, проходит паровой сепаратор, где влажность его доводится до проектно-допустимой величины, и отводится из барабана в поверхности нагрева первичного перегревателя.

Родоначальником паровых котлов с естественной циркуляцией является цилиндрический котел, у которого относительно небольшая поверхность нагрева образовалась из нижней наружной поверхности барабана, на $^3/_4$ заполненного водой и обогреваемого снаружи продуктами горения топлива. Котел имел ряд крупных недостатков, как, например, низкий удельный паросъем (1 кг пара с 1 м^2 поверхности нагрева), высокий удельный расход металла (1 кг металла на 1 кг пара), большие габариты, низкий КПД, исключительно большую силу взрыва, объясняемую относительно большим водяным объемом агрегата и др. Однако ряд присущих эксплуатационных достоинств, таких как невзыскательность к качеству питательной воды, большая тепловая аккумулирующая способность, простота устройства, обслуживания, способствовал тому, что котел длительное время был основным производителем пара. Дальнейшее развитие котлов с естественной циркуляцией представлено (частично) на рис. 1.4.

При дальнейшей модификации цилиндрического котла в прежних габаритах была

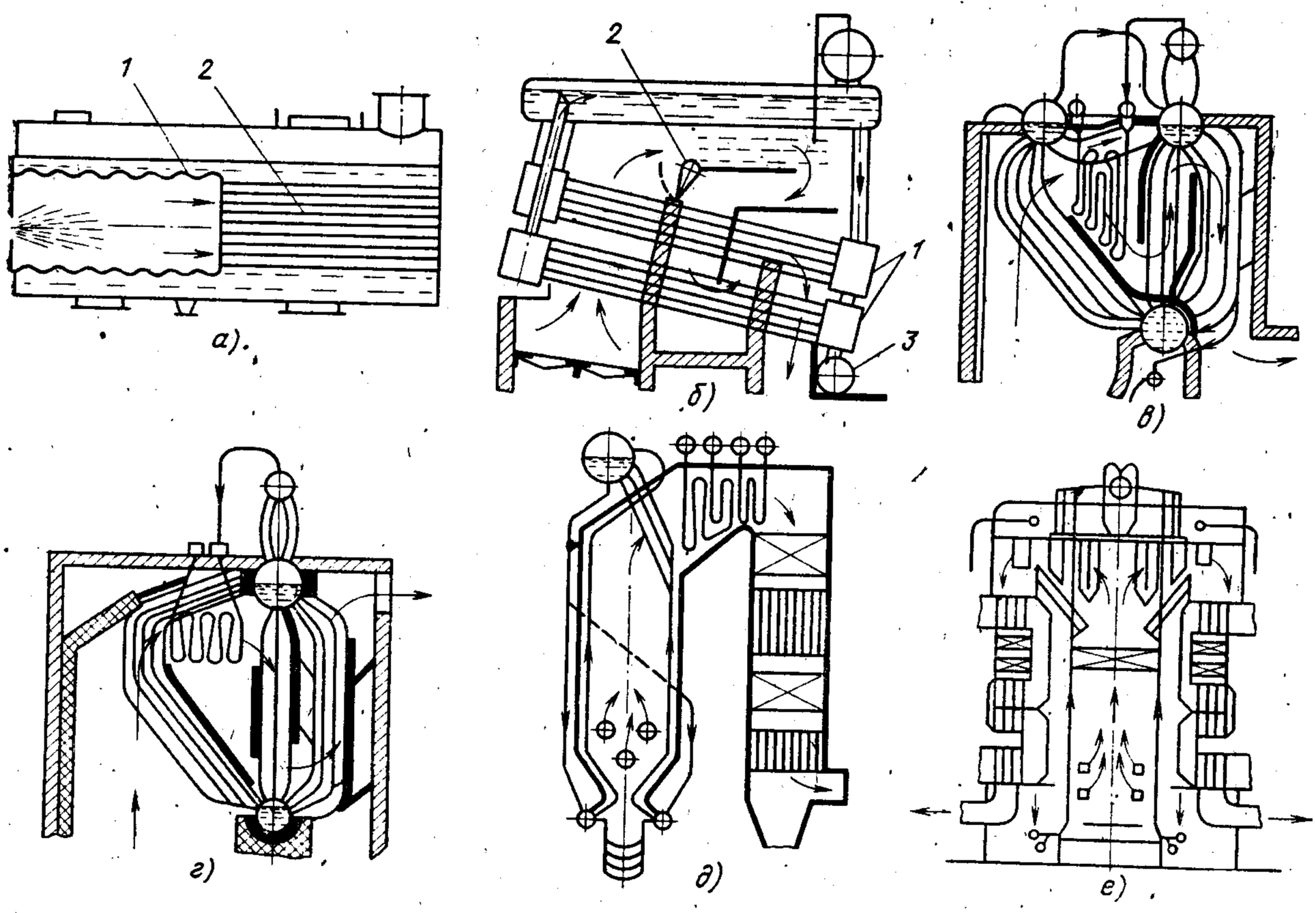


Рис. 1.4. Развитие конструкции котлов с естественной циркуляцией

увеличена поверхность нагрева цилиндрического котла при одновременном сохранении и даже уменьшении водяного объема и металлозатрат. Относительный рост поверхностей нагрева осуществлялся двумя методами. В первом случае в водяном объеме барабана размещалось большое количество труб, омываемых изнутри дымовыми газами, т. е. развивались внутренние поверхности нагрева (рис. 1.4,*а*). Такие котлы получили название газотрубных.

Второй метод увеличения поверхности нагрева заключался в размещении большого количества заполненных водой труб небольшого диаметра в газоходах, через которые проходили продукты сгорания (дымовые газы). В этом случае развивались внешние поверхности нагрева (рис. 1.4,*б*—*е*), и котлы получили название водотрубные.

Газотрубные котлы в свою очередь делились на жаротрубные с одной (см. *1* на рис. 1.4,*а*), двумя и даже тремя жаровыми трубами большого диаметра (500—800 мм) и дымогарные, когда в водяном объеме цилиндрического котла размещался целый пучок труб малого диаметра *2*, на рис. 1.4,*а*. Котлы дымогарные нашли в свое время широкое распространение на паровых локомобилях, паровозах и судовых установках.

Так как в водяном объеме котла невозможно расположить большое число жаровых и дымогарных труб, то максимальная единичная мощность таких агрегатов была крайне ограниченной, что в основном и вызвало прекращение их производства. Зато котлы водотрубные, особенно с гнутыми трубками, имели практически неогра-

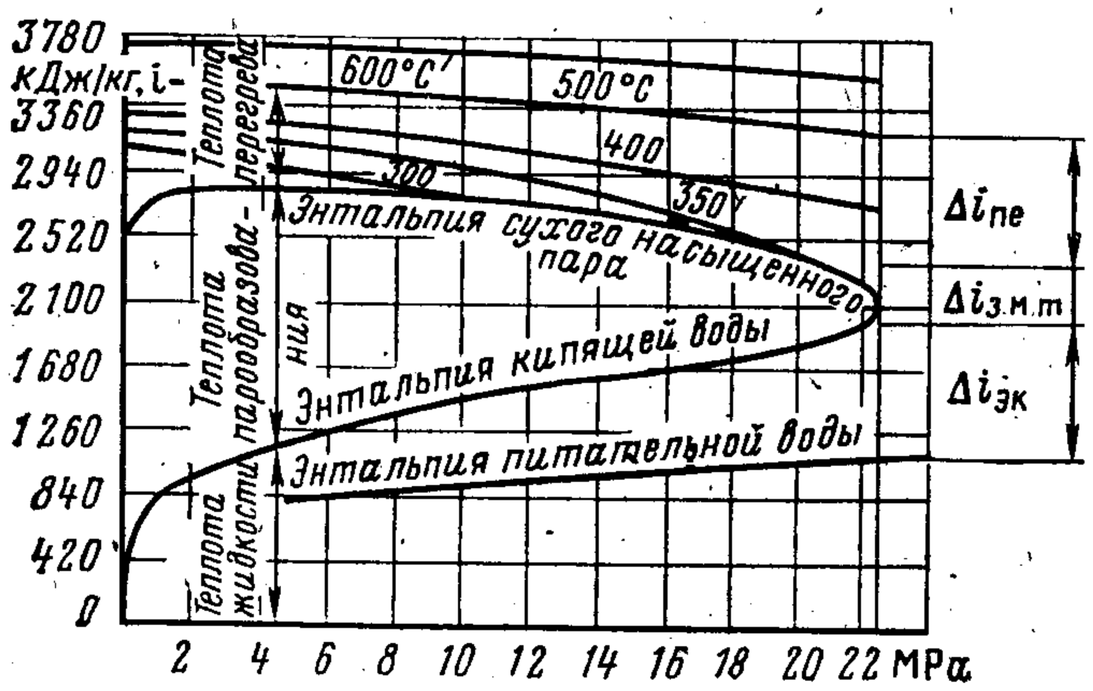


Рис. 1.5. Приращение энтальпии воды и пара в котлах в функции давления и температуры; ЗМТ — зона максимальной теплоемкости (см. гл. 27)

ниченные возможности роста единичной мощности и поэтому нашли широкое распространение.

Серия водотрубных котлов (рис. 1.4,*б*—*г*) характеризуется постепенным переходом от многобарабанной к однобарабанной конструкции, переходом от многопучковой к однопучковой и даже к чисто экранной беспучковой конструкции современных вертикально-водотрубных котлов высокого давления (рис. 1.4,*д*, *е*).

В техническом развитии водотрубных котлов особое место занимает горизонтально-водотрубный котел Шухова (рис. 1.4,*б*). Талантливый конструктор, почетный академик СССР В. Г. Шухов впервые вонлотил в котле заводскую стандартизацию секций *1*, газовое регулирование перегрева пара *2*, продувку через особые грязевики *3* и многое другое.

Идея упрощения и удешевления парового котла привела, как известно, к появлению прямоточного агрегата, у которого исчез последний барабан и остались только теплообменные трубы и небольшие стальные коллекторы.

Решающее влияние на конструкцию котлов оказал термодинамический характер зависимости между давлением и энтальпией воды и пара (рис. 1.5). Известно, что с ростом давления и перегрева пара растет экономичность установок, а так как особенно большая экономия топлива достигается при больших выработках энергии, то технический прогресс в котлостроении сопровождался ростом параметров пара и единичной мощности агрегатов. Из графика рис. 1.5 видно, что с ростом рабочего давления возрастают энтальпия жидкости и теплота перегрева пара, а теплота парообразования, наоборот, падает, поэтому с ростом параметров пара растут экономайзерная и перегревательная поверхности нагрева, испарительная же уменьшается, сравните, например, котлы на давление 3 МПа (рис. 1.4,*в*) и 10 МПа (рис. 1.4,*д*).

Котлы с многократной принудительной циркуляцией

На рис. 1.6 представлена конструктивная схема котла с многократной принудительной циркуляцией производительностью 830 кг/с (3000 т/ч) на докритическое давление. Циркуляционный насос *4* работает с перепадом давлений 0,3 МПа и позволяет применять трубы малого диаметра, что дает экономию металла. Малый диаметр труб и невысокая кратность циркуляции (4÷8) вызывают относительное снижение водяного объема агрегата, следовательно, снижение габаритов барабана, уменьшение сверлений в нем, а отсюда общее снижение стоимости котла. Малый водяной объем и независимость полезного напора циркуляции от нагрузки позволяют быстро растапливать и останавливать агрегат, т. е. работать в регулировочно - пусковом режиме. Область применения котлов с многократной принудительной

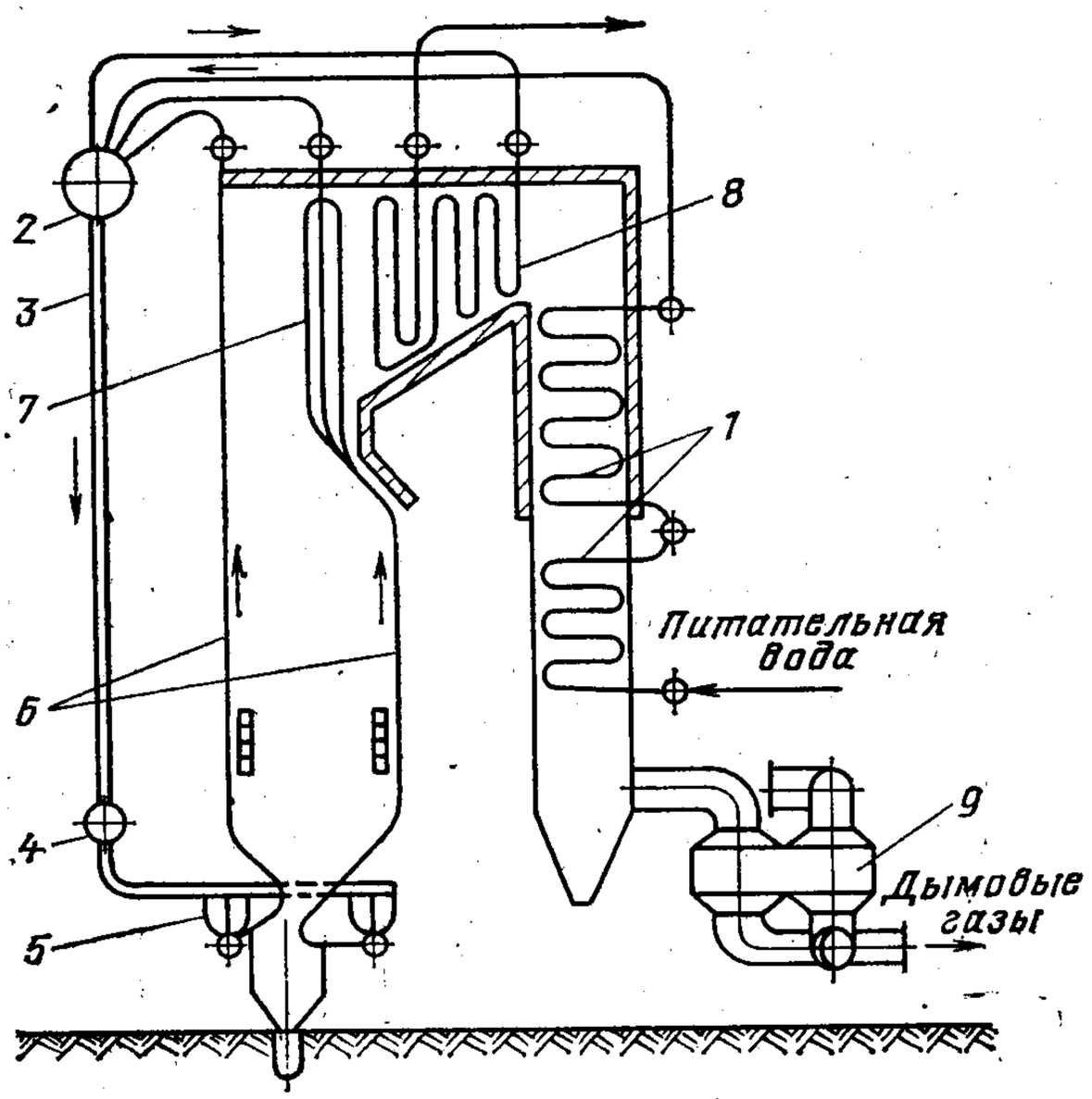


Рис. 1.6. Конструктивная схема котла с многократной принудительной циркуляцией:

1 — экономайзер; *2* — барабан; *3* — опускная питательная труба; *4* — циркуляционный насос; *5* — раздача воды по циркуляционным контурам; *6* — испарительные радиационные поверхности нагрева; *7* — фестон; *8* — пароперегреватель; *9* — регенеративный воздушный подогреватель

циркуляцией ограничивается сравнительно невысокими давлениями, при которых можно получить наибольший экономический эффект за счет удешевления развитых конвективных испарительных поверхностей нагрева. Котлы с многократной принудительной циркуляцией нашли распространение в теплоутилизационных и парогазовых установках, в парогенераторах АЭС.

Прямоточные котлы

Прямоточные котлы не имеют зафиксированной границы между экономайзером и испарительной частью, между испарительной поверхностью нагрева и пароперегревателем. При изменении температуры питательной воды, рабочего давления в агрегате, воздушного режима топки, влажности топлива и других факторов соотношения между поверхностями нагрева экономайзера, испарительной части и перегревателя меняются. Так, при понижении давления в котле снижается теплота жидкости, повышается теплота испарения и снижается теплота перегрева, поэтому уменьшается зона, занимаемая экономайзером (зона подогрева), растет зона испарения и уменьшается зона перегрева.

В прямоточных агрегатах все примеси, поступающие с питательной водой, не могут удаляться с продувкой подобно барабанным котлам и откладываются на стенках поверхностей нагрева или уносятся с паром в турбину. В принципе и в прямоточных котлах возможно удаление солей продувкой, путем установки водяной емкости (сепаратора) в конце испарительного участка (см., например, рис. 27.2). Однако на практике это оказывается затруднительным из-за упомянутого перемещения границы испарительной части, а также из-за тепловой разверки в параллельно включенных трубах испарителя и требует существенного усложнения системы регулирования. Поэтому прямоточные котлы, даже оборудованные специальной продувкой, предъявляют высокие требования к качеству питательной воды (см. гл. 18).

Для уменьшения опасности пережога труб из-за отложения солей в них зону, в которой испаряются последние капли влаги и начинается перегрев пара, на докритических давлениях выносят из топки в конвективный газоход (так называемая вынесенная переходная зона).

В переходной зоне идет энергичное выпадение и отложение примесей, а так как температуры стенки металла труб в переходной зоне ниже, чем в топке, то опасность пережога труб значительно снижается и толщину отложений можно допускать большей. Соответственно удлиняется межпромывочная рабочая кампания котла. Для агрегатов закритических давлений переходная зона, т. е. зона усиленного выпадения солей, также имеется, но она сильно растянута. Так, если для высоких давлений ее энтальпия измеряется величиной 200—250 кДж/кг, то для закритических давлений возрастает до 800 кДж/кг, и тогда выполнение вынесенной переходной зоны становится нецелесообразным, тем более, что содержание солей в питательной воде здесь так мало́, что практически равно их растворимости в паре. Поэтому, если у котла на закритическое давление когда-либо выполняют вынесенную переходную зону, то делается это только из соображений обычного охлаждения дымовых газов.

Из-за малого аккумулирующего объема воды у прямоточных котлов важную роль играет синхронность подачи воды, топлива и воздуха. При нарушении этого соответствия в турбину можно подать влажный или чрезмерно перегретый пар, в связи с чем для прямоточных агрега-

тов автоматизация регулирования всех процессов является просто обязательной.

Идея прямоточного котлостроения впервые высказана в 1785 г., но промышленное осуществление, решение совершенно самостоятельное и независимое от патента, выполнено русским инженером Д. И. Артемьевым (1893 г.) в его конструкции судового прямоточного котла, в котором воплощены: прямоточное движение среды, полное экранирование топки трубами, выносной сепаратор.

Прямоточный котел системы Бенсона (в дальнейшем — Бенсона — Сименса) вначале работал на критическом давлении (22 МПа), но так как использовать пар такого давления в то время было негде, то приходилось его дросселировать до 18 МПа, т. е. допускать перерасход электроэнергии на привод питательных насосов. В дальнейшем котлы Бенсона строились на давления ниже критического.

На рис. 1.7,*а* показана конструктивная схема котла Бенсона на среднюю производительность и средние параметры пара. На каждой стене топки размещено по три вертикальных подъемных панели из труб с внутренним диаметром 25 мм. Направление движения рабочего тела — снизу вверх в экранах. Это способствует более устойчивой работе котла. Из верхних коллекторов одних панелей в нижние коллекторы других пароводяная смесь передается по наружным опускным трубопроводам. Наружные трубопроводы, иногда со смесительными коллекторами, удорожают агрегат Бенсона и являются негативной стороной конструкции.

Второй зарубежной распространенной конструкцией является *прямоточный котел системы Зульцера*. Для малой производительности (до 28 кг/с) эти агрегаты выполнялись одновитковыми, что полностью исключает неравномерное распределение рабочего тела по системе параллельных трубок. Однако при этом длина витка и его гидравлическое сопротивление чрезмерно возрастают. Котлы Зульцера на среднюю производительность (рис. 1.7,*б*) строятся многовитковыми. Расположение трубок в топке смешанное: горизонтальное и вертикальное. Горизонтальная компоновка применена для однофазной среды: для экономайзера внизу топки и перегревателя — вверху. Трубы с двухфазной (вода — пар) жидкостью расположены вертикально в средней части топочной камеры в виде петель, так что подъемные и опускные трубы в отличие от системы Бенсона расположены в топке. Первые агрегаты Зульцера снабжались сепараторами пара, устанавливаемыми перед переходной зоной. Это обычный барабан с уровнем

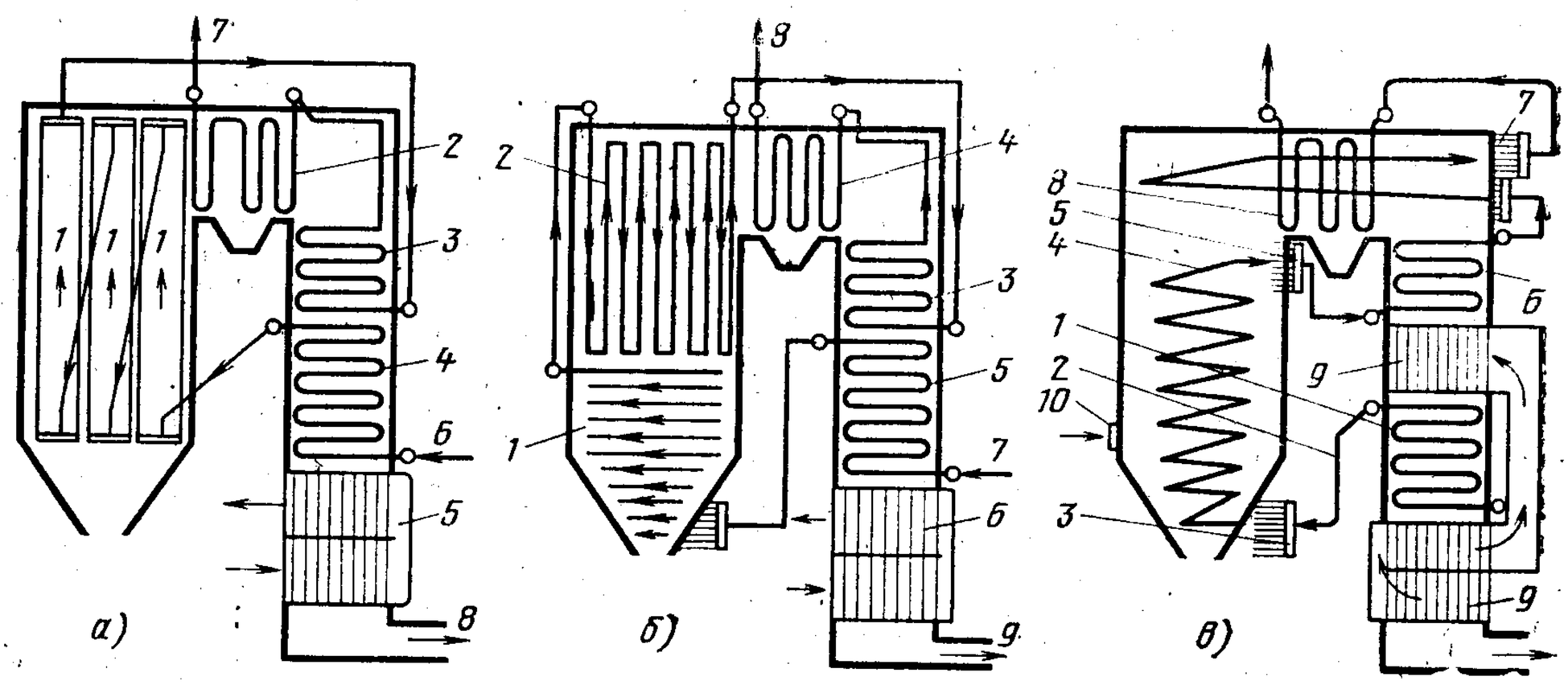


Рис. 1.7. Конструктивные схемы прямоточных котлов:

а — Бенсона: *1* — экранные панели; *2* — пароперегреватель; *3* — вынесенная переходная зона испарения; *4* — экономайзер; *5* — воздухоподогреватель; *6* — подача питательной воды; *7* — вывод перегретого пара; *8* — вывод продуктов сгорания; *б* — Зульцера: *1* — горизонтальные панели экранов; *2* — вертикальные панели экранов; *3* — вынесенная переходная зона испарения; *4* — пароперегреватель; *5* — экономайзер; *6* — воздухоподогреватель; *7* — подвод питательной воды; *8* — вывод перегретого пара; *9* — вывод продуктов сгорания; *в* — Рамзина: *1* — экономайзер; *2* — перепускные необогреваемые трубы; *3* — нижний распределительный коллектор воды; *4* — экранные трубы; *5* — верхний сборный коллектор смеси; *6* — вынесенная переходная зона; *7* — настенная часть перегревателя; *8* — конвективная часть перегревателя; *9* — воздухоподогреватель; *10* — горелка

воды и всеми видами продувок (см. гл. 18). Паровые котлы Зульцера на высокие производительности и давления в 50-е годы нашли распространение в США.

Прямоточные котлы конструкции профессора Л. К. Рамзина явились крупным достижением отечественного энергомашиностроения. Первый промышленный котел Рамзина, построенный на 56 кг/с, 14 МПа, 500 °С и установленный в 1933—1934 гг. на одной московской ТЭЦ, успешно проработал 40 лет. Особенностью котла является компоновка радиационных поверхностей нагрева в виде горизонтально-подъемной навивки трубок по стенам топки с минимумом коллекторов (рис. 1.7,*в*). Как показала в дальнейшем практика, такое экранирование имеет как положительные, так и отрицательные стороны. Позитивным является равномерный обогрев отдельных трубок, включенных в ленту, так как трубки проходят по высоте топки все температурные зоны в одинаковых условиях. Негативным — невозможность выполнения радиационных поверхностей заводскими крупными блоками, а также повышенная склонность к теплогидравлическим разверкам (см. гл. 15) при СВД и СКД из-за большого приращения энтальпии в длинном змеевике.

В настоящее время при сооружении мощных энергоблоков на высокие и закритические давления особенности трех систем прямоточных котлов в значительной степени сгладились и стало повсеместным комбинированное блочное исполнение как горизонтальной навивки, так и вертикальных панелей.

Для всех систем прямоточных агрегатов соблюдаются некоторые общие требования. Так, в конвективном экономайзере питательная вода до поступления в топочные экраны не догревается до кипения примерно на 30 °С, что устраняет образование пароводяной смеси и неравномерное ее распределение по параллельным трубкам экранов. Далее, в зоне активного горения топлива в экранах обеспечивается достаточно высокая массовая скорость $\rho w \geqslant 1500$ кг/(м²·с) при $D_н$, что гарантирует надежное охлаждение трубок экранов. Испарение воды в топке доводится обычно в месте вывода смеси в переходную зону до 70—80%, в которой испаряется оставшаяся влага и весь пар перегревается на 10—15 °С во избежание отложения солей в верхней радиационной части перегревателя. Конструктивное выполнение прямоточного агрегата Рамзина на давление 10 МПа приведено в § 27.3.

ГЛАВА ВТОРАЯ

ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА ПАРОВЫХ КОТЛОВ

В паровых котлах различают такие поверхности нагрева: экономайзеры, испарительные элементы, пароперегреватели и воздушные подогреватели.

2.1. ЭКОНОМАЙЗЕРЫ

Экономайзеры представляют собой обычные подогреватели воды, использующие теплоту уходящих дымовых газов. Конструкция их проста. Вода как рабочее тело паросиловой установки поступает в змеевики экономайзера принудительно — под действием давления, создаваемого питательными насосами. Конструктивными деталями экономайзера являются трубы и коллекторы, изготовленные из качественной углеродистой стали для энергоустановок или из чугуна — для мелких и отчасти средних промышленных установок.

На рис. 2.1 показана схема стального горизонтального трубного пакета экономайзера мощного котла на высокое давление. Вода движется,

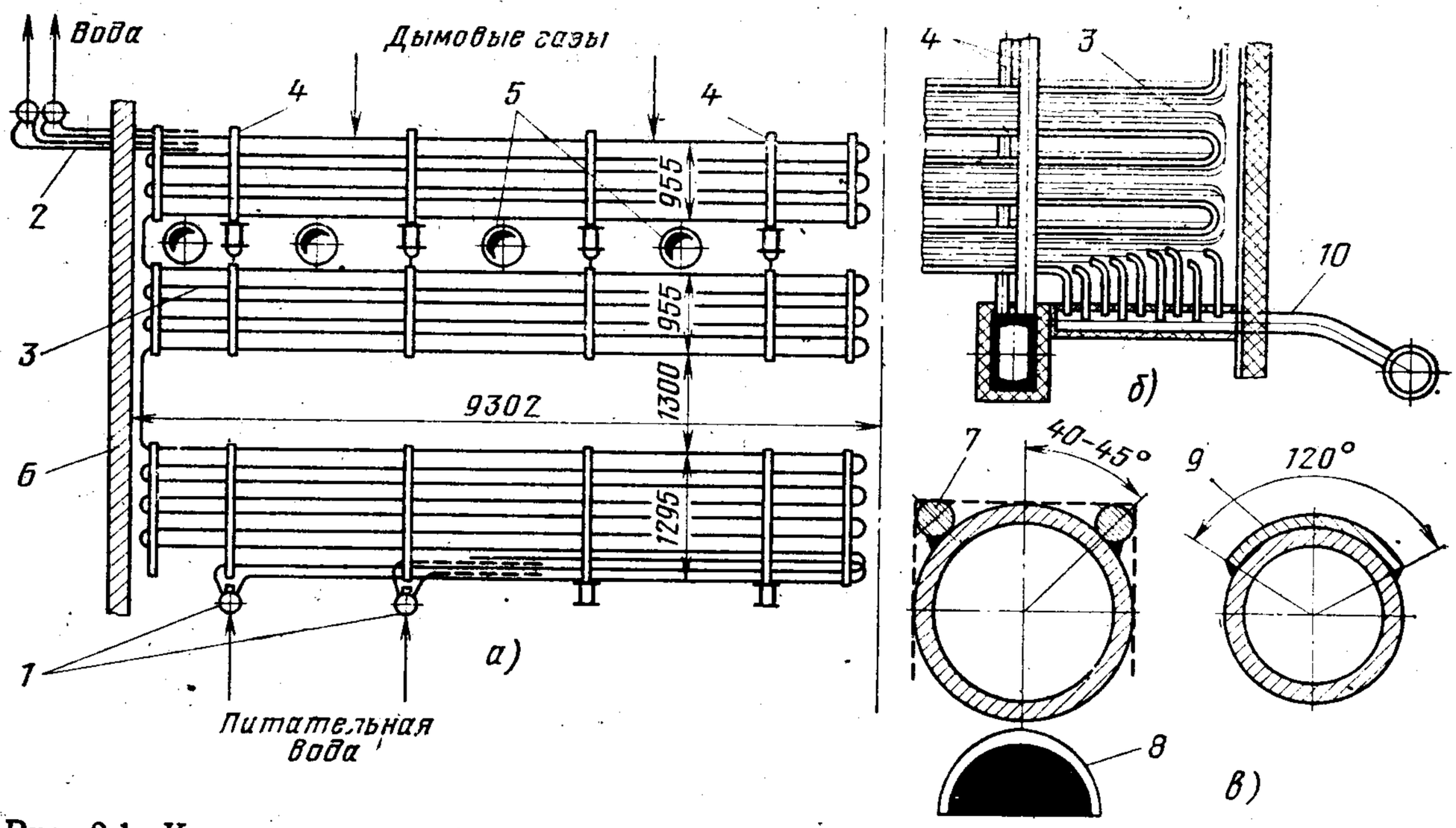


Рис. 2.1. Конструкция трубного пакета, узлов и деталей стального экономайзера:

1 — ввод питательиой воды; *2* — вывод подогретой воды; *3* — змеевики; *4* — опорные стойки; *5* — лазы в газоходы; *6* — обмуровка боковой стенки; *7* — предохранительиые прутки; *8* — вид изиоса трубы без прутков; *9* — защитиая накладка; *10* — соединиительиый патрубок

как правило, снизу вверх, против направления движения дымовых газов. Трубы крепятся в коллекторах с помощью развальцовки концов или приварки. Для экономайзеров высокого и закритического давлений применяются трубы из стали 20 наружным диаметром от 32 до 42 мм, трубы компонуют в шахматном порядке, так как коридорное их расположение в пакете вызывает некоторый рост габаритов и расход металла из-за менее интенсивной передачи теплоты.

На рис. 2.1,*а* представлены многовитковые змеевики экономайзера, по высоте составляющие отдельные пакеты, с разрывами для очистки и ремонта поверхностей. Высота отдельных трубных пакетов лимитируется по соображениям удобства ревизии, возможности очистки их от золовых загрязнений и недопустимости разгона летучей золы в узких межтрубных проходах высокого пучка. По существующим нормативам высота пакетов с тесным расположением труб не должна превышать 1 м, при свободной компоновке труб — 1,5 м.

Коллекторы устанавливаются обычно снаружи экономайзера. На рис. 2.1,*а* два входных коллектора расположены внутри газохода, где температура газов не бывает выше 450 °С. В данном случае эти коллекторы выполняют и другие назначения: являются опорой для змеевиков экономайзера и способствуют снижению присоса воздуха в газоходы через места прохода трубок сквозь стены обмуровки экономайзера. Для снижения присосов стараются резко сократить количество проходов труб через обмуровку — устанавливают соединительные патрубки *10* между змеевиками и коллекторами (рис. 2.1,*б*). Крепление змеевиков к коллекторам осуществляется при низких давлениях вальцовкой, при высоких и СКД — приваркой.

К конструкции узла соединения змеевиков с коллекторами предъявляется ряд требований: вводимые в коллектор концы змеевиков должны быть свободно изогнуты с тем, чтобы имелся доступ для приварки трубы к патрубку коллектора, должен предусматриваться такой уклон змеевиков в сторону коллектора, чтобы была возможность свободного дренажа воды из системы.

На рис. 2.1,*в* показаны способы защиты труб от износа их летучей золой и частицами недогоревшего кокса. Установлено, что наиболее интенсивный износ обычно происходит в трубах первого ряда пакетов в двух точках по окружности трубы под углом 40—45° к направлению газового потока. В этом случае хорошо оправдала себя приварка стальных прутков вдоль оси труб в этих точках. Прутки изменяют аэродинамику набегающего потока и направление полета золовых частиц. Там же на рис. 2.1,*в* показана защита эрозионно опасных мест стальными накладками *9*.

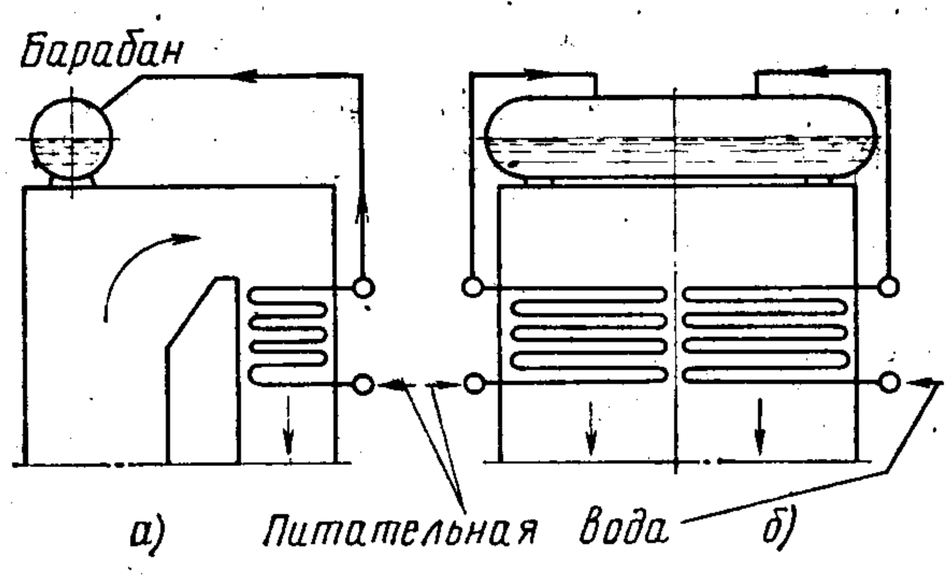


Рис. 2.2. Способы подвода питательной воды в экономайзерах:
***а* — односторонний; *б* — двухсторонний**

На рис. 2.2 показаны два способа подвода питательной воды в экономайзерах: односторонний и двухсторонний. Расположение стальных змеевиковых экономайзеров в конвективной шахте при этом выполняется перпендикулярно фронту котла (рис. 2.2,*а*) и параллельно фронту (рис. 2.2,*б*). Применение первого способа возможно для топлив, не содержащих золу (мазут, газ, дрова, торф). Использование его для зольных топлив недопустимо из соображений эрозии летучей золой одновременно всех змеевиков, поскольку зола за счет сил инерции прижимается в поворотной камере к задней стенке конвективной шахты (см. рис. 20.5). По способу на рис. 2.2,*б* — эродируют только несколько крайних змеевиков, которые могут быть заменены при ремонте.

При двухстороннем подводе воды расположение змеевиков параллельно фронту котла дает и другую выгоду: увеличивается живое сечение для подвода и отвода воды в экономайзере и представляется возможным выдержать необходимые скорости воды в змеевиках.

К скорости воды в экономайзерных змеевиках предъявляются определенные требования. Скорость воды в трубах при номинальной мощности, с одной стороны, не должна быть малой ($<0{;}4$ м/с) из соображений равномерной раздачи ее по змеевикам и предотвращения расслоения жидкости на воду и воздух, а отсюда и кислородной коррозии

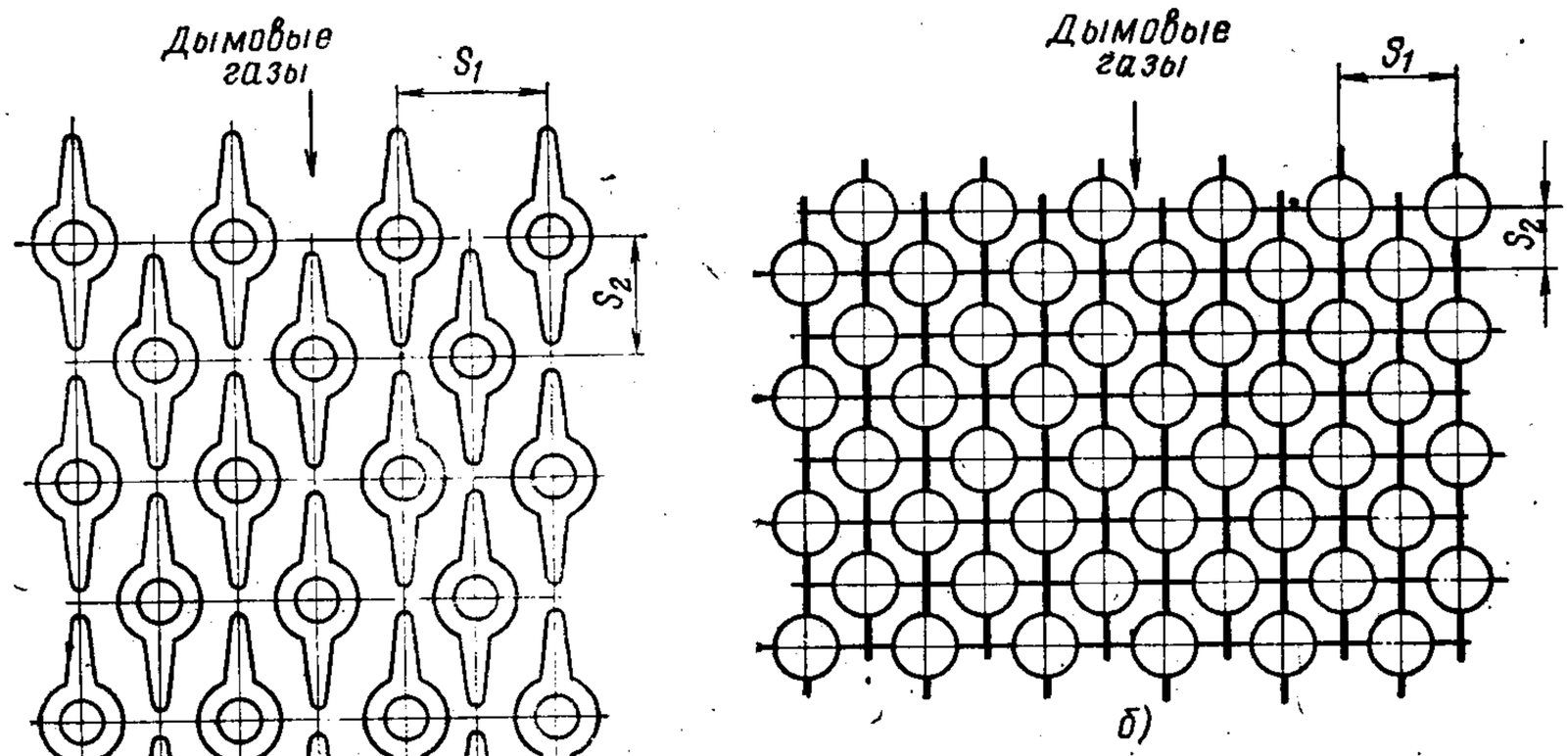


Рис. 2.3. Плавниковые (*а*) и мембранные (*б*) экономайзеры

у верхней образующей трубы, а с другой стороны, не должна быть **большой (>2 м/с) из-за повышенных гидравлических сопротивлений и перерасхода электроэнергии на привод питательных насосов.**

В последние годы разработаны и проверены в работе новые конструкции змеевиковых экономайзеров (мембранные конвективные поверхности). Наибольшее распространение получили две — плавниковая (рис. 2.3,*а*) и мембранная (рис. 2.3,*б*). В последней конструкции змеевики в вертикальной плоскости сварены в общую мембрану стальными полосами толщиной 2—3 мм. Плавники и мембраны увеличивают поверхность нагрева со стороны газов и до 30% снижают удельный расход металла.

2.2. ИСПАРИТЕЛЬНЫЕ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА

Испарительные поверхности — поверхности парового котла и парогенератора, в которых происходит испарение воды, а часто и догрев воды до температуры кипения. Это котельные пучки труб, омываемые горячими топочными газами, фестон на выходе газов из топки, представляющий полурадиационную поверхность, настенные топочные экраны с радиационным обогревом.

Фестон как испарительная поверхность нагрева может быть выполнен в виде небольшого трубного пучка, включенного в цикл естественной циркуляции котла. Особенностью каждого фестона является разрядка его труб (*фестонирование*) с целью создания свободного прохода для топочных газов и летучей золы и предохранения труб от сплошного зашлаковывания. В этом смысле роль фестона — могут выполнять и змеевики пароперегревателя, которые подвергаются фестонированию на входе газов в перегреватель.

На рис. 2.4 показаны испарительные поверхности: на рис. 2.4,*а* — двухпучковый котел на среднюю производительность, в котором имеются опускной пучок в области умеренных температур дымовых газов и подъемный—в области повышенных температур; на рис. 2.4,*б*—циркуляционный контур экрана вместе с испарительной поверхностью *4* для котла средней производительности с естественной циркуляцией; на рис. 2.4,*в* — четырехрядный фестон *8*, являющийся продолжением заднего экрана *10*.

Испарительные радиационные поверхности нагрева котла размещают в топочной камере (в радиационной шахте), а конвективные — в послетопочных газоходах агрегата, т. е. в конвективной шахте. Радиационные поверхности нагрева выполняют настенными экранами (рис. 2.5). Экраны до 60-х годов выполнялись гладкотрубными, подвешенными к каркасу агрегата (рис. 2.5,*а*) для котлов всех систем с уравновешенной тягой (под разрежением). В 60-х годах в энергетическом котлостроении начали широко применяться мембранные экраны из плавниковых труб или с вставками (рис. 2.5,*б*, *в*).

Мембранные конструкции, выполняемые в виде вертикальных, подвешенных газоплотных панелей, имеют ряд преимуществ: повышенное тепловое восприятие; отсутствие присосов паразитного воздуха; возможность осуществления наддува у агрегатов, т. е. создания в газоходе давления вместо разрежения; меньший на 10—15% удельный расход металла; легкая и дешевая обмуровка, высокая заводская блочность поставки. Однако сварные панели не допускают большой разности температур $\Delta t > 50 \div 100$ °С, между смежными свариваемыми панелями или трубами. Иногда экраны выполняются *двухсветными* с подвеской их панелей вертикально внутри топочной камеры для форсирования теплосъема в топке.

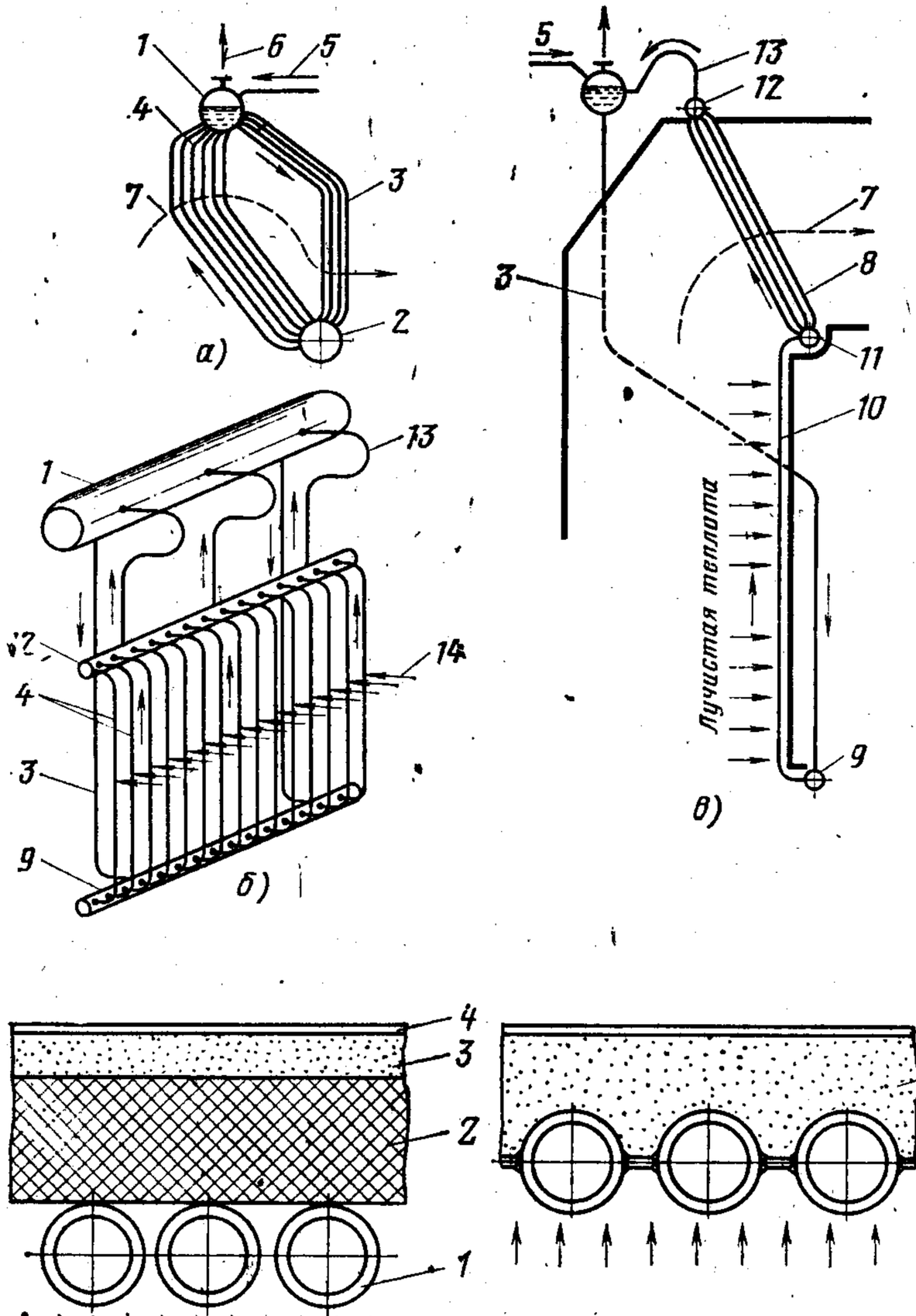
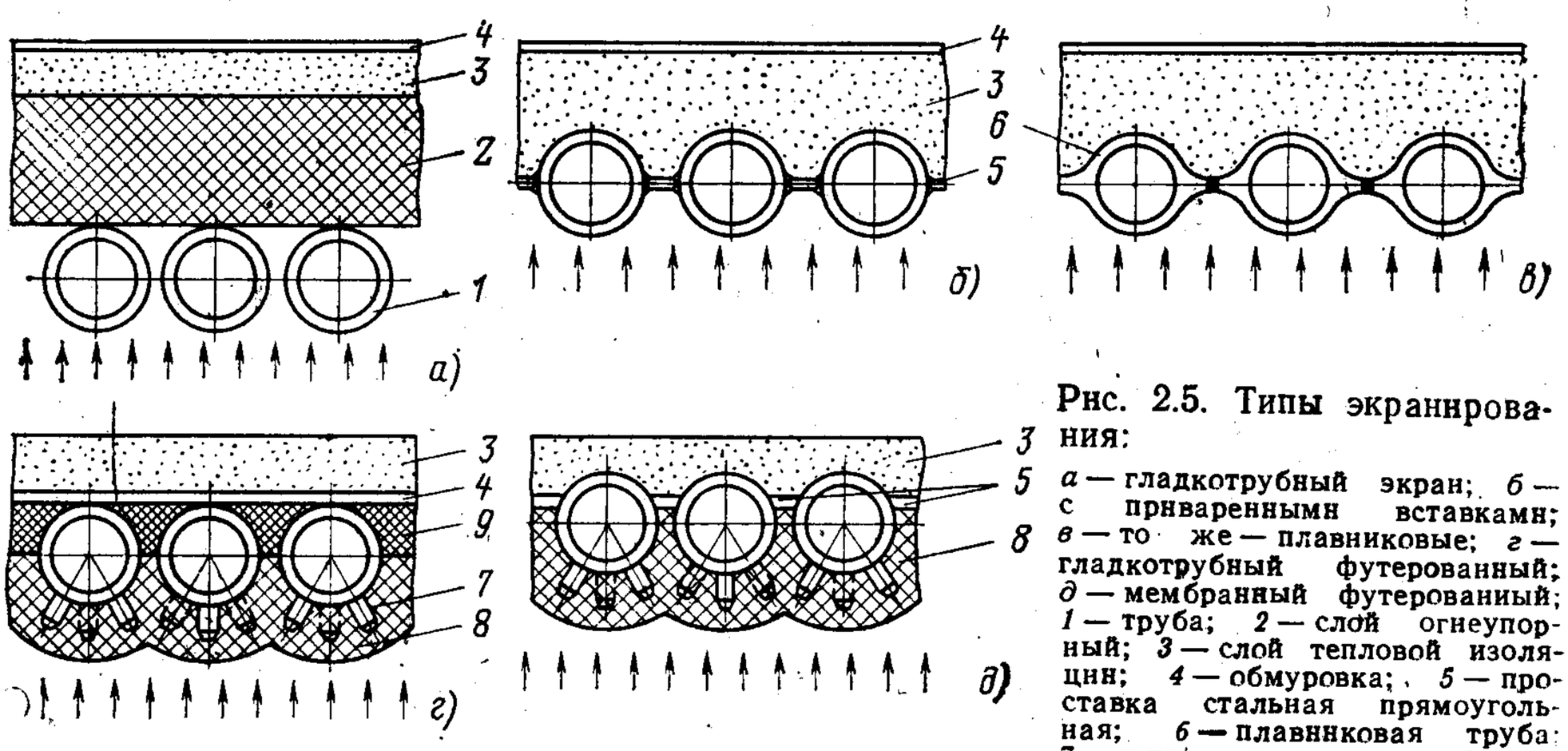


Рис. 2.4. Испарительные поверхности нагрева:

а — котельиого пучка трубок; *б* — настеиного топочного экрана; *в* — фестона: *1* — верхний барабан котла; *2* — то же нижний; *3* — опускной пучок трубок; *4* — подъемный испарительный пучок; *5* — подвод питательной воды; *6* — вывод насыщенного пара нз барабана к пароперегревателю; *7* — путь горячнх топочных газов; *8* — фестон; *9* — нижний коллектор заднего экрана; *10* — испарительные подъемные трубы экрана; *11* — промежуточный коллектор экрана; *12* — верхний коллектор экрана; *13* — смесеотводящне трубы заднего экрана и фестона; *14* — обогрев экрана факелом горящего топлнва



Рнс. 2.5. Типы экраннрования:

а — гладкотрубный экран; *б* — с прнвареннымн вставкамн; *в* — то же — плавниковые; *г* — гладкотрубный футерованный; *д* — мембранный футерованиый; *1* — труба; *2* — слой огнеупорный; *3* — слой тепловой изоляцнн; *4* — обмуровка; *5* — проставка стальная прямоугольная; *6* — плавнпковая труба: *7* — шнпы спецнальные; *8* — огнеупорная набнвка (карборунд); *9* — хромнтовая масса

При необходимости сжигания твердого топлива при высокой температуре (>1500 °С) тепловосприятие экранов искусственно снижают, для чего экраны выполняют футерованными (ошипованными, рис. 2.5,*г*, *д*) — к трубе приваривают стальные шипы диаметром 10—12 и высотой 15—20 мм, которые служат проводниками теплоты и каркасом для крепления карбидокремниевой огнеупорной набивной массы, в несколько раз уменьшающей тепловосприятие экрана, что необходимо для поддержания высокой температуры топки. Для жидкого состояния шлака футерованные экраны устанавливают в зонах интенсивного горения топлива, в циклонных топках и в зажигательных поясах в районе горелок при сжигании слабо реакционных топлив.

Конвективные испарительные элементы в мощных агрегатах высоких давлений практически отсутствуют (см. рис. 1.4,*д*, *е*) из-за снижения теплоты парообразования (см. рис. 1.5). Для котлов средних,

а особенно низких давлений, где теплота испарения значительна, конвективные испарительные поверхности изготовляются в виде многотрубных пучков (см. рис. 1.4,*в*, *г*), которые при этом выполняют также функции экономайзеров, догревая воду от $t_{п.в}$ до t'. С ростом рабочего давления размеры пучков кипятильных труб уменьшаются и при давлениях 10 МПа превращаются в небольшой разреженный фестонный пучок на выходе газов из топки (см. рис. 1.4,*д* и *8* на рис. 2.4). Наружный диаметр кипятильных труб принимают 83 мм для средних давлений, 76 или 60 мм для высоких и для агрегатов с принудительной циркуляцией от 42 до 32 мм.

2.3. ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛИ

В пароперегревателях перегрев пара выше температуры насыщения необходим по соображениям повышения термического КПД электростанций и предупреждения эрозии лопаточного аппарата водой из сконденсировавшегося на лопатках турбины пара. Перегрев пара осуществляется в трубчатых поверхностях, обычно радиационно-конвективного типа.

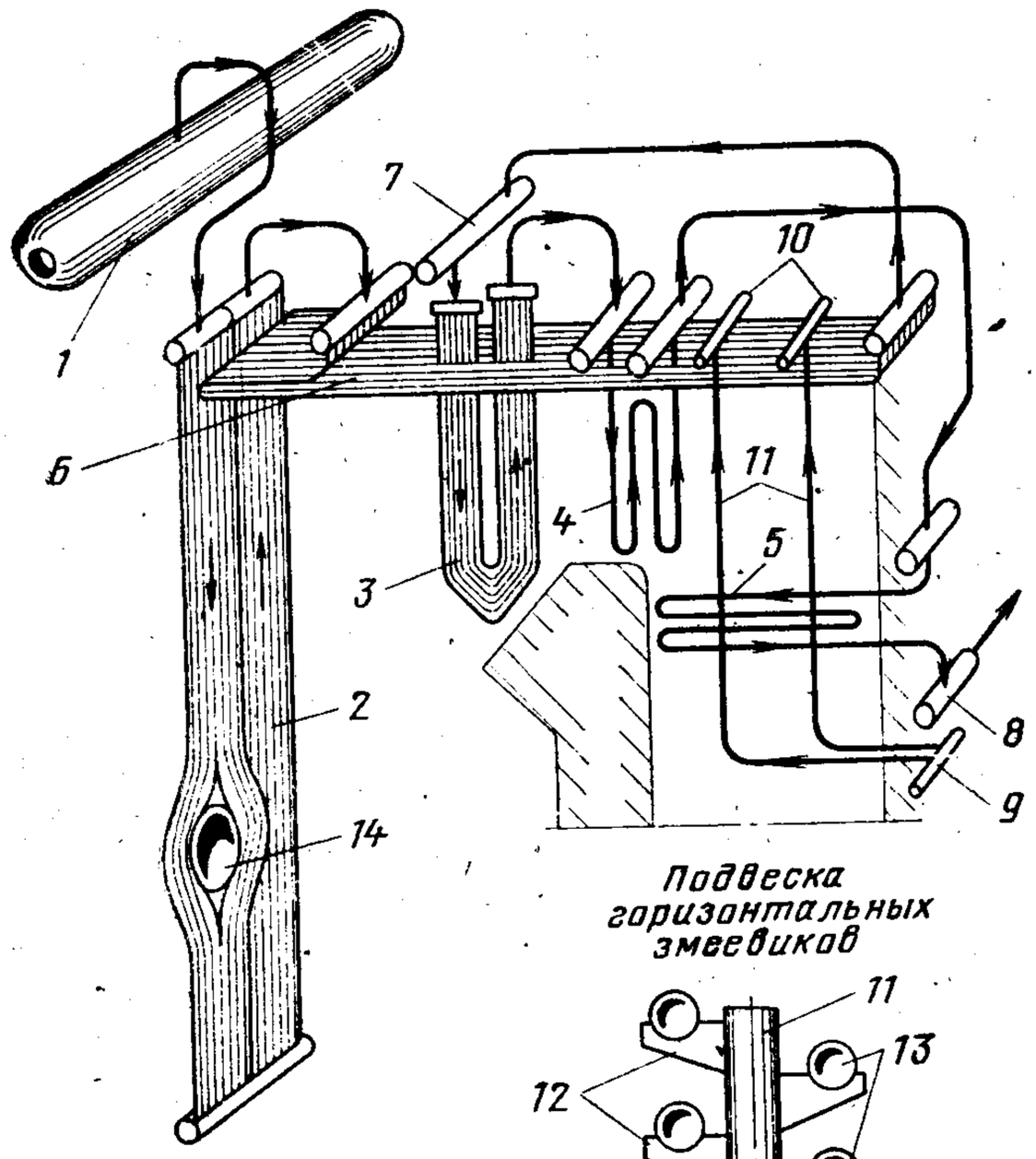
Поверхности нагрева перегревателя можно классифицировать исходя из способа передачи теплоты от дымовых газов: радиация (*радиационные поверхности*), конвекция (*конвективные поверхности*) и смешанный (*радиационно-конвективные поверхности* нагрева). Все эти поверхности показаны на схеме рис. 2.6.

Основными конструктивными деталями пароперегревателя являются стальные, часто легированные, трубы и коллекторы. Трубы, как правило, имеют наружный диаметр 28—42 мм, промежуточного перегревателя — до 60 мм.

Радиационная поверхность нагрева 2 пароперегревателя размещается обычно на стенах топки с расположением труб перегревателя между испарительными трубами экранов. На рис. 2.6 поверхность *радиационно - конвективная* — представлена в виде U-образных ширм *3* с поперечным шагом 450—700 мм, потолочных панелей *6*;

конвективные поверхности в виде змеевиковых пакетов *4* и *5*.

Различают перегреватели по способу крепления



Подвеска горизонтальных змеевиков

Рис. 2.6. Основные конструктивные элементы пароперегревателей:

1 — барабан; *2* — двухходовая панель раднационного настенного топочного перегревателя; *3* — подвесные вертикальные полурадиационные перегревательные ширмы на выходе нз топки; *4* — конвективный змеевнковый вертикальный перегреватель; *5* — то же—горнзонтальный выходной; *6* — потолочная трубная паиель перегревателя; *7* — впрыскнвающий пароохладитель; *8* — выходной коллектор перегретого пара; *9* — входной коллектор подвесных труб; *10* — то же выходной; *11* — подвесные трубы перегревателя; *12* — опорная планка; *13* — змеевики горнзонтальиого перегревателя; *14* — горелка

змеевиков, вертикальные *4* — первичного перегревателя и горизонтальные *5* — вторичного.

Вертикальные перегреватели крепятся к потолочному перекрытию котла обычно на подвесках из жаростойкой стали, причем последние часто размещают вне газохода.

Горизонтальные перегреватели крепят на подвесных трубках, охлаждаемых паром. Панели и пакеты змеевиков крепятся дистанционирующими вставками и подвесками из жароупорной стали и другими способами.

Классифицируют перегреватели и по способу взаимного движения пара и дымовых газов, здесь различают *прямоток, противоток, двойной противоток и смешанный ток* (см. рис. 17.9). При прямотоке интенсивность теплопередачи умеренная, но перегрев металла труб маловероятен; при противотоке, наоборот, обеспечивается интенсивный теплообмен, но увеличивается опасность перегрева труб; остальные способы занимают промежуточное положение (см. § 17.4).

2.4. ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛИ

Воздухоподогреватели по принципу действия делятся на *рекуперативные* и *регенеративные*. В рекуперативном типе воздухоподогревателей передача теплоты от газов к воздуху осуществляется непосредственно через разделяющую их стенку, в регенеративном — через промежуточное тело или среду (металл, жидкость и др.) путем последовательного нагревания его газами, а затем охлаждения воздухом. Если у воздухоподогревателя регенеративного типа эксплуатируется в основном только одна (вращающаяся) конструкция, то модификаций рекуперативного типа существует множество. Однако на средних и мощных котлах зарекомендовала себя конструкция высокоплотного стального трубчатого воздушного подогревателя (ТВП), у которого переток воздуха в область газов не превышает 5%.

Кроме стальных, применяются также и чугунные поверхности нагреза воздухоподогревателей. Так, чугун нашел широкое применение в промышленных установках рекуперативных воздухоподогревателей, особенно при сжигании сернистых и высоковлажных топлив, в виде ребристых или зубчатых трубных элементов. Ребра и зубья размещают для увеличения поверхности нагрева как по воздушной, так и по газовой сторонам.

Конструкция основных элементов рекуперативного трубчатого воздушного подогревателя представлена на рис. 2.7. Обычно греющие воздух стальные трубы устанавливают вертикально, как показано на рис. 2.7,*а*, и только в некоторых специальных случаях, как, например, у стеклянного воздухоподогревателя (см. рис. 2.8) — горизонтально. Внутри трубок сверху вниз проходят дымовые газы, а поперек пучка — нагреваемый воздух. Здесь показан одноканальный воздушный поток, что обычно осуществляется на небольших агрегатах (до 30—50 кг/с). Расположение труб в пучке шахматное, с шагом в продольном направлении $S_1 = 80 \div 95$ для труб $\varnothing$ 51×1,5 мм и в поперечном $S_2 = 50 \div 60$ мм; $\varnothing$ 40×1,5 соответственно $S_1 = 52 \div 70$ и $S_2 = 40 \div 50$ мм.

Основными деталями воздухоподогревателя являются трубы *5* и трубные доски *6*, на рис. 2.7,*а* показаны четыре трубные доски; нижняя — несущая наиболее толстая (~20 мм), две промежуточные для создания газовых перегородок (свободно пропущены сквозь них трубы), верхняя скрепляет трубы и перемещается вверх при прогреве системы. Для этого вверху установлены линзовые компенсаторы *7*. Так как дос-

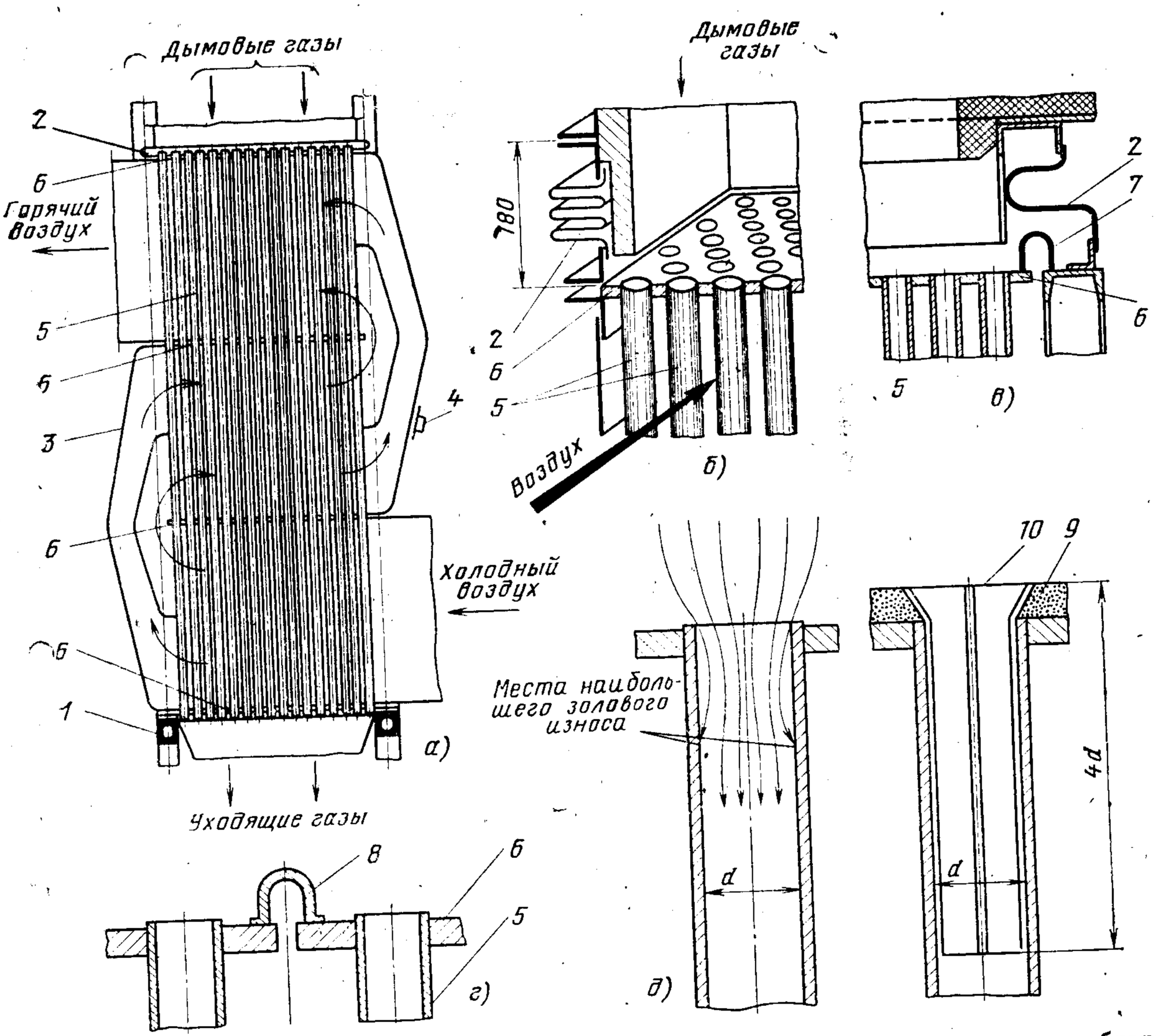


Рис. 2.7. Конструкция стального однопоточного и трехходового по воздуху трубчатого воздухоподогревателя:

а — вертикальный продольный разрез куба ВП; *б* — узел верхней трубной доски; *в* — компенсаторы для вертикального и горизонтального удлинения кубов; *г* — то же между соседними кубами; *д* — защита входных концов труб от золового износа; *1* — опорный ростверк из стальных балок; *2* — трехлинзовый компенсатор для продольных удлинений; *3* — воздухоперепускные короба; *4* — лаз; *5* — трубы поверхности нагрева; *6* — трубные доски; *7* — компенсатор для горизонтальных удлинений; *8* — компенсатор между кубами; *9* — дробь; *10* — втулка пружинящая

ки удлиняются и в горизонтальном направлении, то устанавливают соответствующие компенсаторы *7* и *8* по периферии воздухоподогревателя и между соседними трубами. Трубы крепятся к доскам с помощью механической развальцовки или приварки.

На рис. 2.7,*д* представлена одна из применяемых конструкций для защиты входных концов труб от эрозии летучей золой. Удар золовых частиц объясняется сепарацией золы в некоторой точке трубы при расширении струи после входа. Особые пружинящие втулки *10* защищают трубу, а выступ втулки над доской образует слой дроби, защищающий трубную доску от эрозии и наклепа.

Иногда для увеличения рабочего ресурса труб при сжигании сернистых мазутов устанавливают эмалированные или стеклянные трубки взамен стальных. На рис. 2.8 представлены основные элементы такого стеклянного пакета воздухоподогревателя для энергоблока 300 МВт. Число установленных труб — 11 000 шт., трубы Ø 45×4 мм, длина 2650 мм, горизонтальное коридорное расположение пучка с шагами $S_1 = 100$, $S_2 = 67$ мм.

Стеклянные трубы *1* в трубных досках *3* закреплены квадратными (на 12 труб) прижимными досками *4* с уплотнением стыка манжетами *6* из жаростойкой резины. Для предохранения от боя стеклянных труб при транспорте и монтаже первый ряд труб воздухоперегревателя (по ходу дымовых газов) выполнен из обычных стальных труб. Пакет из стеклянных труб устанавливается в зоне $t_р$ дымовых газов, т. е. в последнем пакете по ходу газов, что дает возможность значительного снижения $\vartheta_{ух}$.

На рис. 2.9 даны принципиальные конструктивные схемы рекуперативных воздухоподогревателей в зависимости от степени подогрева воздуха и единичной мощности котла.

На рис. 2.9,*а* показана последовательная схема воздухоподогревателя и экономайзера при однопоточной подаче воздуха в четыре поперечных хода для котлов небольших единичных мощностей и умеренном подогреве воздуха до 250—270 °С.

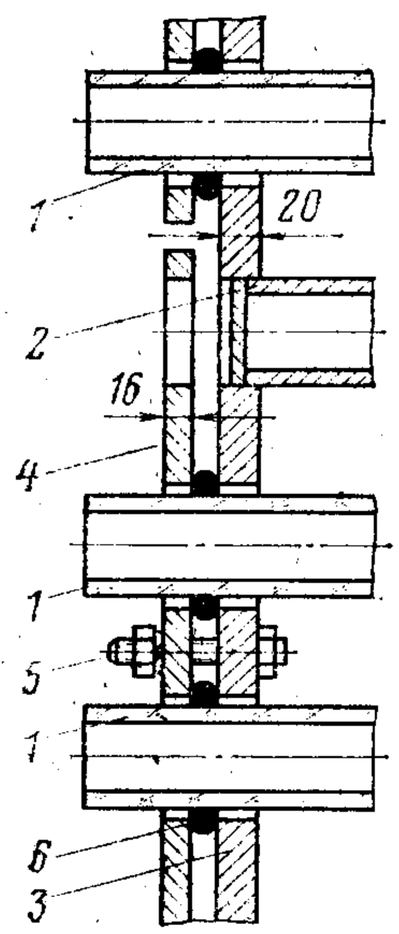


Рис. 2.8. Конструкция основных элементов стеклянного воздухоподогревателя:

1 — стеклянные трубы; *2* — стальные трубы; *3* — стальная трубная доска; *4* — прижимная плита; *5* — болтовое соединение прижимной плиты с трубной доской; *6* — уплотнительный элемент из жаростойкой резины

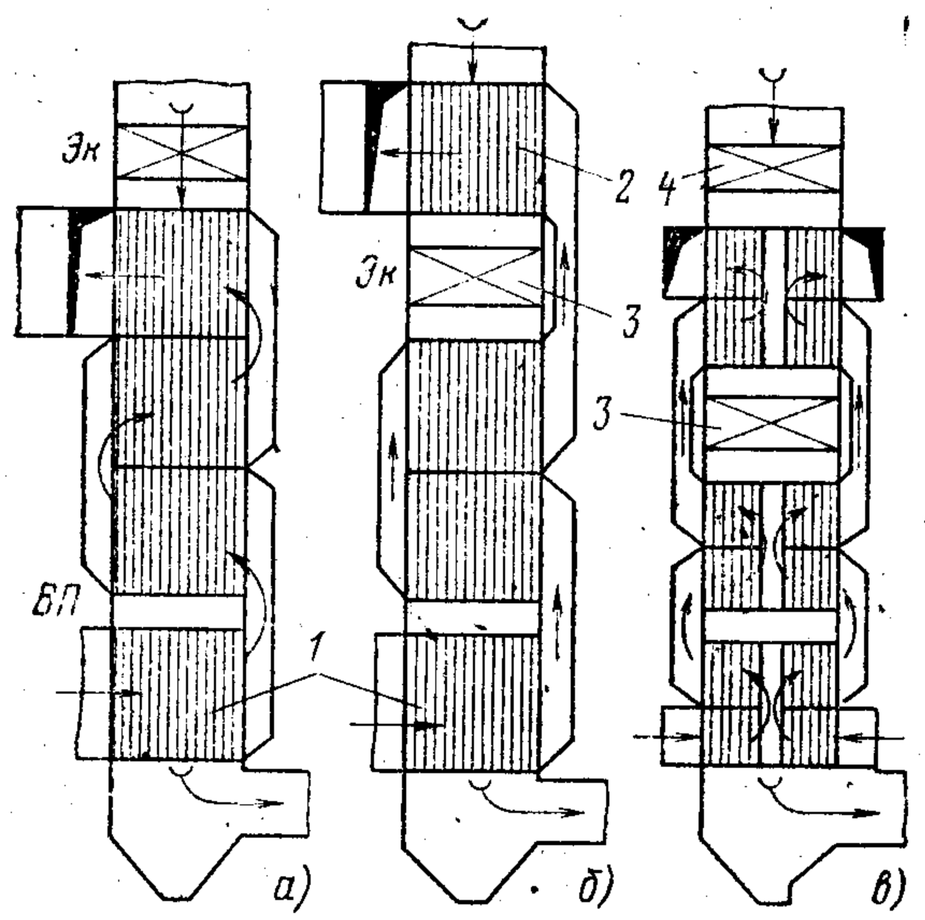


Рис. 2.9. Конструкционные схемы рекуперативных трубчатых воздухоподогревателей в зависимости от $t_{г.в}$ и мощности агрегата:

1, *2* — холодный и горячий пакеты ВП; *3*, *4* — первый и второй пакеты экономайзера по ходу питательной воды.

На рис. 29,*б* представлена двухступенчатая схема воздухоподогревателя и экономайзера *в рассечку*, что обеспечивает подогрев воздуха выше 250—300 °С. Наконец, на рис. 2.19,*в* дана двухпоточная по воздуху схема, но для мощного котла. Двух-, четырех- и даже шестипоточный подвод воздуха сокращает высоту воздушного хода, но увеличивает число ходов при меньшем числе рядов трубок по глубине хода, что снижает сопротивление по воздуху и повышает температурный напор воздухоподогревателя.

Обращает внимание на всех схемах раздельное расположение входного «холодного» пакета воздухоподогревателя, что объясняется стремлением облегчить замену прокорродированных холодных поверхностей воздухоподогревателя.

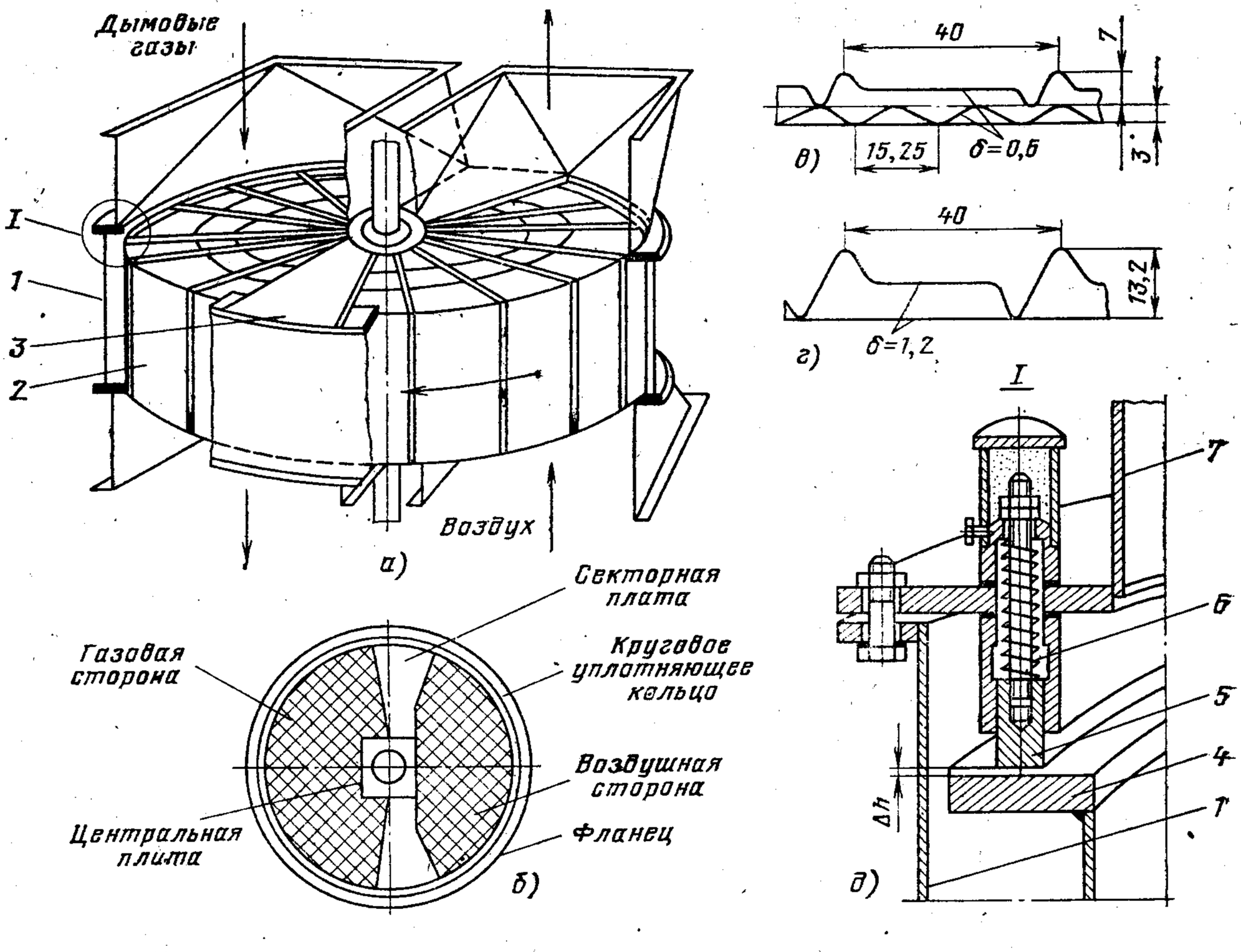


Рис. 2.10. Регенеративный воздухоподогреватель:

а — общий вид; *б* — секторы; *в* — набивка горячей части ротора; *г* — набивка холодной части ротора; *д* — конструкция уплотнения между ротором и крышкой РВП; *1* — кожух; *2* — ротор; *3* — плита сектора; *4* — фланец ротора; *5* — колодка уплотнения; *6* — пружина для регулирования величины Δh (зазора между ротором и неподвижной крышкой); *7* — стенка газоподводящего патрубка

Совместить низкую температуру уходящих газов, например 110—130 °С, с высоким подогревом воздуха выше примерно 270 °С практически невозможно. В этом случае приходится прибегать к *двухступенчатому* расположению. При этом достигается достаточный температурный напор на горячем конце воздухоподогревателя, что позволяет сохранить на сравнительно низком уровне температуру уходящих газов и минимальный расход металла даже при высоких температурах подогрева воздуха.

Так как конец воздухоподогревателя первой ступени и начало экономайзера первой ступени находятся в одной точке газохода, то подогрев воздуха в 1-й ступени воздухоподогревателя, очевидно, должен быть примерно равным $t_{п.в}$, т. е. $t''_{вп} \approx t_{п.в}$.

В качестве общих выводов можно отметить, что трубчатые воздухоподогреватели просты в изготовлении, отличаются высокой газовой плотностью, требуют сравнительно небольших расходов металла, в силу чего используются на котлах производительностью до 130 кг/с.

На рис. 2.10 представлены элементы регенеративного вращающегося воздухоподогревателя (РВВ или РВП). Поверхность нагрева образована из гофрированных и плоских тонких стальных листов (рис. 2.10,*в*, *г*) с размером щелей от 3 до 13 мм. Этой набивкой заполнен пустотелый ротор *2*, состоящий из секторов. Ротор диаметром от 4 до 17 м медленно вращается (2—8 об/мин) в горизонтальной, реже — вертикальной плоскости. Газы направлены сверху

вниз и занимают $^2/_3$ живого сечения ротора, воздух направлен навстречу газам и занимает $^1/_3$ сечения. Набивка нагревается при попеременном пересечении вращающегося ротора газовым потоком и охлаждается в потоке воздуха. Наружный неподвижный кожух воздухоподогревателя снабжен глухими секторными плитами, размер которых больше размера секторов ротора. Для устранения, вернее уменьшения, перетока воздуха из воздушной в газовую область под воздействием разности абсолютных давлений воздуха и газа РВП снабжается многочисленными сложными и дорогими уплотняющими конструкциями (рис. 2.10,*д*).

РВП конструктивно сложны, отличаются высокими присосами воздуха (до 20%), наконец, имеют существенный эксплуатационный недостаток — наличие массивного вращающегося ротора. Несмотря на это, РВП получили исключительное распространение на мощных энергоблоках из-за компактности, невысокого расхода металла, небольших аэродинамических сопротивлений и устойчивости к коррозии (см. § 20.2).

РАЗДЕЛ II

ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ТОПЛИВО. ПРОЦЕССЫ ГОРЕНИЯ И МЕТОДЫ СЖИГАНИЯ ТОПЛИВА

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ОРГАНИЧЕСКОЕ ТОПЛИВО

3.1. ВИДЫ ОРГАНИЧЕСКОГО ТОПЛИВА

Органическим топливом называются вещества, способные активно соединяться с кислородом и образовывать продукты сгорания, нагретые до высокой температуры за счет содержащейся в нем химически связанной энергии. *Углерод* является основным горючим элементом органического топлива. Второе место занимает *водород*, которого хотя сравнительно немного, но удельное тепловыделение его большое. *Сера*, являющаяся третьим горючим элементом, дает тепловыделение, но наносит вред котельному оборудованию и окружающей среде. В состав органического топлива входят также влага и негорючие минеральные примеси, из которых в ходе горения образуется зола и шлак.

По происхождению топлива можно разделить на естественные, добытые в природных условиях, и *искусственные*, полученные в итоге переработки природного топлива. По сфере потребления топлива подразделяются тоже на две группы: *энергетические* — идущие для сжигания при выработке электроэнергии и теплоты и *технологические* — на переработку для получения необходимых промышленных продуктов.

По агрегатному состоянию все используемые в энергетике органические топлива делятся на три группы: *твердые, жидкие* и *газообразные*. К твердым топливам относятся ископаемые угли, торф и сланцы; к жидким — мазут, являющийся продуктом переработки добываемой из-под земли нефти; к газообразным — горючий газ. На газ приходится немного больше 5% теплоты, содержащейся во всех разведанных мировых запасах органических топлив, на нефть 7% и на уголь около 80% — таким образом, ископаемые угли являются основным органическим топливом.

Каменные угли

Каменные угли по глубине химических превращений (метаморфоза), часто отвечающих геологическому возрасту, подразделяются на три главные группы: бурые угли, каменные угли и антрациты.

Происхождение углей в настоящее время установлено довольно четко. В 1757 г. первым высказал мысль о происхождении углей из торфа М. В. Ломоносов в своем «Слове о рождении металлов», что в дальнейшем и подтвердилось.

Торф является основным углеобразующим веществом и произошел из отмирающих наземных растений и планктона (водорослей), подвергшихся атмосферному и биохимическому воздействию, в результате которых образовалась рассыпчатая землистая масса от темно-желтого до темно-бурого цвета со сравнительно невысокой теплотой сгорания.

Каменные угли являются конечной стадией минерализации органического вещества — торфа под воздействием высокого давления и повышенной температуры, особенно в условиях тектонической или вулканической деятельности.

Каменный уголь представляет собой твердую массу с блестящей черной поверхностью из кусков размером от нескольких и до 300—500 мм в поперечнике. При горении уголь выделяет по сравнению с торфом теплоты в 2—3 раза больше.

Угольные месторождения расположены в европейской части СССР, но основная их масса сосредоточена в Сибири и Средней Азии.

Сланцы

Сланцы по своей природе можно разбить на две группы: на горючие и углистые. Под *горючими сланцами* понимают глинистые породы, расслаивающиеся на плитки, обладающие способностью легко загораться от спички и гореть коптящим пламенем с запахом нефти. Перечисленные свойства вызываются наличием в сланцах углеводородов, называемых в данном случае битумом.

Под *углистыми сланцами* подразумеваются плотные сцементированные углисто-глинистые породы гумусового (растительного) происхождения.

Отличительной особенностью почти всех горючих сланцев является деление их минеральной составляющей на две неравные части. Первая слагаемая — зола в твердой фазе, а вторая — кажущаяся зольность в виде карбонатов, которые при горении сланцев превращаются в газообразную фазу $(CO_2)_к$ — карбонатную двуокись углерода.

В СССР имеются два промышленных месторождения сланцев: Прибалтийское (ЭССР и Ленинградская обл.) и Волжское (Кашпирское Куйбышевской обл.). Наиболее значительное месторождение находится в ЭССР с повышенной на 40 % теплотой сгорания против сланцев кашпирских.

Жидкое топливо

Нефть является единственным широко распространенным жидким сырьем, из которого получают несколько видов топлива. Нефть, так же как и горючие сланцы, имеет растительное и планктоновое происхождение и в своей горючей массе представляет смесь жидких и растворенных в них твердых углеводородов. Нефть отдельных месторождений может сильно отличаться по ряду свойств, таких как плотность, вязкость, количественный и качественный выход отдельных летучих при фракционной разгонке и т. п. Различают нефти по содержанию в них метанов, ароматических и других углеводородов, а также серы. Нефть включает в небольшом количестве сернистые и азотные соединения, парафин и смолы. Сырая нефть в настоящее время сжигается под котлами в редких случаях, поскольку в ней содержатся ценные легкие фракции и масла (бензин, лигроин, керосин, газойль, солярка), после извлечения которых остается тяжелая фракция — *мазут*, часто забалластированный серой.

Сернистые мазуты являются основным видом жидкого топлива, сжигаемого на электростанциях СССР, и характеризуются повышенной вязкостью и плотностью, содержанием значительного количества асфальта — смолистых веществ, минеральной части нефти и др.

При перекачке и распыле мазутов большую роль играет *вязкость*, ее принято выражать в градусах условной вязкости (°ВУ), определяемой вискозиметром Энглера при 50 °С. Вязкость сильно зависит от температуры. Так, если топочный мазут при 50 °С имеет вязкость 100 °ВУ, то при 125 °С вязкость падает до 3°ВУ, т. е. до значений, при которых нормально перекачивается насосами по трубопроводам и распыливается форсунками.

Следует отметить несколько характерных температур, свойственных мазутам.

Температура застывания — минимальная температура (5—25 °С), при которой мазут теряет текучесть: слив и перекачка его по трубопроводам делаются невозможными без предварительного разогрева до 60—70 °С.

Температура вспышки — температура 80—140 °С, при которой пары мазута в смеси с воздухом вспыхивают при соприкосновении с пламенем. Поэтому при открытой системе подогрева следует температуру мазута не доводить на 10—15 °С до температуры вспышки. Температура воспламенения считается та, при которой мазут после вспышки горит не менее 5 с; она выше примерно на 20 °С температуры вспышки.

Нефтяные месторождения в нашей стране расположены в районах Каспийского моря, Северного Кавказа, Среднего Поволжья, Средней Азии и Западной Сибири. Согласно решениям XXVI съезда КПСС в 11-й пятилетке и последующих пятилетках потребление нефти в качестве котельно-печного топлива должно резко сократиться, так как это ценнейшее сырье необходимо для химической переработки и биологических производств.

Природный и промышленный газ

Природный газ имеет две разновидности: газ чисто газовых и газоконденсатных месторождений и газ попутный (нефтепромысловый), всегда сопутствующий нефтяным месторождениям. Попутный газ, как правило, скапливается в верхних точках нефтеносных пластов, образуя так называемые «газовые шапки». Он обычно подвергается химической переработке на заводе, а газ чисто газовых месторождений используется как топливо — непосредственно, в первую очередь на бытовые и коммунальные нужды, и только остатки — на выработку электроэнергии.

В настоящее время более 50 % природного газа добывается из конденсатных месторождений. Такой газ содержит высококипящие углеводороды и др., конденсирующиеся при снижении давления. *Конденсат* является сырьем для получения бензинов, дизельного топлива, растворителей и др.

Газ в местах добычи очищается от песка и прочих примесей, осушается и по газопроводам доставляется потребителям специальными газоперекачивающими установками на расстояния в сотни и тысячи километров. Для этого ведется строительство единой газовой сети с магистральными трубопроводами, поперечными резервными связями с подземными хранилищами газа в районах потребления.

В СССР эксплуатируются месторождения природного газа: в Средней Азии — Газлинское, в Украинской ССР — Шебелинское, Дашавское, на Северном Кавказе — Ставропольское, в Тюменской области — Медвежье, Пурпейское, Березовское, Газовское, Заполярное, Уренгойское; на Южном Урале — Оренбургское, в Коми АССР, Туркмении, Азербайджанской ССР.

Природный горючий газ может находиться и в твердом состоянии. Это газовые гидраты — твердые соединения воды и природного газа, по физическим свойствам и внешнему виду похожи на лед. Из 1 м³ такого льда высвобождается 180 м³ горючего газа. В СССР проводятся промышленные исследования, направленные на использование твердого газа в различных технологических процессах. Большая часть твердого газа сосредоточена в Западной и Восточной Сибири.

Промышленный газ. Среди промышленных газов основную долю составляет доменный газ, отчасти газ коксовый, газогенераторный и др. Отличительной особенностью доменного газа является забалластированность воздухом и продуктами сгорания, отчего процент горючих газов в нем и теплота сгорания — невысокие.

3.2. ЭЛЕМЕНТАРНЫЙ СОСТАВ ТОПЛИВА

В элементарный химический состав топлива входят горючие вещества: углерод C, водород H, сера S, а также кислород O и азот N, находящиеся в сложных соединениях. Кроме того, топливо содержит негорючие минеральные вещества, превращающиеся при сжигании в золу *A* и воду *W*.

Углерод (C) входит в состав топлива в виде сложных соединений с другими элементами. Чем выше содержание углерода, тем выше тепловая ценность топлива. В твердом топливе содержание его колеблется от 50 % для древесины до 93 % для антрацита (рис. 3.1) * в зависимости от глубины обуглероживания растительных (или животных) остатков. Теплота сгорания углерода около 33 МДж/кг.

Водород (H) занимает в топливе второе место по располагаемой теплоте. Содержание его в твердом топливе также приведено на рис. 3.1. Для антрацита содержание H падает в несколько раз за счет глубины метаморфизма угля. При сгорании водорода получается вода, которая может находиться в парообразном или жидком состоянии. В зависимости от этого колеблется теплота сгорания водорода: для парообразного состояния продуктов окисления она равна 120 МДж/кг, для жидкого — 142 МДж/кг.

Кислород (O) является балластной составляющей топлива, так как своим присутствием уменьшает горючую часть в топливе. Содержание кислорода колеблется в пределах от 0,5 % у каменных углей до 42 % у растений.

Азот (N), как и кислород, также считается внутренним балластом топлива, снижающим горючую часть, так как входит в органическое вещество. В твердом топливе содержание доходит до 3 %, но в доменном и генераторном газах содержание азота существенно увеличивается, что снижает теплоценность этих искусственных горючих газов. Азот топлива при горении целиком превращается в токсичные окислы NO и NO_2 (см. § 30.1).

Сера (S) имеет невысокую теплоту сгорания и в твердом топливе находится в виде органической (S), колчеданной ($S_к$) (что то же — пиритной FeS_2) и в виде сульфатов ($S_с$). Таким образом,

$$S_{общ} = S_0 + S_к + S_с. \qquad (3.1)$$

Органическую и колчеданную серу называют летучей (горючей), так как она участвует в процессе горения (рис. 3.2). Теплота сгорания серы 9,05 МДж/кг. Сульфатная сера не горит, так как является конечным продуктом окисления серы, например $FeSO_4$, $MgSO_4$, $CaSO_4$ и др. В твердом топливе содержание серы достигает 8 %, в жидком 3,5 %, в газообразном — сера содержится в газообразном состоянии в виде двух соединений: H_2S и SO_2.

При сгорании H_2S сера в основном окисляется в сернистый ангидрид SO_2, в меньшей степени — в серный ангидрид SO_3. Эти окислы в присутствии влаги образуют слабые растворы сернистой и серной кислот, вызывающих наружную коррозию элементов оборудования и оказывающих вредное действие на окружающую среду при попадании в атмосферу.

Зола (*A*) представляет собой твердый минеральный остаток после сжигания топлива и состоит из топочных шлаков и летучей золы, покидающей топку с продуктами сгорания. Следующие компоненты определяют химический состав и свойства топочных шлаков и золы SiO_2, Al_2O_3, Fe_2O_3, известь — CaO, окислы щелочных металлов Na_2O, K_2O и сульфаты.

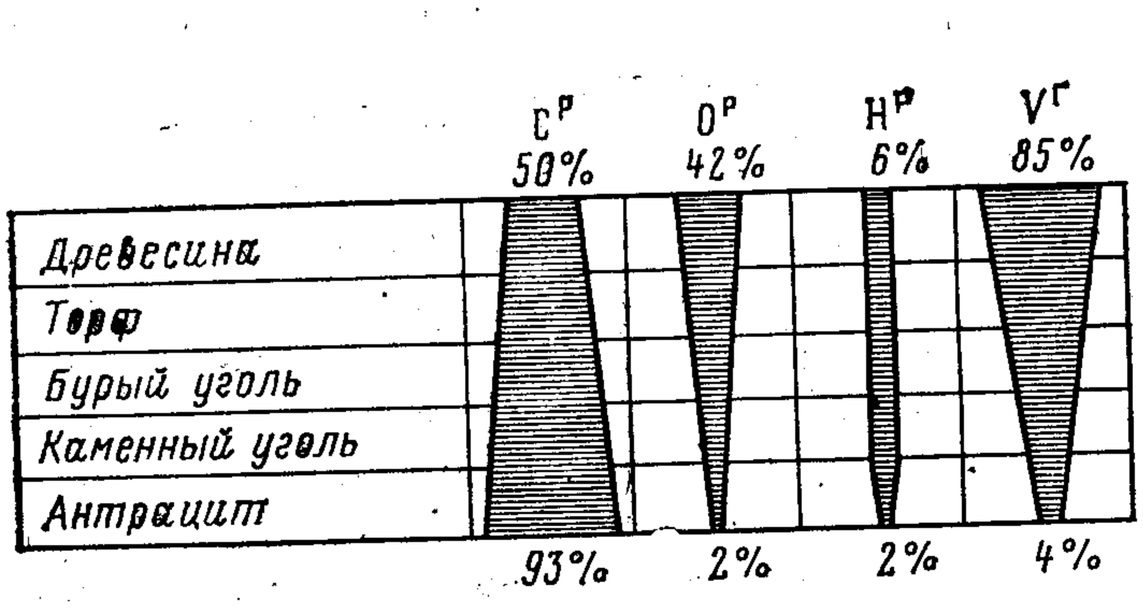


Рис. 3.1. Динамика изменения элементарного состава твердых топлив

* Обозначения на рис. 3.1 пояснены в § 3.2 и 3.4.

Летучая зола, выбрасываемая через дымовую трубу, кроме вреда для окружающей среды, наносит вред непосредственно поверхностям нагрева своими эрозионными свойствами (SiO_2) и загрязнением (CaO). Соединения ванадия в минеральной части топлива вызывают интенсивную ванадиевую коррозию металла (см. § 20.2).

Различают три разновидности минеральной части: *зольность первичную* из материнского вещества растений, *зольность вторичную*, занесенную в топливо при пластообразовании, и *зольность третичную*, занесенную из кровли, подошвы и прослоек горных пород в период добычи топлива. Легче всего избавиться в какой-то степени от третичной зольности общепринятыми методами обогащения углей, труднее от вторичной и совсем невозможно от первичной.

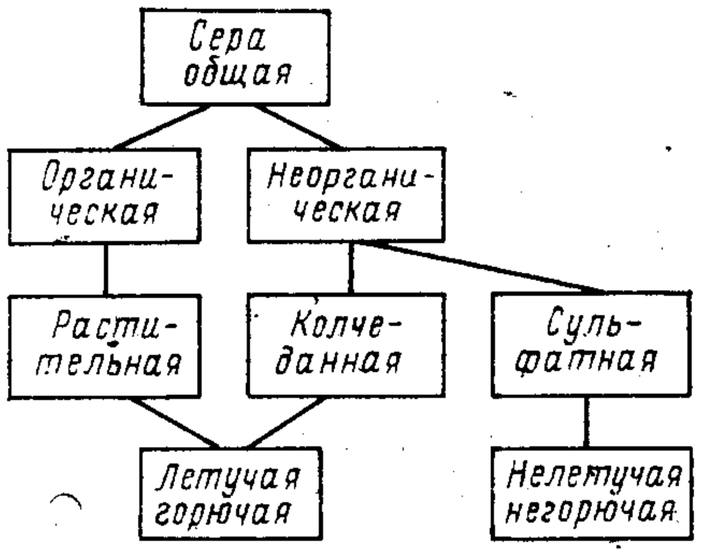


Рис. 3.2. Природа и свойства серы в топливе

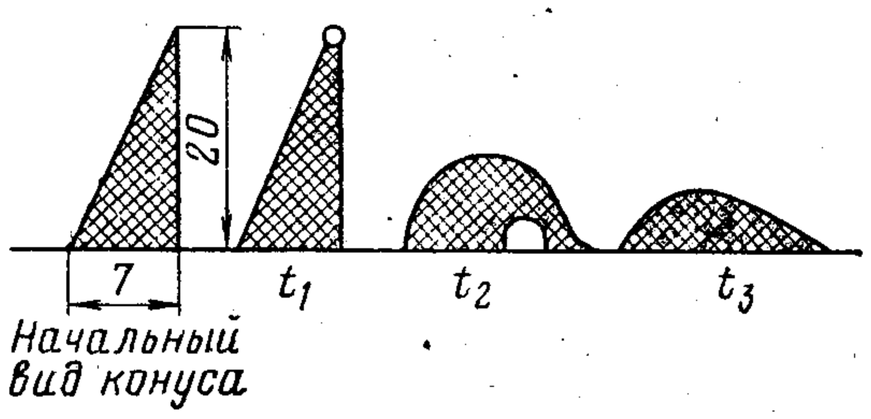


Рис. 3.3. Определение плавкости золы по конусам

Содержание минеральных примесей в топливе изменяется в широких пределах: от 1—2 % у древесины до 55 % в углях при фрезерном способе добычи, а в горючих сланцах до 70 %. В международной геологической статистике запасы углей подсчитываются только до значения зольности 50 %.

Важное практическое значение имеет характеристика плавкости золы, которую разделяют на: *тугоплавкую* с температурой плавления выше 1425 °С, *среднеплавкую* — 1200—1425 °С и *легкоплавкую* — ниже 1200 °С. Как правило, при принятых способах сжигания тугоплавкая зола находится в сыпучем состоянии и легко удаляется с поверхностей нагрева.

Чтобы правильно проектировать, необходимо знать температурную характеристику плавкости золы, которая зависит от состава золы и окружающей газовой среды. В частности, это необходимо для того, чтобы избежать зашлаковывания поверхностей нагрева котлов и осуществлять устойчивое горение угля как при твердом, так и при жидком шлакоудалении. На рис. 3.3 показано поведение золовых пирамидок при постепенном нагревании их в газовой среде с продуктами неполного горения (CO, H_2 и др.). Плавкость золы зависит от ее вязкостных характеристик и оценивается по трем характерным температурам (см. табл. 3.1 и рис. 3.3): t_1 — *начало деформации;* t_2 — *начало размягчения;* t_3 — *начало жидкоплавкого состояния.*

Для топок с твердым шлакоудалением важно сгранулировать расплавленные микрокапли шлака до встречи их с трубами при выходе из топки. Для этого температура топочных газов на выходе из топки должна быть ниже t_2. Для устойчивого образования жидкого шлака на поде в топках с жидким шлакоудалением надо, чтобы температура газов у пода была выше t_3 (на 100—200 °С). Эту температуру в «Тепловом расчете котельных агрегатов (нормативный метод)» обозначают через $t_{н.ж}$ и называют температурой нормального, жидкого шлакоудаления (см. табл. 3.1).

Влага W, как и зольность, является внешним балластом топлива, снижает его теплоценность и, кроме того, требует затрат теплоты на испарение. Испарившаяся влага отбирает от дымовых газов часть теплоты на свой подогрев, отчего понижается температура газов, а вместе с ней и температурный напор между газами и рабочей средой, что уменьшает количество передаваемой теплоты.

Сумма рабочих зольности и влажности составляет внешний балласт рабочего топлива ($Б$). Можно записать:

$$Б = A^р + W^р. \quad (3.2)$$

Чем больше балласт, тем меньше теплота, выделяемая при сгорании топлива.

Различают два вида влаги в топливе: *внешнюю* ($W^{внешн}$) и *внутреннюю* (или *гигроскопическую*) ($W^{внутр}$). Рабочая влажность топлива, %,

$$W^р = W^{внешн} + W^{внутр}. \quad (3.3)$$

При сушке топлива внешняя влага, попавшая в топливо при его добыче, транспорте и хранении, может быть удалена. Количество внешней влаги колеблется в широком диапазоне (1—40 %).

Внутренняя влага связана с органическим веществом и его минеральными примесями. В свою очередь внутренняя влага состоит из двух компонентов: гигроскопической в коллоидально-связанном состоянии, равномерно распределенной в массе топлива, и незначительного количества гидратной, входящей в состав молекул минеральных примесей. Принято внутреннюю влагу называть *гигроскопической* ($W^{ги}$) или *аналитической* ($W^а$)

$$W^{внутр} = W^а = W^{ги}. \quad (3.4)$$

Для бурых углей $W^{ги} = 10 \div 13$ %, для антрацитов 1,5—2,5 %. Из соображений взрывоопасности сушку угольной пыли производят только до $W^{ги}$.

В жидком топливе влага обычно присутствует в небольшом количестве (1 %) и легко отстаивается в подогретом мазуте, а затем дренируется. В газообразном топливе влаги вообще немного, так как она находится в газообразном состоянии и количество ее определяется температурой насыщения при парциальном давлении водяных паров. Поэтому со снижением температуры газов снижается и их влажность и наоборот.

Повышенная рабочая влажность топлива $W^р$ вызывает трудности при сжигании, ибо снижается теплота сгорания, растут удельные расходы топлива, объемы продуктов сгорания, потери теплоты с уходящими газами и расход энергии на привод дымососов. По всему тракту топливоподачи нарушается нормальное движение топлива за счет снижения сыпучести, а в зимнее время — за счет смерзания топлива.

Основную горючую часть природного газа составляет *метан* (CH_4), содержание которого доходит до 80—90 %. Так, на Уренгойском месторождении на самом глубоком горизонте (~3000 м) «Юра» содержание CH_4 в 1 м³ газа составляет 87 %; C_2H_6 = =6,2 %; C_3H_8=3,4 %; C_4H_{10}=1,9 %; C_5H_{12}=0,7 %; N_2=1,1 %; CO_2=0,1 %. Теплота сгорания на сухую массу газа $Q_c^н$=39 000 кДж/кг (9330 ккал/м³); плотность при $10 \cdot 10^4$ Па (760 мм рт. ст.) и 20 °С $\rho^с_г$=0,673 кг/м³.

3.3. ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОПЛИВА

Массу вещества топлива принято условно характеризовать как рабочую, аналитическую, сухую, горючую и органическую. В соответствии с этими наименованиями ставится вверху компонента индекс из первой буквы наименования массы. Так, для *рабочей массы* топлива, которое доставляется потребителю, можно записать

$$C^р + H^р + O^р + N^р + S_л^р + A^р + W^р = 100\%. \quad (3.5)$$

При лабораторных исследованиях пользуются *аналитической* (воздушно-сухой) пробой топлива, для чего тонко измельченную пробу подсушивают естественным путем в лаборатории до полной потери внешней влаги, характеризуемой постоянством массы пробы.

Аналитическая масса, %, записывается так:

$$C^а + H^а + O^а + N^а + S_л^а + A^а + W^а = 100. \quad (3.6)$$

Далее, путем искусственной подсушки пробы при t=105 °С можно удалить всю влагу, как внешнюю, так и внутреннюю, и тогда останется *сухая масса*:

$$C^с + H^с + O^с + N^с + S_л^с + A^с = 100. \quad (3.7)$$

Так как азот и кислород находятся в топливе в связанном состоянии, то принято их массу относить к условной горючей массе

$$C^r+H^r+O^r+N^r+S_л^r=100. \quad (3.8)$$

Исключив из горючей массы серу, получим условную органическую массу

$$C^o+H^o+O^o+N^o=100. \quad (3.9)$$

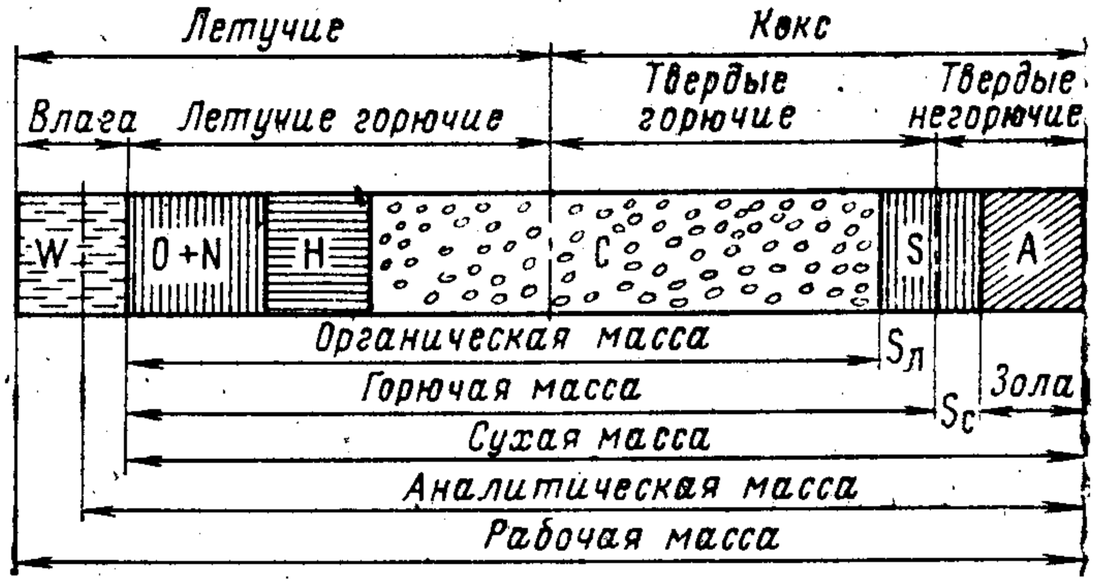


Рис. 3.4. Состав и масса топлива

Во всех теплотехнических расчетах принято иметь дело с рабочей массой. Расчетные характеристики топлив часто даются на горючую массу, поскольку она является наиболее устойчивой.

Для вывода пересчетной формулы с одной массы на другую, например из горючей в рабочую, запишем:

$$C^r+H^r+O^r+N^r+S_л^r=100;$$

$$C^p+H^p+O^p+N^p+S_л^p=100-A^p-W^p.$$

Тогда, если обозначим через x^p содержание какого-либо элемента в рабочей массе, %, а через x^r — в горючей, то, очевидно, можно написать

$$x^p=x^r\frac{100-A^p-W^p}{100}. \quad (3.10)$$

Аналогично можно найти все пересчетные коэффициенты. На рис. 3.4 представлены рассмотренные выше массы топлива.

Теплотой сгорания называют теплоту, которая выделяется при сгорании одной единицы массы или объема топлива, она является одной из основных тепловых характеристик органического топлива. Определение теплоты сгорания топлива производится в лабораторных условиях в калориметрах. Различают *высшую и низшую теплоту сгорания*. Высшая отличается от низшей прибавкой теплоты, выделяемой при конденсации паров, входящих в состав дымовых газов. Все расчеты экономичности агрегата ведутся по низшей теплоте сгорания, хотя в принципе можно вести и по высшей.

Пересчет высшей теплоты сгорания на низшую производится так. Если учитывать, что теплота испарения воды равна примерно 2500 кДж/кг, и иметь в виду, что при окислении одной массовой единицы водорода получается девять массовых единиц воды, то теплота, потребная на испарение воды, кДж/кг, будет

$$Q_{H_2O}=2500(9H^p/100+W^p/100)=225H^p+25W^p, \quad (3.11)$$

откуда $Q_н^p=Q_в^p-225H^p-25W^p$. (3.12)

Если условно принять, что горючие элементы в твердом и жидком топливах находятся в виде механической смеси, то можно вывести приближенную формулу для оценки $Q_н^p$, кДж/кг. Д. И. Менделеев получил полуэмпирическое выражение

$$Q_н^p=339C^p+1030H^p-109(O^p-S_л^p)-25W^p, \quad (3.13)$$

где три первых коэффициента, умноженных на 100, выражают теплоту сгорания углерода, водорода и серы.

Теплоту сгорания газообразного топлива находят по известному процентному содержанию отдельных горючих компонентов и по теплоте сгорания, м³, каждого компонента

$$Q_н^с = 0{,}01\,(Q_{CO}CO + Q_{H_2}H_2 + Q_{H_2S}H_2S + \\ + Q_{CH_4}CH_4 + Q_{C_2H_6}C_2H_6 + \ldots + Q_{C_nH_m}C_nH_m, \qquad (3.14)$$

где Q — теплота сгорания данного газа, входящего в состав топлива, МДж/м³; CO, H_2, H_2S, CH_4, C_2H_6 и др. — содержание соответствующего газа, % в 1 м³ газовой смеси.

Приведенные характеристики топлива

При сравнении работающих установок по экономичности и другим показателям удобно пользоваться относительными характеристиками топлива, такими, например, как условное топливо и приведенные влажность и зольность.

Теплота сгорания разных топлив колеблется в широких пределах, что часто затрудняет проведение расчетов, например, при сравнении удельных расходов топлива и норм расхода на 1 кВт·ч, на единицу продукции и т. п.

Для облегчения таких задач введено понятие условного топлива с низшей теплотой сгорания 29,33 МДж/кг (7000 ккал/кг), что отвечает теплоценности хорошего каменного угля. Для перевода любого топлива в условное необходимо рабочую низшую теплоту сгорания разделить на 29,33 (или 7000); частное от деления называют тепловым эквивалентом топлива.

Содержание балласта (влаги, золы и серы) топлива не является достаточным показателем энергетической ценности топлива, так как топлива с одинаковым содержанием влаги или золы часто имеют разную теплоту сгорания. Для сравнительной оценки количества золы, влаги, серы, содержащихся в топливе, предложены приведенные характеристики топлива, кг·%/МДж, в которых содержание балласта отнесено к 1000 ккал или 4,19 МДж, а $Q_н^р$ выражена в МДж/кг:

$$\left.\begin{aligned} W_{пр} &= 4{,}19W^р/Q^р_н; \\ A_{пр} &= 4{,}19A^р/Q_н^р; \\ S_{пр} &= 4{,}19S^р/Q_н^р. \end{aligned}\right\} \qquad (3.15)$$

Так, для подмосковного угля (см. табл. 3.1) при $W^р = 32\%$ и $Q_н^р = 10{,}4$ МДж/кг $W_{пр} = 12{,}9$ кг·%/МДж.

Выход летучих и кокса

Выход летучих является одной из важнейших характеристик твердого топлива, от него зависят условия воспламенения и характер горения топлива.

При нагревании из каменного угля выходят летучие $V^г$, включающие горючие газы и влагу (рис. 3.4), из углерода и минеральной части образуется коксовый остаток различного вида — спекшийся, слабоспекшийся и порошкообразный. Интервал температур, в котором происходит переход угольной массы в пластическое состояние и затем в спекание, — 300—600 °С.

Каменные жирные угли с большим содержанием битума при нагревании дают плотный, спекшийся, крупнопористый остаток, называемый коксом, используемый в металлургических печах. Такие угли назы-

вают *коксующимися* и, как правило, под котлами и в отопительных установках не сжигаются.

С химическим возрастом топлива количество летучих веществ на горючую массу V^r неизменно снижается (см. рис. 3.1) — так, для торфа это 70% горючей массы, для бурых углей — 35—60%, каменных углей — 30—45%, для антрацитов — 2—9%. Чем ниже выход летучих в топливе, тем ниже его реакционная способность и менее надежно и устойчиво зажигание и горение. Из каменных углей наименее устойчивы в горении и наиболее трудно зажигаемы антрациты из-за невысокого выхода летучих в них, хотя теплоценность последних и высока.

Твердость топлива и коэффициент размолоспособности

Твердость и сопротивляемость измельчению твердого топлива характеризуются коэффициентом размолоспособности $k_{ло}$, под которым понимают отношение удельного расхода электроэнергии на помол эталонного твердого топлива (антрацита), принимаемого за единицу, к удельному расходу энергии на помол испытуемого топлива до того же размера, что и антрацит. Очевидно, чем мягче уголь, тем больше единицы будет $k_{ло}$ (см. табл. 3.1).

Определение коэффициента размолоспособности производят размолом пробы топлива в лабораторной мельнице и получаемый при этом коэффициент размолоспособности называют *лабораторным относительным* и обозначают $k_{ло}$.

По принятой методике ВТИ условно принято понимать отношение удельного расхода электроэнергии на размол некоторого эталонного наиболее твердого воздушно-сухого топлива $Э^{эталь}$, кВт/ч, к удельному расходу электроэнергии на размол испытуемого воздушно-сухого топлива $Э^{исп}$ при условиях одинаковой начальной крупности проб и одинаковой тонкости пыли, получаемой в результате размола проб:

$$k_{ло} = Э^{эталь} / Э^{исп}. \qquad (3.16)$$

Конечно, было бы идеально выразить отношение энергии не при «одинаковой тонкости пыли», а при одинаковых абсолютных обнажаемых поверхностях

$$k_{ло} = F_2 / F_1, \qquad (3.17)$$

но относительно точное определение этой поверхности представляет задачу трудную и длительную. За эталонное топливо принят антрацит, по уточненным данным $k_{ло} = 0{,}95$; большинство углей, как правило, мягче и имеет более высокие значения $k_{ло}$. Для примера в табл. 3.1 приведены значения $k_{ло}$ для типичных топлив СССР. Существуют и другие шкалы оценок значений коэффициента размолоспособности. Коэффициент размолоспособности показывает, во сколько раз производительность мельницы при прочих равных условиях на конкретном топливе больше, чем на эталонном.

3.4. ОСОБЕННОСТИ И КЛАССИФИКАЦИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ТОПЛИВ

Энергетическим топливом называют органическое топливо, которое используется для выработки электрической и тепловой энергии и которое технически невозможно или экономически нецелесообразно использовать для переработки в химической, металлургической и других отраслях народного хозяйства и которого имеются в природе большие запасы.

К энергетическим топливам относятся: торф, сланцы, бурые угли, некоксующиеся каменные угли, антрацитовый штыб, мазуты, природный горючий газ чисто газовых месторождений и искусственные газы, доменный, коксовый, конверторный, крекинг, подземной газификации

углей и др. Представителями энергетических топлив являются и так называемые *местные топлива*, по своей низкой теплоценности не выдерживающие дальних перевозок и поэтому сжигаемые непосредственно у места добычи.

Критерием целесообразности использования органического топлива в энергетике является либо качество топлива (обычно под котлами стремятся сжигать низкосортные виды топлива), либо цены на различные виды топлива в месте сжигания (из нескольких видов топлива добываемых или доставляемых в данное место сжигается наиболее дешевое).

В связи с развитием техники угледобычи появились вторичные виды энергетических топлив, такие как отсевы углей, отходы углеобогащения и пр. Так, получило распространение энергетическое топливо — ГСШ (газовый, семечко со штыбом) — отсев газовых каменных углей, с $Q_н^р = 21$ МДж/кг, с большим количеством щелочей и поэтому склонное к образованию плотных отложений на поверхностях нагрева.

К энергетическим топливам также относится большая группа бурых и каменных, так называемых *окисленных* углей. Эти угли неглубоких залеганий; под воздействием атмосферного кислорода и влаги в них совершается процесс *выветривания* или окисления, заключающийся в том, что падает процент содержания горючих, теплоценность горючих, рабочая низшая теплота сгорания, температура плавления шлаков; с другой стороны, растут внешний балласт, плотность и твердость угля.

Бурые угли. К группе энергетических топлив следует отнести и некоторые сорта особо молодых бурых углей. В УССР добываются три разновидности бурых углей с минимальной глубиной метаморфизма. Это землистые бурые угли, кусковатые бурые угли и лигниты. *Землистые угли* отличаются высокой забалластированностью $W_{ср}^р = 56\%$, $A_{ср}^с = 17 \div 35\%$, низкой теплотой сгорания $Q_н^р = 1{,}5 \div 1{,}9$ МДж/кг и низкой температурой плавкости золы. Наиболее крупными разрабатываемыми бассейнами землистых бурых углей являются Александрийский и Юрковский. *Кусковатый бурый уголь* в основном добывается в Львовской области; отличается от землистого большой прочностью и крупностью кусков, высоким содержанием серы — до 8,5÷9,5%.

Особую группу углей составляют закарпатские *лигниты*, представляющие собой слаборазложившуюся массу, похожую на обуглившуюся древесину со скоплениями смолистых веществ ($W^р = 45\%$; $A^с = 45\%$; $Q_н^р = 6{,}2$ МДж/кг; $t_1 = 1120$, $t_3 = 1310$ °С). Размеры кусков лигнита достигают 800 мм в поперечнике.

Бурые угли, как правило, залегают на сравнительно небольших глубинах, поэтому часто их добывают открытым способом, который в 5—7 раз производительнее и дешевле шахтного. В настоящее время открытым способом в СССР добывается 1/3 используемых углей. Бурые угли (Б) делятся по рабочей влажности на три группы: Б1 — угли с $W^р = 40\%$; Б2 — с $W^р = 30 \div 40\%$; Б3 — с $W^р < 30\%$.

В СССР и в международной классификации бурыми углями считаются такие угли, у которых $Q_в^р \frac{100}{100 - A^р} < 23{,}8$ МДж/кг, каменными, у которых это соотношение больше 23,8. Характеристикой топлива, определяющей его принадлежность к той или иной группе, является отношение $\frac{O + N}{H}$ (для бурых углей > 4, для каменных < 4).

Каменные угли имеют наиболее широкую классификацию, особенно Донецкого бассейна, во-первых, по размеру кусков: П — плита,

>100 мм; К — крупный, 50—100мм; О — орех, 25—50 мм; М — мелкий, 13—25 мм; С — семечко, 6—13 мм; Ш — штыб (пыль), <6 мм и Р — рядовой, от штыба до куска 500 мм. Во-вторых, по сорту и марке, в основу которых положены разнообразные свойства: выход летучих, спекаемость кокса и др. Так, Д — длиннопламенный имеет $V^r>36\%$; у Г — газового характер кокса — спекшийся; ГЖ — газовый жирный — $V^r=31\div37\%$, спекшийся; Ж — жирный — $V^r=24\div37\%$, спекшийся: КЖ — коксовый жирный — $V^r=25\div33\%$, спекшийся; К — коксовый — $V^r=17\div33\%$, спекшийся; ОС — отощенный спекающийся — $V^r=14\div27\%$; Т — тощий — $V^r=9\div17\%$; СС — слабоспекающийся — $V^r=17\div37\%$.

Мазуты. В настоящее время в соответствии с ГОСТ заводы-поставщики в зависимости от вязкости выдают топочные мазуты трех марок: М-40, М-100 и М-200, где цифры — значение вязкости в °ВУ при 50 °С.

По содержанию серы различают три сорта сернистых мазутов: *малосернистые* ($S<0{,}5\%$), *сернистые* ($S=0{,}5\div2\%$) и *высокосернистые* ($S=2\div3{,}5\%$).

Поддержание товарных свойств в пределах норм достигается компаундированием тяжелых остатков перегонки нефти или крекингом нефтепродуктов с маловязкими компонентами нефти.

Торф классифицируется как луговой и как моховой или верховой. Первый более засорен, имеет невысокую теплоту сгорания, второй — старый, выдержанный, высококалорийный с хорошо разложившейся растительной массой. Средняя $Q_н^р=5{,}8$ МДж/кг.

Сланцы. Зольность сланцев доходит до $A^р=50\div60\%$, влажность тоже повышенная $W^р=15\div20\%$, низшая теплота сгорания $Q_н^р=5{,}87\div10$ МДж/кг при высокой теплоте сгорания горючей массы $Q_н^г=27{,}2\div33{,}5$ МДж/кг. Высокое содержание водорода в горючей массе $H^г=7{,}5\div9{,}5\%$ определяет большой выход летучих у сланцев, достигающий 80—90%, и легкую воспламеняемость.

Природный газ в большинстве случаев содержит метан, примерно 0,90—0,98 по объему, что определяет близкие характеристики газов различных месторождений (кроме Бугурусланского). Так, теплота сгорания составляет $Q_н^с=8000\div8500$ ккал/м³ (33 400—35 600 кДж/м³), плотность газа близка к плотности метана и при 20 °С $\rho_г=0{,}68\div0{,}74$ кг/м³. **Плотность воздуха, поступающего в горелки при 250 °С, $\rho_в=0{,}67$ кг/м³,** что обеспечивает устойчивое перемешивание горючего с окислителем. Из-за высокой теплоты сгорания газа удельная потребность в воздухе высока: на 1 м³ газа требуется 9,6 м³ воздуха, а с учетом $\alpha=1{,}05$ поднимается до 10 м³, что затрудняет качественное перемешивание природного газа с воздухом. Близкая теплота сгорания и состав горючих у природных газов обеспечивают им и близкую (см. гл. 10) теоретическую (адиабатическую) температуру горения $\vartheta_а=1950\div2000$ °С. Так как скорость химического реагирования растет с ростом температуры и концентрации реагирующих веществ (см. гл. 6), то для повышения температуры смеси практикуется предварительный подогрев воздуха до 200—250 °С, а при сжигании промышленных газов и подогрев самого газа.

Так как ископаемые угли являются основным источником энергии для электроэнергетики, следует остановиться на рассмотрении главных их месторождеиий.

В европейской части СССР имеются два угольных бассейна: Донецкий (каменные угли) и Подмосковный (бурые). Интересно сопоставление этих двух месторождений. Бурые угли Подмосковья залегают на сравнительно небольшой глубине, каменные донецкие — на большой, поэтому, хотя геологический возраст подмосковных углей больше, чем донецких, однако химический возраст намного меньше, т. е. метаморфизм донецких углей под действием высоких давлений, повышенных температур и других причин продвинулся значительно дальше.

В восточной части СССР имеются разведанные месторождения ископаемых углей, однако крупных среди разрабатываемых три: каменноугольный (Кузбасс), буроугольный (Канско-Ачинский) и каменноугольный (Экибастузский). Угли канско-ачинские и экибастузские дешевы, так как добываются в основном открытым способом. Развитие ТЭС на ближайшее время должно базироваться главным образом на Канско-Ачинском топливно-энергетическом комплексе (КАТЭК) и Экибастузском (ЭТЭК) — на базе КАТЭК решено построить ТЭС суммарной мощностью 60 000 МВт и впервые довести единичную мощность электростанции до 6400 МВт.

Основным месторождением канско-ачинских углей является Березовское. Пласт угля имеет толщину от 10 до 70 м, глубина залегания колеблется от нескольких до 250 м. Особенность этого угля — низкая рабочая зольность (в среднем 7 %), малая сернистость ($S_к^р$=0,3 %), высокая механическая прочность ($k_{ло}$=1,3), если не считать окисленных углей, склонность к быстрому самовозгоранию, он относится к числу наиболее взрывоопасных. Угли Канско-Ачинского бассейна в минеральной части имеют CaO (у березовского до 60 %), склонны к шлакованию и образованию плотных отложений на конвективных поверхностях нагрева. Для углей окисленных (сажистых) теплота сгорания рабочего топлива снижена с 15 до 7,5 МДж/кг.

Экибастузский каменноугольный бассейн с его запасами угля, пригодными к открытой добыче, является топливной базой энергетики Северного Казахстана и Урала. Угленосная часть бассейна образована тремя промышленными пластами со средней мощностью пластов: первого — 28, второго — 32 и третьего — 76 м. Пласты имеют многочисленные породные прослойки толщиной от нескольких сантиметров до 4 м, зольность прослоек 45—85 %. Все три пласта разрабатываются одновременно. Экибастузский уголь отличают умеренный выход летучих ($V_{ср}^г$=25÷40 %), высокая абразивность золы, в состав которой входит кремнезем (SiO_2=45÷78 %). Отсюда высокая эрозия золой поверхностей нагрева, воздействие на окружающую среду, высокая рабочая зольность угля ($A_{ср}^р$=38%). С применением роторных экскаваторов с диаметром режущего колеса до 12 м селективная добыча заменяется валовой добычей, при которой зольность за счет породы может подняться до 56 %, а в среднем до 44—48 %. Экибастузский уголь отличает высокая температура жидкоплавкого состояния шлака (t_2 и t_3 больше 1500 °С), исключающая применение в топках жидкого шлакоудаления.

Электростанции, работающие на природном газе, как правило, имеют резервное топливо в виде мазута (газомазутные станции) или угля (пылегазовые электростанции). Такие электростанции работают летом на основном топливе — газе, зимой — на резервном (угле). Использование на ТЭС мазутов и особенно горючих газов интересно из-за ряда обстоятельств. На газомазутных электростанциях по сравнению с угольными имеет место снижение капитальных вложений примерно до 20 %, повышение экономичности электростанций на 3—4 %, снижение загрязненности окружающей среды, повышение общей культуры эксплуатации.

При сжигании газов, как природных, так и промышленных, следует обращать особое внимание на взрывоопасность и токсичность их. Взрываемость природных горючих газов происходит при определенной концентрации их, примерно 5—15 % по объему, в смеси с воздухом в присутствии огня. Так как при этом выделяется много энергии, то взрывы отличаются большой разрушительной силой.

Токсичность особенно свойственна окиси углерода CO и сероводорода H_2S, поэтому контроль утечек газа и безопасные условия работы на газе должны быть тщательно продуманы и организованы. Так как природный газ не имеет запаха, то для профилактики несчастных случаев, перед доставкой потребителю газ *одорируют*, т. е. насыщают веществом с резким запахом.

Первое, что требуется при проектировании и эксплуатации, — это ознакомление с техническими характеристиками топлива, которое предполагается сжигать в проектируемом котле или при переводе действующего котла на новый вид топлива. В табл. 3.1 приведены характеристики некоторых энергетических органических топлив.

Таблица 3.1. Характеристика некоторых энергетических органических топлив СССР

№ п/п.	Топливо, марка	Бассейн, месторождение	Рабочая масса топлива, %							
			W^p	A^p	$S^p_к$	$S^p_{ор}$	C^p	H^p	N^p	O^p
1	Уголь АШ, СШ	Донецкий	8,5	22,9	1,0	0,7	63,8	1,2	0,6	1,3
2	Уголь Д/Р, СШ	Кузнецкий	12	13,2	0,3		58,7	4,2	1,9	9,7
3	Уголь К/Р	Карагандинский	8,0	27,6	0,8		54,7	3,3	0,8	4,8
4	Уголь СС/Р	Экибастузский	7,0	38,1	0,4	0,4	43,4	2,9	0,8	7,0
5	Уголь Б2/Р	Подмосковный	32,0	25,2	1,5	1,2	28,7	2,2	0,6	8,6
6	Уголь Г/Р	Кизеловский	6,0	31,0	6,1		48,5	3,6	0,8	4,0
7	Уголь Б2/Р	Назаровский	39,0	7,3	0,4		37,6	2,6	0,4	12,7
8	Уголь Б2/Р	Березовское	33,0	4,7	0,2		44,8	3,0	0,4	14,4
9	Уголь Б1/Р	Итатское (Кемерово)	40,5	6,8	0,4		36,6	2,6	0,4	12,7
10	Уголь Б2/Р	Райчихинское	37,5	9,4	0,3		37,7	2,3	0,6	12,2
11	Уголь Т/Р	Сучанский (Приморье)	5,0	22,8	0,5		64,6	2,9	0,8	3,4
12	Уголь Д/Р	Джебарчки-Хая (Якутия)	11,0	11,1	0,2		60,5	4,2	0,5	12,5
13	Энергетические сланцы	ЭССР	13,0	40,0+ +14,4	1,3	0,3	24,1	3,1	0,1	3,7
14	Фрезерный торф	—	50,0	6,3	0,1		24,7	2,6	1,1	15,2
15	Высокосернистый мазут	—	3,0	0,1	2,8		83,0	10,4	—	0,7

Продолжение табл. 3.1

№ п/п.	Топливо, марка	Бассейн, месторождение	Рабочая низшая теплота сгорания, МДж/кг	Температура плавкости золы, °С				Коэффициент размолоспособности
			$Q_н^р$	t_1	t_2	t_3	$t_{н.ж}$	$k_{ло}$
1	Уголь АШ, СШ	Донецкий	22,6	1100	1200	1250	1450	0,95
2	Уголь Д/Р, СШ	Кузнецкий	22,8	1130	1200	1250		1,12
3	Уголь К/Р	Карагандинский	21,3	1400	1450	1470	1650	1,40
4	Уголь СС/Р	Экибастузский	16,8	1300	>1500	>1500		1,35
5	Уголь Б2/Р	Подмосковный	10,4	1350	1500	>1500	1650	1,7
6	Уголь Г/Р	Кизеловский	19,7	1150	1250	1300		1,0
7	Уголь Б2/Р	Назаровский	13,0	1200	1220	1240	1300	1,1
8	Уголь Б2/Р	Березовское	15,7	1270	1290	1310	1400	1,3
9	Уголь Б1/Р	Итатское (Кемерово)	12,8	1200	1220	1240	1300	1,3
10	Уголь Б2/Р	Райчихинское	12,7	1100	1260	1290	1430	1,3
11	Уголь ТР	Сучанский (Приморье)	24,3	1100	1250	1280		1,3
12	Уголь Д/Р	Джебарчки-Хая (Якутия)	23,0	1120	1160	1180	1400	1,1
13	Энергетические сланцы	ЭССР	10,9	1300	1400	1430	1550	2,5
14	Фрезерный торф	—		1010	1150	1200	—	—
15	Высокосернистый мазут	—	8,1 39,8	—	—	—	—	—

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

ПРОДУКТЫ СГОРАНИЯ ТОПЛИВА

4.1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ РАСХОД ВОЗДУХА НА ГОРЕНИЕ

При горении топлива горючие элементы взаимодействуют с окислителем, т. е. с кислородом, и образуют соответствующие окислы CO_2, SO_2, H_2O. Так как окисление идет в основном за счет кислорода, содержащегося в воздухе (21%), то в продуктах сгорания содержится, кроме указанных окислов, азот, входивший ранее в воздух. Если при полном сгорании топлива прореагирует весь поданный с воздухом кислород, то имеющееся при этом соотношение количеств кислорода и топлива называют *стехиометрическим*, а количество поданного воздуха — теоретически необходимым V^0, м³/кг или м³/м³ *.

Необходимое для полного сгорания топлива количество кислорода, объемы и массовые количества продуктов сгорания определяются из стехиометрических уравнений горения для 1 моля горючего. Так, для углерода можно записать

$$C+O_2=CO_2;$$

$$12 \text{ кг } C+32 \text{ кг } O_2=44 \text{ кг } CO_2. \quad (4.1)$$

Для 1 кг углерода получим

$$1 \text{ кг } C+2{,}67 \text{ кг } O_2=3{,}67 \text{ кг } CO_2; \quad (4.2)$$

для серы и водорода соответственно

$$S+O_2=SO_2;$$

$$1 \text{ кг } S+1 \text{ кг } O_2=2 \text{ кг } SO_2; \quad (4.3)$$

$$2H_2+O_2=2H_2O;$$

$$1 \text{ кг } H_2+8 \text{ кг } O_2=9 \text{ кг } H_2O. \quad (4.4)$$

Итак, для полного сжигания 1 кг углерода требуется 2,67 кг кислорода и при этом образуется 3,67 кг углекислого газа и т. д.

Суммарная потребность в кислороде, кг, при полном сгорании 1 кг рабочей массы твердого или жидкого топлива с учетом кислорода, имеющегося в самом топливе, равна

$$L_{O_2}^{\circ}=2{,}67C^p/100+8H^p/100+S_л^p/100-O^p/100.$$

С учетом того, что в воздухе содержится 21% кислорода по объему, после подстановки удельной массы кислорода $\rho_{O_2}=1{,}429$ кг/м³ и соответствующих преобразований получаем формулу для определения количества теоретически необходимого воздуха

$$V^0=0{,}0889(C^p+0{,}375S_л^p)+0{,}265H^p-0{,}0333\,O^p. \quad (4.5)$$

В массовом выражении, кг/кг

$$L^0=0{,}115(C^p+0{,}375S_л^p)+0{,}342H^p-0{,}0431O^p. \quad (4.6)$$

Для горючих газов V^0 определится как сумма теоретически необходимых количеств воздуха, потребного для полного сжигания отдельных компонентов газа, м³/м³.

---

* Здесь и в последующем тексте объемы воздуха и газов даны в кубических метрах при 0,1013 МПа (1 кгс/см², 760 мм рт. ст.) и 0 °С.

4.2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОБЪЕМЫ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

При полном сгорании топлива образуются только продукты полного окисления горючих элементов — CO_2, SO_2, H_2O и азот воздуха N_2.

Теоретический объем продуктов сгорания $V_г^0$, м³/кг, равен

$$V_г^0 = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O}^0. \quad (4.7)$$

Суммарный теоретический объем трехатомных газов CO_2 и SO_2 обозначен символом V_{RO_2}, м³/кг, и записывается

$$V_{RO_2} = V_{CO_2} + V_{SO_2}. \quad (4.8)$$

Эта величина для твердых (кроме сланцев) и жидких топлив равна

$$V_{RO_2} = \frac{1,866}{100}(C^р + 0,375S_л^р), \quad (4.9)$$

где V_{CO_2} и V_{SO_2} подсчитывают по (4.2) и (4.3).

Теоретический объем азота $V_{N_2}^0$, м³/кг, обусловлен азотом, входящим в теоретически необходимое для горения количество воздуха, и азотом топлива.

Тогда

$$V_{N_2}^0 = 0,79V^0 + 0,8\frac{N^р}{100}, \quad (4.10)$$

где $0,8 = 1/\rho_{N_2}$.

Теоретический объем водяных паров, м³/кг, для твердых и жидких топлив

$$V_{H_2O}^0 = V_{H_2O}^H + V_{H_2O}^W + V_{H_2O}^в, \quad (4.11)$$

где объем водяных паров при сжигании водорода

$$V_{H_2O}^H = 9H^р/100\rho_{H_2O}^0 = 0,111H^р; \quad (4.12)$$

объем водяных паров за счет испарения рабочей влаги

$$V_{H_2O}^W = W^р/100\rho_{H_2O}^0 = 0,0124W^р; \quad (4.13)$$

объем водяных паров с атмосферной влагой в теоретическом объеме

$$V_{H_2O}^в = V_в^0\rho_в d/\rho_{H_2O}^0 = 0,0161V_в^0. \quad (4.14)$$

Здесь $\rho_в$, ρ_{H_2O}, d — плотность сухого воздуха, то же водяного пара (кг/м³) и содержание влаги в воздухе, обычно $d = 0,01$ кг паров на 1 кг воздуха. Иногда требуются и другие данные, как-то:

а) при паровом распыливании мазута необходимо учитывать объем *форсуночного* распыливающего пара $G_ф/\rho_{H_2O}$, м³/кг, где $G_ф$ — расход пара на распыливание мазута, кг/кг; $\rho_{H_2O} = 0,804$ кг/м³ — плотность водяного пара при атмосферном давлении;

б) часто требуется оценка парциальных давлений трехатомных газов r_{RO_2} и r_{H_2O}, МПа (кгс/см²)

$$r_{RO_2} = V_{RO_2}/V_г; \quad r_{H_2O} = V_{H_2O}/V_г; \quad (4.15)$$

в) концентрация золы в продуктах сгорания, г/м³, равная

$$\mu = 10 A^{р} a_{ун} / V_{г}, \tag{4.16}$$

где $a_{ун}$ — доля золы, уносимой с газами и в среднем равной для топок слоевых 0,2—0,3, для пылеугольных — 0,60—0,95;

г) при сжигании сланцев карбонаты кальция, магния и железа образуют, кроме окислов металла, еще и карбонатную CO_2, которую следует прибавлять к вычисленному выше V_{RO_2}:

$$V_{RO_2к} = V_{RO_2} + 0{,}509\,(CO_2)_к k / 100, \tag{4.17}$$

где $(CO_2)_к$ — двуокись углерода в карбонатах, %; k — степень разложения карбонатов, при слоевом сжигании равная, примерно 0,7, при камерном — 1.

Количество продуктов сгорания при сжигании газового топлива рассчитывают также по стехиометрическим соотношениям для отдельных горючих компонентов.

4.3. ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЕ ОБЪЕМЫ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

Для осуществления полного сгорания в действительности в топку подают количество воздуха $V_д$, всегда большее теоретически необходимого V^0. Тогда

$$V_д / V^0 = \alpha_т, \tag{4.18}$$

где $\alpha_т$ — коэффициент избытка воздуха в топке. При сжигании в камерных топках эта величина для твердых топлив обычно равна 1,2, для жидких и газообразных — 1,01—1,1.

Если учитывать, что процесс горения, как правило, заканчивается в топочной камере (топке), объем трехатомных газов не изменяется по всему тракту дымовых газов. Избыточное по отношению к теоретически необходимому количество воздуха приводит к увеличению в продуктах сгорания объема водяных паров на величину ΔV_{H_2O}, м³/кг или м³/м³:

$$\Delta V_{H_2O} = 0{,}0161\,(\alpha - 1) V^0 \tag{4.19}$$

и появлению в них избыточного воздуха $\Delta V_в$, м³/кг или м³/м³:

$$\Delta V_в = (\alpha - 1) V^0. \tag{4.20}$$

Действительный объем продуктов сгорания таким образом

$$V_г = V_г^0 + 1{,}0161\,(\alpha - 1) V^0; \tag{4.21}$$

$$V_г = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O} + (\alpha - 1) V^0. \tag{4.22}$$

Из формул (4.7), (4.19), (4.21), (4.22) легко получить формулы для определения объема сухих газов и общего объема водяных паров:

$$V_{с.г} = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + (\alpha - 1) V^0; \tag{4.23}$$

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0{,}0161\,(\alpha - 1) V^0, \tag{4.24}$$

Когда котел работает не под наддувом, а с уравновешенной тягой и в газоходах под воздействием дымососов устанавливается разрежение, тогда действительное количество воздуха растет от топки и до самого дымососа за счет присоса воздуха через наружные ограждения котла. Присосы по основным элементам котла для номинальной паропроизводительности принимают: для слоевых механических и ручных топок $\Delta\alpha_т = \Delta\alpha = 0{,}1 \div 0{,}3$; для камерных топок в зависимости от обшивки $\Delta\alpha_т =$

$=0{,}03 \div 0{,}1$; пароперегревателя $\Delta\alpha_{пе}=0{,}03$; стального экономайзера $\Delta\alpha_{эк}=0{,}08$; трубчатого стального воздухоподогревателя $\Delta\alpha_{вп}=0{,}03 \div 0{,}06$; регенеративного воздухоподогревателя $\Delta\alpha_{р.вп}=0{,}2 \div 0{,}25$.

При работе системы пылеприготовления имеют место свои присосы воздуха, и тогда при подсчете потребного количества $V_{пер}$ — первичного и $V_{втор}$ — вторичного воздуха необходимо произвести подсчет воздушного баланса системы пылеприготовления и котла.

Подсчет объемов продуктов сгорания топлива производится согласно рекомендациям величин $\alpha_т$ и присосам холодного воздуха $\Delta\alpha$ по участкам газового тракта. В этом случае считают, что процесс горения топлива идет до полного окисления его горючих составляющих.

В реальных условиях вследствие недостаточного избытка воздуха или при плохом перемешивании топлива с воздухом в продуктах сгорания может образоваться некоторое количество продуктов неполного горения — CO, а иногда — CH_4 и H_2.

4.4. ЭНТАЛЬПИЯ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ И ВОЗДУХА

Теплота продуктов сгорания I, кДж/кг или кДж/м³, является суммой физической теплоты трехатомных газов (RO_2), двухатомных (N_2) и водяных паров (H_2O). Для теоретического избытка воздуха и температуры это

$$I_г^0 = (V_{RO_2} c_{CO_2} + V_{N_2} c_{N_2} + V_{H_2O} c_{H_2O})\vartheta. \qquad (4.25)$$

Теплоемкости c, кДж/(м³·К), принимаются по табличным данным в зависимости от температуры; с ростом температуры теплоемкость неизменно растет. Так, например, c_{CO_2} при 0 °С равна 1,5998, а при 1500 °С возрастает до 2,3354 кДж/(м³·К).

Энтальпия дымовых газов для действительных объемов воздуха равна

$$I_г = I_г^0 + (\alpha - 1) I_в^0, \qquad (4.26)$$

где энтальпия теоретического объема воздуха равна

$$I_в^0 = V^0 c_{вл.воз}\vartheta. \qquad (4.27)$$

При пылевидном сжигании топлив; когда имеет место высокий унос летучей золы с газами — $1000\, A^р a_{ун}/Q_н^р > 6$, следует учитывать отдельным членом в формуле (4.25) физическую теплоту золы $I_з$, кДж/кг:

$$I_з = A^р a_{ун} c_з \vartheta / 100, \qquad (4.28)$$

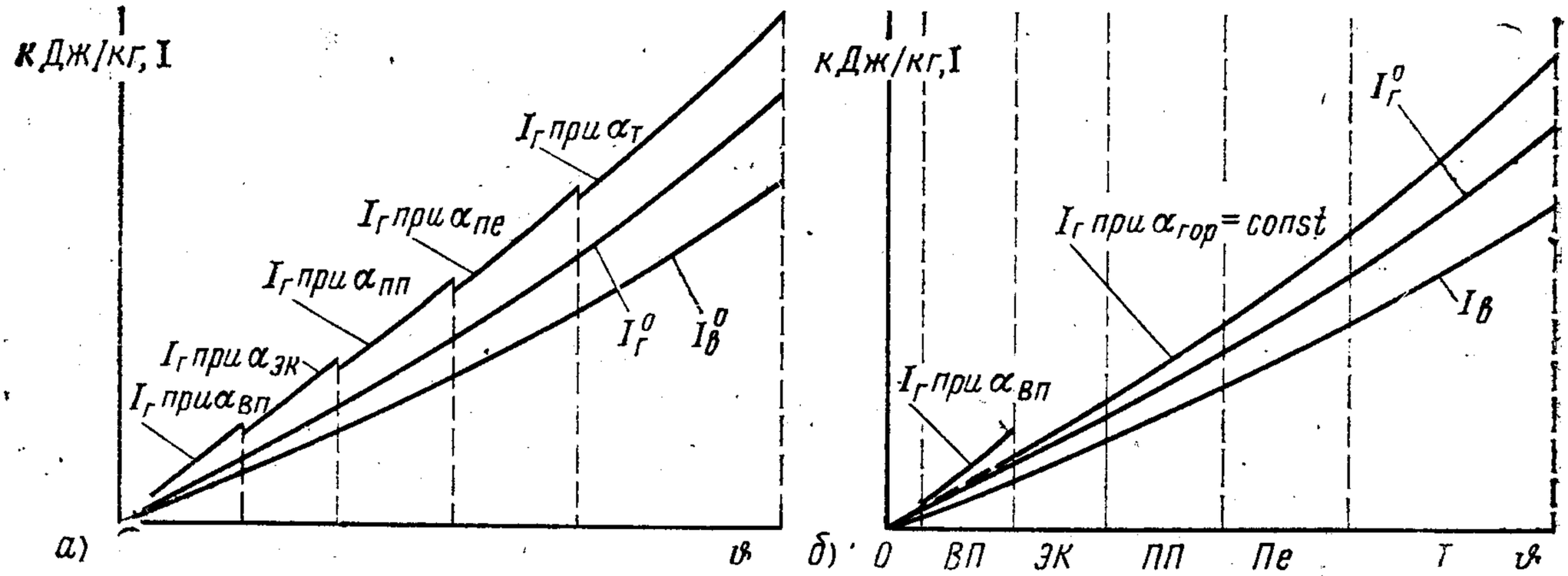


Рис. 4.1. I, ϑ-диаграмма для воздуха и продуктов сгорания при уравновешенной тяге (*а*) и наддуве (*б*)

где $c_з$ — теплоемкость золы, равна 0,7955 кДж/(кг·К) при $\vartheta_з$=100 °С и 1,1849 при $\vartheta_з$=1500 °С.

Энтальпия дополнительного объема водяных паров из-за своей малости и для упрощения расчетов обычно не учитывается.

На рис. 4.1 представлена I, ϑ-диаграмма для воздуха и продуктов сгорания, построенная по расчетным данным, для условий уравновешенной тяги ($а$) и наддува ($б$). Достоинством ее по сравнению с табличной записью является то, что на ней сразу заметна малейшая неточность в вычислениях.

ГЛАВА ПЯТАЯ

ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС И КПД ПАРОВОГО КОТЛА

5.1. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ПАРОВОГО КОТЛА

Тепловой баланс парового котла заключается в установлении равенства между поступившим в агрегат при сжигании топлива количеством теплоты, называемым *располагаемой теплотой*, $Q_р^р$ и суммой *использованной теплоты* Q_1 и *тепловых потерь*. На основе теплового баланса находят КПД и расход топлива.

При установившемся режиме работы агрегата тепловой баланс для 1 кг или 1 м³ сжигаемого топлива записывается как

$$Q_р^р = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6, \qquad (5.1)$$

где $Q_р^р$ — располагаемая теплота, приходящаяся на 1 кг твердого или жидкого топлива или 1 м³ газообразного топлива, здесь и далее кДж/кг или кДж/м³; Q_1 — использованная теплота; Q_2 — потери теплоты с уходящими из агрегата газами; Q_3 — потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива; Q_4 — потери теплоты от механической неполноты сгорания; Q_5 — потери теплоты в окружающую среду через внешнее ограждение котла; Q_6 — потери теплоты с физической теплотой шлака.

Обычно в расчетах используется уравнение теплового баланса, выраженное в процентах по отношению к располагаемой теплоте, принимаемой за 100% ($Q_р^р$=100%):

$$100 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6, \qquad (5.2)$$

где $q_1 = Q_1 \cdot 100/Q_р^р$; $q_2 = Q_2 \cdot 100/Q_р^р$ и т. д.

Располагаемая теплота включает все виды теплоты, внесенной в топку вместе с топливом:

$$Q_р^р = Q_н^р + Q_{ф.т} + Q_{в.вн} + Q_ф - Q_{карб}, \qquad (5.3)$$

где $Q_{ф.т}$ — физическая теплота топлива, включая полученную при подсушке и подогреве; $Q_{в.вн}$ — теплота воздуха, полученная им при подогреве вне котла; $Q_ф$ — теплота, вносимая в топку с распыливающим форсуночным паром; $Q_{карб}$ — теплота, необходимая для разложения карбонатов при сжигании сланцев.

Использованная теплота Q_1 воспринимается поверхностями нагрева в топочной камере котла и его конвективных газоходах, передается рабочему телу и расходуется на подогрев воды до температуры фазового перехода, испарение и перегрев пара. Количество использованной теплоты, приходящейся на 1 кг или м³ сожженного топлива, подсчиты-

вается как

$$Q_1 = \frac{D}{B}(i_{\text{п.п}} - i_{\text{п.в}}) + \frac{D_{\text{пром}}}{B}(i^{\text{вых}}_{\text{пром}} - i^{\text{вх}}_{\text{пром}}) + \frac{D_{\text{н}}}{B}(i'' - i_{\text{п.в}}) + \frac{D_{\text{пр}}}{B}(i' - i_{\text{п.в}}), \quad (5.4)$$

где B, кг/с или м³/с, — расход топлива; D_1, $D_{\text{пром}}$, $D_{\text{н}}$, $D_{\text{пр}}$, кг/с, — соответственно производительность парового котла (расход перегретого пара), расход пара на промежуточный перегрев, расход насыщенного пара, расход котловой воды на продувку; $i_{\text{п.п}}$, $i^{\text{вых}}_{\text{пром}}$, $i^{\text{вх}}_{\text{пром}}$, i'', i', $i_{\text{п.в}}$, кДж/кг, — соответственно энтальпии перегретого пара, пара после и до промежуточного перегрева, насыщенного пара, воды на линии насыщения, питательной воды. При доле продувки $p = \frac{D_{\text{пр}} \cdot 100}{D} < 2\%$ и отсутствии расхода насыщенного пара формула (5.4) принимает вид

$$Q_1 = \frac{D}{B}(i_{\text{п.п}} - i_{\text{п.в}}) + \frac{D_{\text{пром}}}{B}(i^{\text{вых}}_{\text{пром}} - i^{\text{вх}}_{\text{пром}}),$$

а при отсутствии промежуточных перегревов пара —

$$Q_1 = \frac{D}{B}(i_{\text{п.п}} - i_{\text{п.в}}).$$

5.2. ТЕПЛОВЫЕ ПОТЕРИ ПАРОВОГО КОТЛА

Эффективность использования топлива определяется в основном полнотой сгорания топлива и глубиной охлаждения продуктов сгорания в паровом котле.

Потери теплоты с уходящими газами Q_2 являются наибольшими и определяются как

$$Q_2 = (I_{\text{ух}} - \alpha I^0_{\text{х.в}})(100 - q_4), \quad (5.5)$$

где $I_{\text{ух}}$, кДж/кг или кДж/м³, — энтальпия уходящих газов при температуре уходящих газов $\vartheta_{\text{ух}}$ и избытка воздуха в уходящих газах $\alpha_{\text{ух}}$; $I_{\text{х.в}}{}^0$ — энтальпия холодного воздуха при температуре холодного воздуха $t_{\text{х.в}}$ и избытке воздуха $\alpha_{\text{ух}}$; $(100 - q_4)$ — доля сгоревшего топлива.

Для современных котлов величина q_2 находится в пределах 5—8 % располагаемой теплоты. q_2 возрастает при увеличении $\vartheta_{\text{ух}}$, $\alpha_{\text{ух}}$ и объема уходящих газов. Объем уходящих газов возрастает при увеличении влажности топлива и $\alpha_{\text{ух}}$, которые зависят от $\alpha_{\text{т}}$ и присосов воздуха по газовому тракту. Рост $\alpha_{\text{ух}}$ способствует также увеличению $\vartheta_{\text{ух}}$. Снижение $\vartheta_{\text{ух}}$ примерно на 14—15 °С приводит к уменьшению q_2 на 1 %. Глубокое охлаждение уходящих газов требует больших поверхностей нагрева. Оптимальное значение температуры уходящих газов для каждого топлива устанавливается на основании технико-экономических расчетов, в которых сопоставляются стоимости дополнительных поверхностей нагрева и увеличение затрат на собственные нужды (в данном случае на преодоление гидравлических сопротивлений движению газов в них) с получаемой экономией топлива.

Потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива Q_3 — это теплота, которая осталась химически связанной в продуктах неполного горения и рассчитывается

$$Q_3 = (126{,}4\text{CO} + 108\text{H}_2 + 358{,}2\text{CH}_4) V_{\text{с.г}}(100 - q_4), \quad (5.6)$$

где CO, H_2, CH_4, % — объемное содержание продуктов неполного сгорания по отношению к сухим газам; цифры перед CO, H_2, CH_4, кДж/м³, — уменьшенная в 100 раз теплота сгорания 1 м³ соответствующего газа.

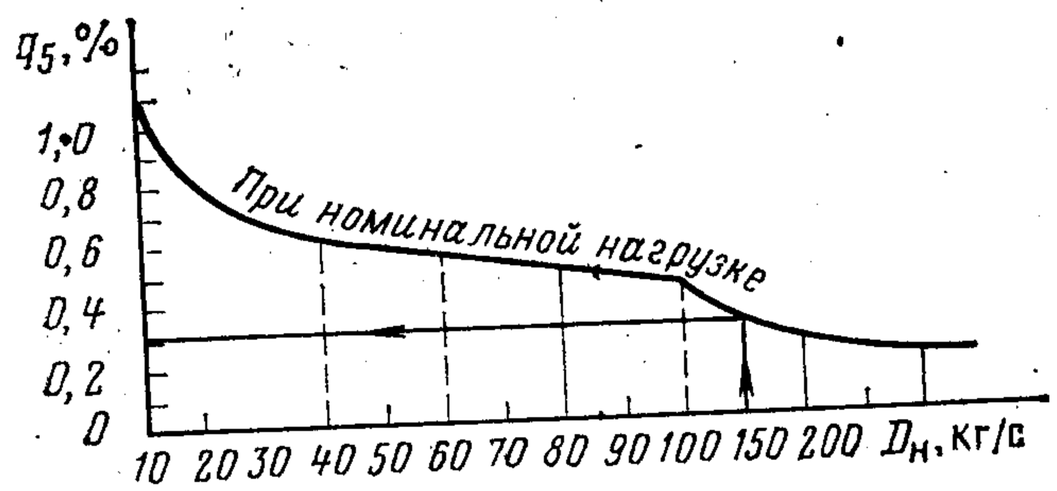


Рис. 5.1. Рекомендуемые расчетные значения q_5

Потери теплоты от химической неполноты сгорания обычно зависят от качества смесеобразования и локальных недостаточных количеств кислорода для полного сгорания, Следовательно, q_3 зависит от $\alpha_т$. Наименьшие значения $\alpha_т$, при которых q_3 практически отсутствуют, зависят от вида топлива и организации режима горения. При камерном сжигании жидких и газообразных топлив с $\alpha_т=1{,}1$ величина q_3 не превышает 0,5 %. Минимальная величина $\alpha_т$, при которой $q_3\approx 0$, для твердых топлив выше, чем для мазута и природного газа. При слоевом сжигании твердого топлива $q_3 \geqslant 0{,}5 \div 1$ %; $q_3=1$ % соответствует примерно потерям 6 % располагаемой теплоты. Химическая неполиота сгорания сопровождается всегда сажеобразованием, недопустимым в работе котла.

Потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива Q_4 — это теплота топлива, которая при камерном сжигании уносится продуктами сгорания в газоходы котла или остается в шлаке, а при слоевом сжигании и в провале через колосниковую решетку

$$Q_4 = \left(a_{шл+пр}\frac{Г_{шл+пр}}{100-Г_{шл+пр}} + a_{ун}\frac{Г_{ун}}{100-Г_{ун}}\right)32{,}7A^р, \qquad (5.7)$$

где $Г_{шл+пр}$, $Г_{ун}$, %, — содержание горючих соответственно в шлаке, провале, уносе, определяется взвешиванием и дожиганием в лабораторных условиях проб шлака, провала, уноса; $a_{шл+пр}$, $a_{ун}$, в долях от единицы,— соответственно доля золы в шлаке, провале и уносе, определяется взвешиванием и из золового баланса $a_{шл+пр}+a_{ун}=1$; 32,7 кДж/кг — теплота сгорания горючих в шлаке, провале и в уносе, по данным ВТИ.

Величина q_4 зависит от метода сжигания и способа удаления шлака, а также свойств топлива. При хорошо отлажением процессе горения твердого топлива в камерных топках $q_4\approx 0{,}3 \div 0{,}6$ для топлив с большим выходом летучих, для АШ $q_4 \geqslant 2$ %. При слоевом сжигании для каменных углей $q_4=3{,}5$ (из них 1 % приходится на потери со шлаком, а 2,5 % — с уносом), для бурых — $q_4=4$ %. q_4 увеличивается при уменьшении или увеличении $\alpha_т$ от оптимального значения.

Потери теплоты в окружающую среду Q_5 зависят от площади наружной поверхности агрегата и разности температур поверхности и окружающего воздуха. На рис. 5.1 приведены данные, которые показывают, что при росте номинальной нагрузки котла q_5 уменьшается. Для котлов единичной паропроизводительностью более 260 кг/с (300 МВт) величину q_5 принимают равной 0,2%. При снижении нагрузки котла ниже номинальной q_5 растет примерно обратно пропорционально нагрузке

$$q_5/q_5^н \approx D_н/D. \qquad (5.8)$$

В тепловых расчетах топочной камеры и отдельных газоходов парового котла принято величину q_5 распределять по отдельным элементам агрегата пропорционально количеству теплоты, воспроизводимому в каждом из них. Поэтому в формулу для

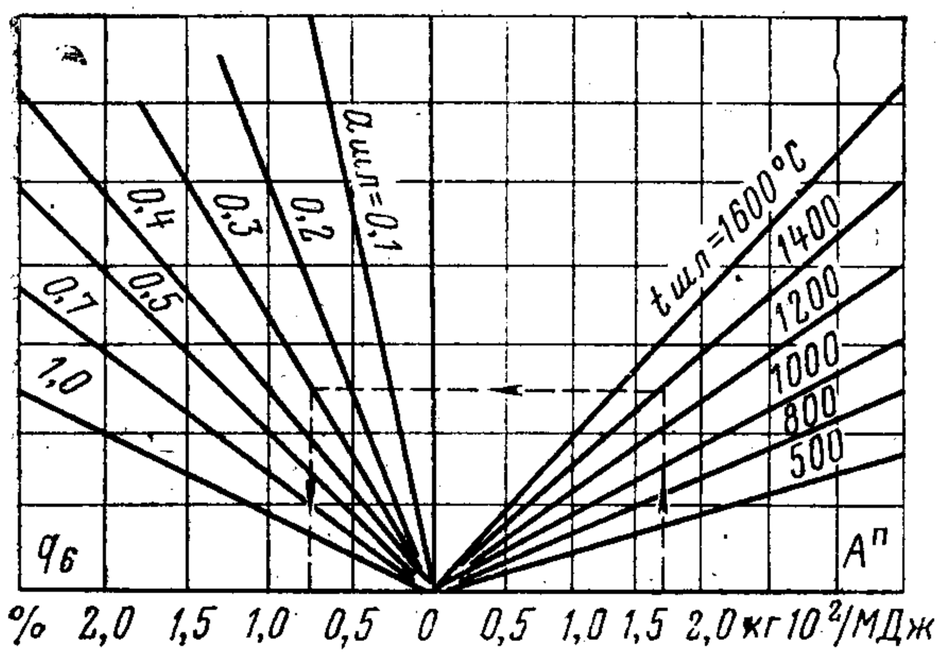


Рис. 5.2. Расчетные значения q_6

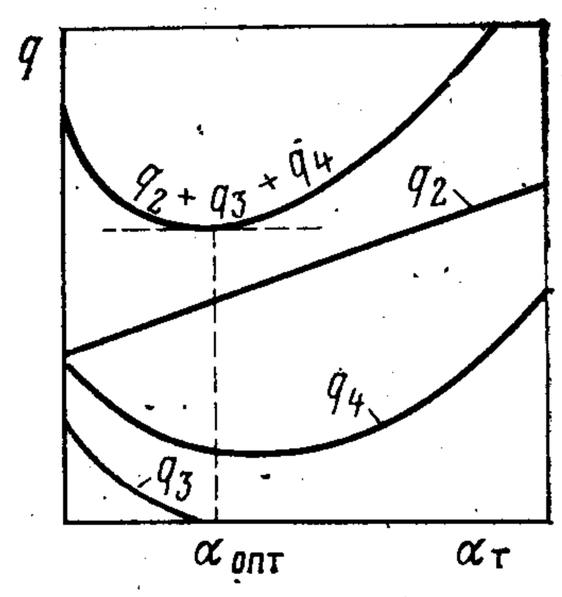


Рис. 5.3. Оптимальное значение $\alpha_т$ для твердых топлив

расчета теплоты, отданной продуктами сгорания в каждом элементе, вводится коэффициент сохранения теплоты φ, учитывающий потери теплоты в окружающую среду:

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{\eta_к^{бр} + q_5}, \qquad (5.9)$$

где $\eta_к^{бр}$ см. в (5.11).

Потери теплоты с физической теплотой шлака Q_6 происходят за счет удаления из топки шлака, температура которого может быть достаточно высокой. В пылеугольных топках с твердым шлакоудалением температура шлака 600—700 °С, а с жидким—($t_з$+100) °С. Q_6, кДж/кг, рассчитывается по формуле

$$Q_6 = \alpha_{шл} \frac{A^р}{100} c_{шл} t_{шл}, \qquad (5.10)$$

где, кроме ранее указанных величин, $c_{шл}$ — теплоемкость шлака, зависящая от температуры шлака $t_{шл}$. Так, для 600 °С $c_{шл}$ = =0,930 кДж/(кг·К), для 1600 °С—1,172 кДж/(кг·К).

Потери с физической теплотой шлака учитываются при слоевом сжигании, при камерном сжигании и жидком шлакоудалении, а при твердом шлакоудалении только для высокозольных топлив с приведенной зольностью $A^п > \frac{Q_н^р}{100}$, так как у малозольных топлив $q_6 < 0{,}2$ % и в расчетах не учитывается. На рис. 5.2 приведена номограмма для определения q_6 по величинам $A^п$, $t_{шл}$.

На котлах со слоевыми топками иногда применяют водяное охлаждение панелей и балок, не включенных в циркуляционную систему котла. В этом случае необходимо оценить потери с этой теплотой $Q_{6охл}$.

Выше показано, что основными потерями теплоты в котле являются q_2, q_3 и q_4, зависящие от $\alpha_т$. Суммирование этих потерь при различных значениях $\alpha_т$ позволяет найти оптимальное значение $\alpha_т$, соответствующее минимуму потерь теплоты (рис. 5.3).

5.3. КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ И РАСХОД ТОПЛИВА

Совершенство тепловой работы парового котла оценивается коэффициентом полезного действия брутто $\eta_к^{бр}$, %. Так, по прямому балансу

$$\eta_к^{бр} = q_1 = \frac{Q_1 \cdot 100}{Q^р_р} = \frac{Q_к}{Q^р_р B}, \qquad (5.11)$$

где $Q_к$, кДж/с, — теплота, полезно отданная котлу и выраженная через тепловосприятие поверхностей нагрева:

$$Q_к = D(i_{п.п} - i_{п.в}) + D_{пром}(i^{вых}_{пром} - i^{вх}_{пром}) + D_{пр}(i' - i_{п.в}) + Q_{ст}, \quad (5.12)$$

где $Q_{ст}$ — теплосодержание воды или воздуха, подогреваемых в котле и отдаваемых на сторону. Теплота продувки учитывается только для $D_{пр} > 2\%\ D$.

КПД котла, %, можно рассчитывать и по обратному балансу:

$$\eta_к^{бр} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6). \quad (5.13)$$

Метод прямого баланса менее точен в основном из-за трудностей при определении в эксплуатации больших масс расходуемого топлива. Тепловые потери определяются с бо́льшей точностью, и поэтому метод обратного баланса нашел преимущественное распространение при определении $\eta_к^{бр}$.

Кроме КПД брутто, используется КПД нетто, показывающий эксплуатационное совершенство агрегата

$$\eta_к^{н} = \eta_к^{бр} - q_{с.н}, \quad (5.14)$$

где $q_{с.н}$ — суммарный расход теплоты на собственные нужды котла, т. е. расход электрической энергии на привод вспомогательных механизмов (вентиляторов, насосов и т. д.), расход пара на обдувку и распыл мазута, подсчитанных в % от располагаемой теплоты.

Из выражения (5.11) определяется расход подаваемого в топку топлива B, кг/с,

$$B = Q_к \cdot 100 / Q^р_р \eta_к^{бр}. \quad (5.15)$$

Так как часть топлива теряется с механическим недожогом, то при всех расчетах объемов воздуха и продуктов сгорания, энтальпий используется расчетный расход топлива $B_р$, кг/с, учитывающий механическую неполноту сгорания:

$$B_р = B\left(1 - \frac{q_4}{100}\right). \quad (5.16)$$

ГЛАВА ШЕСТАЯ

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОЦЕССА ГОРЕНИЯ ТОПЛИВА

6.1. ОСНОВЫ ХИМИЧЕСКОГО РАВНОВЕСИЯ

Учение о химических реакциях может быть охарактеризовано тремя основными разделами: статикой, кинетикой и динамикой.

Статика (или стехиометрия) — наука о количественных соотношениях веществ, вступающих в химическую реакцию.

Кинетика — наука о скоростях химических реакций, их зависимостях от температур, концентраций, от элементарных актов, характеризующих сложные физико-химические процессы.

В последние годы, особенно в связи с внедрением вычислительной техники, получила развитие *динамика* горения, позволяющая рассчитывать изменение температур, концентрации и других параметров химических реакций во времени, что важно для детального анализа и управления процессами.

Химические превращения, в частности процессы горения, характеризуются реакциями, которые в принципе могут идти как в прямом, так и в обратном направлениях. В общем виде эти реакции записывают следующим образом:

$$\alpha A+\beta B\rightleftharpoons\delta D+\varepsilon E\pm Q, \qquad (6.1)$$

где A и B — химические символы исходных веществ; D и E — химические символы конечных веществ; α, β, δ, ε — числа молей веществ; Q — тепловой эффект реакции.

В соответствии с законом действующих масс скорости прямой и обратной реакций пропорциональны концентрациям веществ, вступающих в реакцию:

$$q_1=K_1C_A^{\alpha}C_B^{\beta}; \quad q_2=K_2C_D^{\delta}C_E^{\varepsilon}, \qquad (6.2)$$

где коэффициенты пропорциональности K_1 и K_2 называются константами скоростей прямой и обратной реакций. При химическом равновесии $q_1=q_2$. Константа химического равновесия представляет собой отношение констант обратной и прямой реакций

$$K_p=K_2/K_1=(C_A^{\alpha}C_B^{\beta})/(C_D^{\delta}C_E^{\varepsilon}). \qquad (6.3)$$

6.2. КИНЕТИКА И ДИНАМИКА ПРОЦЕССА ГОРЕНИЯ

В зависимости от числа молей веществ, вступающих в реакцию, могут быть мономолекулярные, бимолекулярные и тримолекулярные реакции, или реакции первого, второго и третьего порядка. Считается, что вероятность одновременного столкновения большего числа молей ничтожна, поэтому реакции более высоких порядков идут через промежуточные стадии. Для мономолекулярной гомогенной реакции скорость процесса

$$q=KC_A, \qquad (6.4)$$

где K — константа скорости реакции; C_A — концентрация исходного вещества.

Скорость реакции означает интенсивность исчезновения вещества C_A во времени, следовательно, выражение (6.4) можно записать как

$$dC_A/d\tau=-KC_A, \qquad (6.5)$$

где τ — время, с; знак минус свидетельствует об уменьшении C_A с течением времени.

Уравнение в форме (6.5) представляет уравнение динамики химического реагирования, и его решение позволяет определить концентрации реагентов в любой момент времени. Если величина K является постоянной, то уравнение динамики легко интегрируется. В действительности константы скоростей горения зависят от ряда факторов, в частности от температуры. Такие уравнения динамики не могут быть проинтегрированы в элементарных функциях и решаются численными методами на ЭВМ.

Зависимость константы скорости реакции от температуры

Влияние температуры на скорость реакции экспериментально установлено Аррениусом. Это влияние выражается зависимостью, получившей название закона Аррениуса:

$$K=K_0e^{-E/RT}, \qquad (6.6)$$

где K_0 — предэкспоненциальный множитель (его размерность соответствует размерности величины K); E — энергия активации, Дж/моль; R — универсальная газовая постоянная, Дж/(моль·К); T — абсолютная температура, К.

Величины K_0 и E называются также *кинетическими константами* и определяют реакционные свойства топлива. На рис. 6.1 показана зависимость величины K от T по формуле (6.6). Естественно, что в топочных условиях реализуется только начальный, круто возрастающий участок кривой. Если прологарифмировать выражение (6.6), то можно получить

$$\ln K = \ln K_0 - \frac{E}{R}\frac{1}{T}. \qquad (6.7)$$

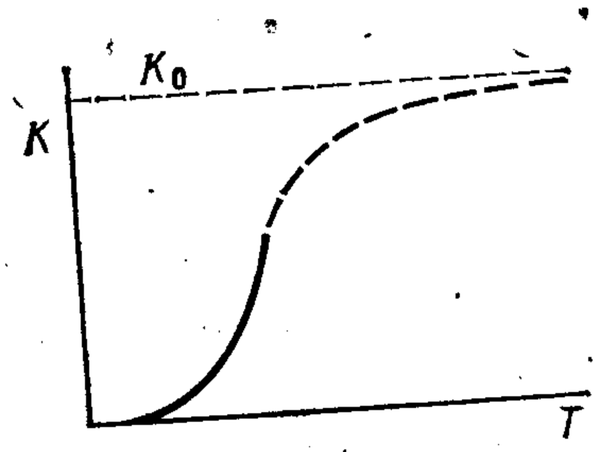


Рис. 6.1. Зависимость константы скорости реакции от температуры

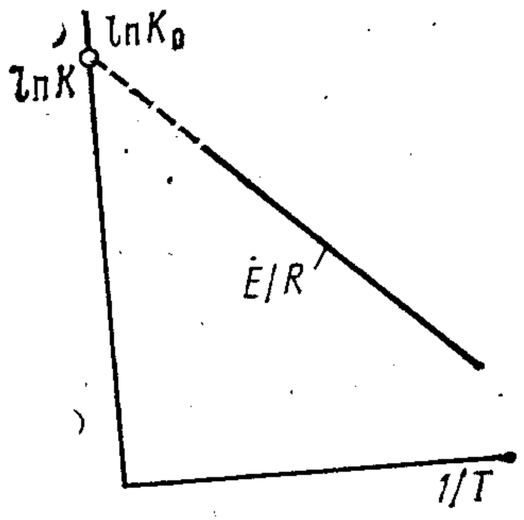


Рис. 6.2. Зависимость $\ln K$ от $1/T$

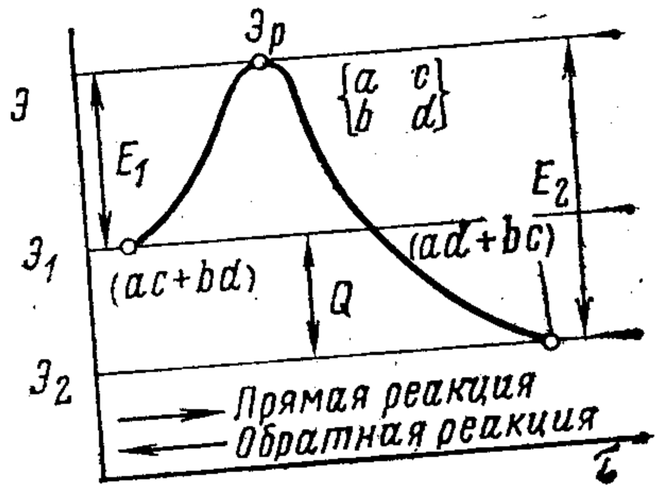


Рис. 6.3 Энергетическое объяснение закона Аррениуса

В координатах $\ln K$—$1/T$ выражение (6.7) представляет собой прямую линию, угол наклона которой определяет величину E/R (рис. 6.2). Такая форма представления закона Аррениуса удобна для экспериментального изучения закономерностей горения и нахождения кинетических констант K_0 и E. Некоторыми исследователями установлена связь между кинетическими константами. Получено, что чем меньше K_0, тем меньше E для определенного топлива. Например, для бурых углей эти величины имеют порядок $K_0 \approx 10^3$ м/с и $E/R \approx 10^4$ К, для антрацита $K_0 \approx 10^6$ м/с и $E/R \approx 2 \cdot 10^4$ К.

Существуют энергетическое и молекулярно-кинетическое объяснение закона Аррениуса. Рассмотрим энергетическое объяснение. Предположим, что происходит реакция по уравнению (6.1), где для упрощения примем $\alpha=\beta=\delta=\varepsilon=1$. Примем также, что тепловой эффект прямой реакции положителен ($+Q$). Вещество A состоит из атомов a и c, вещество B — из атомов b и d. Тогда вещества D и E образуются перекомпоновкой этих атомов. Таким образом, реакция запишется в виде

$$ac+bd=ad+bc+Q. \qquad (6.8)$$

Пусть исходная система веществ $A+B$, т. е. $ac+bd$, обладает средней энергией $Э_1$ (рис. 6.3). Для того, чтобы произошла реакция, система должна перейти через энергетический барьер, достаточный для разрушения связей между атомами a, b, c и d. Если энергия этого барьера E_1, то энергия реакции $Э_р = Э_1 + E_1$. В результате химической реакции образуются новые вещества $ad+bc$ и система придет в новое равновесное состояние, характеризуемое средней энергией $Э_2$. Разность $Э_1 - Э_2$ равна тепловому эффекту реакции Q. Величина E_1 — энергия активации прямой реакции, E_2 — энергия активации обратной реакции. Разность $E_2 - E_1$ также соответствует тепловому эффекту Q.

Константы прямой и обратной реакций

$$K_1 = K_{01} e^{-E_1/RT}; \quad K_2 = K_{02} e^{-E_2/RT}, \qquad (6.9)$$

а их отношение равно константе равновесия — см. формулу (6.3):

$$K_p = K_2/K_1 = (K_{02}/K_{01})\, e^{-(E_2-E_1)/RT} = K_{0p}e^{-Q/RT}, \qquad (6.10)$$

где K_{0p} — предэкспоненциальный множитель для константы равновесия.

Молекулярно-кинетическое объяснение закона Аррениуса позволяет обосновать резкое экспоненциальное увеличение константы скорости реакции от температуры. Известно, что скорости движения молекул пропорциональны корню квадратному от температуры, в частности,

$$u_{ср} = \sqrt{3RT/\mu};\ u_в = \sqrt{2RT/\mu}, \qquad (6.11)$$

где $u_{ср}$ — средняя скорость молекул; $u_в$ — вероятная скорость, которой обладает максимальное число молекул; μ — масса моля. Таким образом, нельзя объяснить увеличение скорости реакции только за счет роста скоростей молекул. Необходимо рассмотреть статистический закон распределения числа молекул по скоростям. Это распределение подчиняется закону Максвелла

$$\frac{1}{N}\frac{dn}{du_0} = \frac{4}{\sqrt{\pi}}\, u^2_0 e^{-u^2_0}, \qquad (6.12)$$

где $u_0 = u/u_в$; N — общее число молекул, обладающих скоростями от 0 до ∞; n — число молекул, обладающих скоростями от 0 до некоторого определенного значения u. Соотношение (6.12) при температурах T_1 и T_2 (причем $T_2 > T_1$) иллюстрируется графиком на рис. 6.4. Здесь отмечены значения $u_{в_1}$ и $u_{в_2}$, равные скоростям максимального числа молекул, а также критическое значение скорости $u_к$, приводящее к реакции. Интегрирование уравнения (6.12) приводит к нахождению доли молекул, имеющих скорости от u до ∞ (причем $u_к = \sqrt{2E/\mu}$):

$$N_к/N = (2/\sqrt{\pi})\,(\sqrt{E/RT})\, e^{-E/RT}. \qquad (6.13)$$

Выражение под корнем слабо зависит от температуры. Таким образом получается, что при увеличении температуры рост скорости реакции происходит за счет резкого увеличения доли молекул, обладающих критическими скоростями. На рис. 6.4 показаны и заштрихованы области, соответствующие долям активных молекул при T_1 и T_2.

Кинетический и диффузионный режим горения

Горение топлива является сложным химико-физическим процессом, зависящим как от кинетических характеристик, так и от физических факторов подвода окислителя к поверхности твердого или жидкого топлива или к молю газа. Тогда процесс определяется равенством скорости химической реакции $q_к$ и потоком окислителя $q_д$. Скорость химической реакции $q_к$ пропорциональна константе K и концентрации кислорода на поверхности частицы топлива C_R:

$$q_к = KC_R. \qquad (6.14)$$

Диффузионный поток окислителя по аналогии с процессом теплообмена пропорционален коэффициенту диффузионного массообмена $\alpha_д$ и разности концентраций вдали от частицы C и на поверхности C_R

$$q_д = \alpha_д (C - C_R). \qquad (6.15)$$

Можно ввести понятие о некоторой эффективной константе $K_{эф}$, которая с учетом концентрации C обусловит тот же поток:

$$K_{эф}C = KC_R. \qquad (6.16)$$

Из выражений (6.14)—(6.16) получается связь между величинами $K_{эф}$, K и $\alpha_д$

$$K_{эф} = 1/(1/K + 1/\alpha_д). \qquad (6.17)$$

Коэффициент $\alpha_д$ определяется по формуле

$$\alpha_д = \mathrm{Nu}_д D/\delta, \qquad (6.18)$$

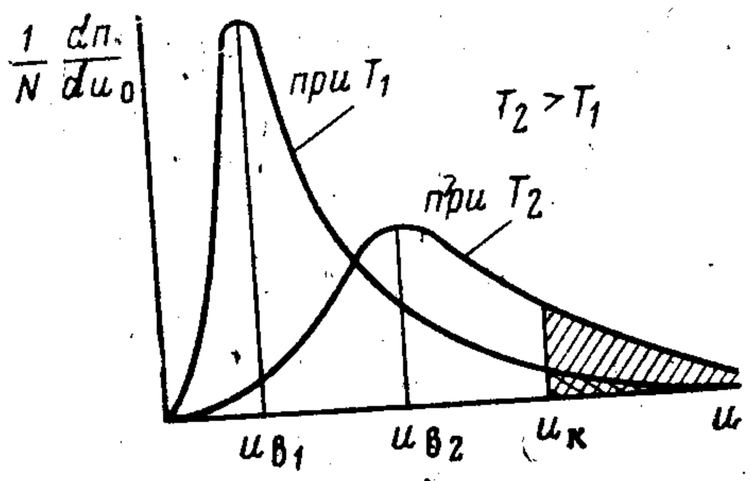


Рис. 6.4. Кривые распределения Максвелла при температурах T_1 и T_2

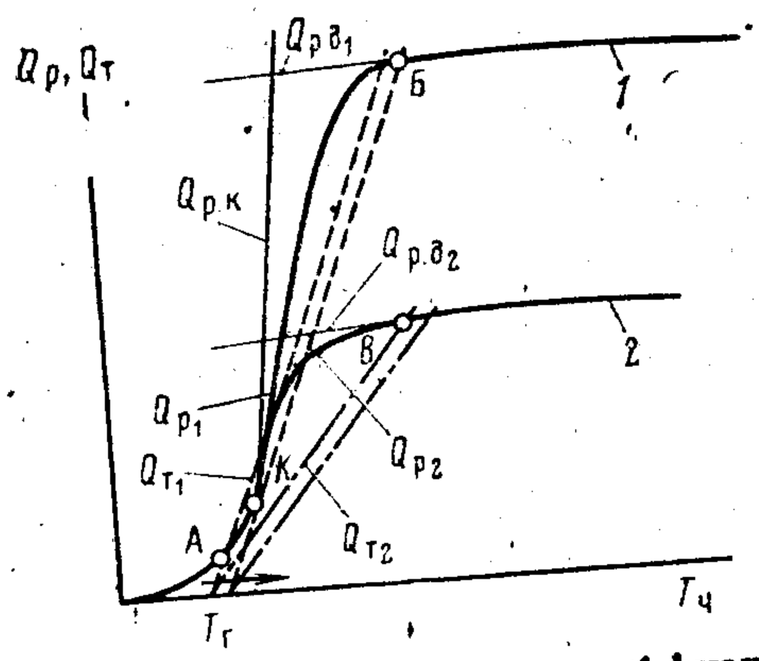


Рис. 6.5. Кинетический и диффузионный режимы горения:
***1* — для мелких частиц; *2* — для крупных частиц**

где $Nu_д$ — диффузионный аналог критерия Нуссельта; D — коэффициент диффузии, м²/с; δ — диаметр частицы, м. Теоретически и экспериментально получено, что для мелких частиц в условиях молекулярной диффузии $Nu_д=2$. Коэффициент диффузии зависит от температуры по соотношению

$$D=D_0(T_г/273)^n, \tag{6.19}$$

где $D_0=(0{,}16\div0{,}19)\cdot10^{-4}$ м²/с; $n=1{,}5\div2$; $T_г$ — температура газа, К.

Из равенства $q_к$ и $q_д$ определяется значение концентрации кислорода на поверхности

$$C_R=C/(1+K/\alpha_д). \tag{6.20}$$

Если известна скорость реакции, можно определить количество теплоты, выделяющейся вследствие химической реакции:

$$Q_р=Q\beta CK_{эф}, \tag{6.21}$$

где Q — теплота сгорания топлива, Дж/кг; β — стехиометрический коэффициент (отношение массы прореагировавшего топлива к массе израсходованного кислорода).

На рис. 6.5 представлена зависимость $Q_р$ от температуры. Показаны количества теплоты, обусловленные кинетикой $Q_{р.к}=Q\beta CK$, диффузией $Q_{р.д}=Q\beta C\alpha_д$, и эффективное тепловыделение [по формуле (6.21)] для двух размеров частиц $\delta_1<\delta_2$. При низких температурах $K\ll\alpha_д$. Тогда $K_{эф}\approx K$ и $Q_р\approx Q_{р.к}$. Этот режим определяется химической кинетикой и носит название *кинетического*. При высоких температурах $\alpha_д\ll K$. Тогда $K_{эф}\approx\alpha_д$ и $Q_р\approx Q_{р.д}$. Этот режим лимитируется диффузией кислорода к поверхности топлива и называется *диффузионным*. Из формулы (6.20) следует, что при кинетическом режиме $C_R\approx C$, а при диффузионном $C_R\approx0$.

6.3. ВОСПЛАМЕНЕНИЕ И ГОРЕНИЕ ТВЕРДОГО ТОПЛИВА

Воспламенение угольных частиц

Для описания процесса воспламенения предложена стационарная и нестационарная теория теплового воспламенения. Запишем условие сохранения энергии для угольной частицы, которое учитывает, что изменение энтальпии реагирующего вещества во времени происходит за счет тепловыделения при химической реакции и теплоотводе в окружающую среду:

$$Q_в=Q_р-Q_т \tag{6.22}$$

или

$$(c_ч/f)\,(dT_ч/d\tau)=Q\beta CK_{эф}-\alpha_т(T_ч-T_г), \qquad (6.23)$$

где $Q_в$, $Q_р$, $Q_т$ — соответственно количества теплоты, характеризующие изменение энтальпии во времени, нагрев при реакции и охлаждении вследствие теплоотвода, Вт/м²; $c_ч$ — теплоемкость частицы, Дж/(кг·К); f — удельная поверхность частицы, м²/кг; $T_ч$ и $T_г$ — соответственно температуры частицы и газа, К; $\alpha_т$ — коэффициент теплоотдачи от частицы к газу, Вт/(м²·К).

Удельная поверхность частицы

$$f=6/(\rho_ч\delta). \qquad (6.24)$$

Коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_т=Nu_т\,\lambda_т/\delta, \qquad (6.25)$$

где $\rho_ч$ — плотность частицы, кг/м³; $Nu_т$ — критерий Нуссельта (для мелких сферических частиц $Nu_т=2$); λ — коэффициент теплопроводности газа, Вт/(м·К).

В уравнении (6.23) рассматривается только начальный процесс воспламенения, поэтому не учитывается изменение диаметра частицы вследствие выгорания. Уравнение нестационарного процесса, описывающее динамику воспламенения с учетом сложной зависимости величины $K_{эф}$ от температуры, может быть решено только на ЭВМ.

Академиком Н. Н. Семеновым предложен метод рассмотрения условий воспламенения без решения задачи в целом. В данном случае учитываются только правая часть уравнения (6.22) и соответственно (6.23). Равенство $Q_р$ и $Q_т$ означает стационарный процесс ($dT_ч/d\tau=0$), неравенство — нестационарный процесс.

Стационарная теория Н. Н. Семенова позволяет определить критические условия воспламенения. Эта теория впервые предложена для процессов реагирования газовых смесей в реакционном сосуде, но ее можно применить и для рассмотрения воспламенения угольной пыли.

На рис. 6.5 показана графическая интерпретация стационарной теории воспламенения. Теплоприход $Q_р$ изображается кривыми, учитывающими кинетический $Q_{р.к}$ и диффузионный $Q_{р.д}$ режимы горения. Теплоотвод $Q_т$ изображается прямыми линиями, имеющими пересечение с осью абсцисс в точке $T_ч=T_г$. Штриховая линия обозначает теплоотвод $Q_{т_1}$, характерный для мелких угольных частиц, имеющих большой коэффициент $\alpha_т$ [см. формулу (6.25)]. Пересечение линий $Q_{р_1}$ и $Q_{т_1}$ происходит вначале в точке A. Процесс в этой точке является стационарным. Действительно, при случайном повышении температуры прямая $Q_{т_1}$ оказывается выше кривой $Q_{р_1}$. При этом возрастут теплопотери, снизится температура, и процесс вернется в точку A. При случайном понижении температуры, из-за того, что $Q_{р_1} > Q_{т_1}$, произойдет подогрев смеси, и процесс снова вернется в точку A.

Стационарный процесс в точке A характеризуется низкой температурой, что не способствует эффективному горению топлива. Для интенсификации горения необходимо перевести процесс на более высокий температурный уровень. Это можно осуществить различными способами, в частности увеличением температуры газа $T_г$, что показано стрелкой на рис. 6.5. При этом линия $Q_{т_1}$ будет перемещаться вправо, параллельно самой себе. Точка пересечения линий $Q_{р_1}$ и $Q_{т_1}$ также будет перемещаться, пока не займет положение точки касания K. Процесс в этой точке будет устойчив только для уменьшения температур. При увеличении температуры система перейдет в новое состояние (точка $Б$), где осуществляется высокотемпературный диффузионный режим горения.

Состояние системы в точке K называется критическим. Процесс самопроизвольного перехода из точки K на высокотемпературный уровень называют *самовоспламенением.*

Естественно, что стационарная теория самовоспламенения, устанавливая критические условия, не дает ответа на вопрос о том, сколько

времени займет сам процесс воспламенения. Эти данные можно получить, только решая нестационарную задачу.

Для интенсификации воспламенения мелких частиц, реагирующих в кинетическом режиме, необходимо повышать температурный уровень процесса за счет посторонних источников теплоты или за счет повышения концентрации частиц в газе, которые своей массой будут прогревать газ, способствуя процессу воспламенения частиц. С целью учета теплоты газа к уравнению энергии для частиц (6.23) необходимо присоединить уравнение энергии для газа

$$c_г\rho_г(dT_г/d\tau)=\mu f\alpha_т(T_ч-T_г), \qquad (6.26)$$

где $c_г$ — теплоемкость газа, Дж/(кг·К); $\rho_г$ — плотность газа, кг/м³; μ — концентрация частиц топлива в газе, кг/м³.

На рис. 6.6 показаны результаты решения системы уравнений (6.23), (6.26) для мелких частиц углерода ($\delta=100$ мкм) на ЭВМ. Видно, что одиночная частица ($\mu=0$) в данных условиях ие воспламеняется. Стационарный низкотемпературный режим соответствует точке A (см. рис. 6.5). Увеличение концентрации топлива, приводящее к росту температуры газа, интенсифицирует процесс воспламенения мелких частиц.

Для крупных частиц характерно иное взаимное расположение линий $Q_{р_2}$ и $Q_{т_2}$, показанное на рис. 6.5. Здесь прямая теплоотвода (штрихпунктирная линия) имеет меньший угол с осью абсцисс, обусловленный меньшим коэффициентом теплоотдачи. В данном случае точка пересечения $Q_{р_2}$ и $Q_{т_2}$ характеризует стационарный диффузионный режим горения в области высоких температур (точка B). Однако из-за слабого тепло- и массообмена газ не получает достаточного количества теплоты от горящей крупной частицы и температура газа увеличивается мало. Интенсифицировать процесс воспламенения крупных частиц можно, увеличивая тепловой и диффузионный критерии Нуссельта $Nu_т$ и $Nu_д$ за счет сжигания частиц в скоростном потоке, где обеспечивается лучший подвод кислорода к поверхности частиц.

На рис. 6.7 показаны результаты решения на ЭВМ системы (6.23), (6.26) для крупных частиц диаметром $\delta=1000$ мкм (1 мм). Здесь даже одиночная частица ($\mu=0$) воспламеняется, и процесс переходит в стационарный высокотемпературный режим. Увеличение концентрации частиц ($\mu=0{,}1$) существенно не способствует улучшению воспламенения. Процесс воспламенения интенсифицируется увеличением тепло- и массообмена ($Nu_т=Nu_д=4$).

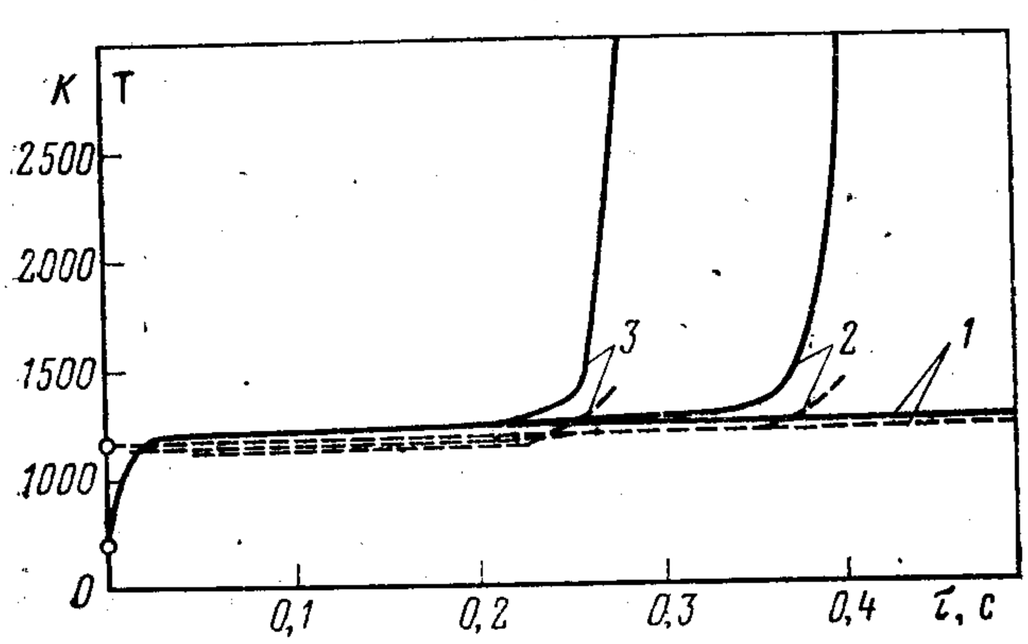


Рис. 6.6. Результаты расчета на ЭВМ динамики воспламенения угольных частиц диаметром 100 мкм в завнсимости от нх концентрации. Сплошные линии — температура частиц, штриховые — температура газа;

1 — одиночная частица ($\mu=0$); *2* — комплекс частиц ($\mu=0{,}05$ кг/м³); *3* — комплекс частиц ($\mu=0{,}1$ кг/м³)

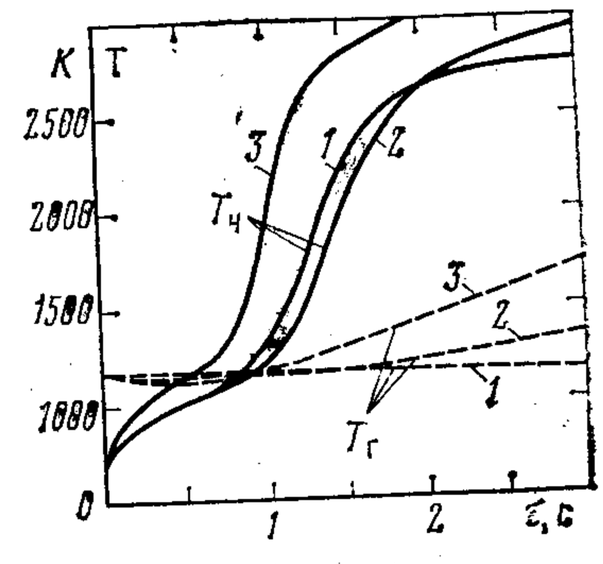


Рис. 6.7. Результаты расчета на ЭВМ динамики воспламенения угольных частиц:

1 — одиночная частица ($\mu=0$, $Nu=2$); *2* — комплекс частиц ($\mu=0{,}1$ кг/м³, $Nu=2$); *3* — комплекс частиц ($\mu=0{,}1$ кг/м³, $Nu=4$)

Горение угольных частиц

Для описания процесса горения угольной пыли необходимо более подробно рассмотреть химические реакции, а также динамику изменения температур и концентраций окислителя и продуктов горения. Процесс химического реагирования твердого топлива осуществляется по следующим реакциям:

горение C до CO: $2C+O_2=2CO+Q_1$; (1)

горение C до CO_2: $C+O_2=CO_2+Q_2$; (2)

восстановление CO_2 до CO: $CO_2+C=2CO-Q_{21}$; (3)

горение CO до CO_2: $2CO+O_2=2CO_2+Q_{12}$. (4)

Здесь Q с соответствующими индексами — тепловые эффекты реакций. Первые две реакции называются *первичными* реакциями, последние две — *вторичными*. Реакции горения углерода (1) и (2) и восстановления двуокиси углерода (3) являются гетерогенными и протекают на поверхности твердого топлива, реакция горения окиси углерода (4) — гомогенная и происходит в газовом объеме, окружающем частицу твердого топлива.

Рассмотрим процесс горения пористой углеродной частицы. Этот процесс описывается системой дифференциальных уравнений энергии и массообмена внутри частицы — на поверхности пор и в окружающей частицу газовой среде. Запишем уравнение энергии для пространства внутри частицы (индекс «штрих»)

$$c'\rho'(\partial T'/\partial\tau)=\lambda'\nabla^2T'+s(Q_1\beta_1K_1C'+Q_2\beta_2K_2C'-Q_{21}\beta_{21}K_{21}C'_2), \quad (6.27)$$

где c' — теплоемкость частицы, Дж/(кг·К); ρ' — плотность частицы, кг/м³; λ' — теплопроводность частицы, Вт/(м·К); ∇^2 — оператор Лапласа; s — удельная поверхность пор, м²/м³; T' — температура частицы, К; β_1, β_2, β_{21} — стехиометрические коэффициенты соответствующих реакций; K_1, K_2, K_{21} — константы скоростей соответствующих реакций, м³/(м²·с); C' и C'_2 — концентрация кислорода и CO_2, кг/м³.

Уравнение массообмена для кислорода в пространстве внутри частицы

$$\partial C'/\partial\tau=D'\nabla^2C'-s(K_1+K_2)C'. \quad (6.28)$$

В пространстве вне частицы (индекс «два штриха») уравнение энергии запишется с учетом гомогенной реакции горения CO

$$c''\rho''(\partial T''/\partial\tau)=\lambda''\nabla^2T''+Q_{12}\beta_{12}K_{12}C''C_1''. \quad (6.29)$$

Уравнение массообмена для O_2 в пространстве вне частицы

$$\partial C''/\partial\tau=D''\nabla^2C''-K_{12}C''C_1''. \quad (6.30)$$

Аналогичные уравнения должны быть составлены для концентраций CO и CO_2. Необходимо учесть также уравнение, описывающее изменение размера (радиуса R) частицы:

$$dR/d\tau=-(\beta_1K_1C_R+\beta_2K_2C_R+\beta_{21}C_{21}C_{2R})/\rho'. \quad (6.31)$$

Решение приведенной системы уравнений может быть осуществлено на ЭВМ.

Рассмотрим методы аналитического решения упрощенных уравнений. Решим стационарное уравнение массообмена для кислорода без учета горения CO. Тогда уравнение (6.30) примет вид: $\nabla^2C''=0$ или в сферической системе координат

$$\frac{1}{r^2}\frac{d}{dr}\left(r^2\frac{dC''}{dr}\right)=0.$$

Граничные условия: $r\to\infty$, $C''\to C$; $r=R$, $C=C_R$. Решение приведенного выше уравнения дает распределение концентрации O_2 в окружающем частицу пространстве

$$C''=C-(C-C_R)\frac{R}{r}, \qquad (6.32)$$

где C_R — см. формулу (6.20). Используя дополнительное граничное условие третьего рода на поверхности частицы:

$$-D''(dC''/dr)_R=\alpha_д(C_R-C),$$

можно получить $\alpha_д R/D''=1$. Комплекс $\alpha_д R/D''$ представляет собой диффузионный аналог критерия Нуссельта, где в качестве определяющего геометрического размера принят радиус R. Если в качестве такового принять диаметр δ, то $Nu_д=2$, что было учтено ранее [см. формулу (6.18)]. Решение аналогичной тепловой задачи дает $Nu_т=2$.

Уравнение для концентрации O_2 внутри частицы (6.28) в стационарных условиях

$$D'\nabla^2C'-s(K_1+K_2)C'=0.$$

Граничные условия: $r=0$, $dC'/dr=0$; $r=R$, $C'=C_R$. Интегрирование уравнения дает распределение концентрации O_2 внутри частицы

$$C'=C_R\frac{R}{r}\frac{\operatorname{sh}(\lambda r)}{\operatorname{sh}(\lambda R)}, \qquad (6.33)$$

$$\lambda=\sqrt{s(K_1+K_2)/D'}.$$

На рис. 6.8 показано распределение концентрации O_2 снаружи и внутри мелкой и крупной частицы. Для мелкой частицы, реагирующей в кинетическом режиме, характерно полное проникновение кислорода внутрь частицы. Для крупной — наблюдается вследствие диффузионного режима малое значение C_R и слабое проникновение кислорода внутрь. С целью интенсификации использования внутренней поверхности крупных частиц необходимо повышать концентрацию кислорода в окружающей среде и диффузионный обмен внутри и вне частицы за счет аэродинамической организации процесса сжигания топлив в высокотурбулизированных потоках.

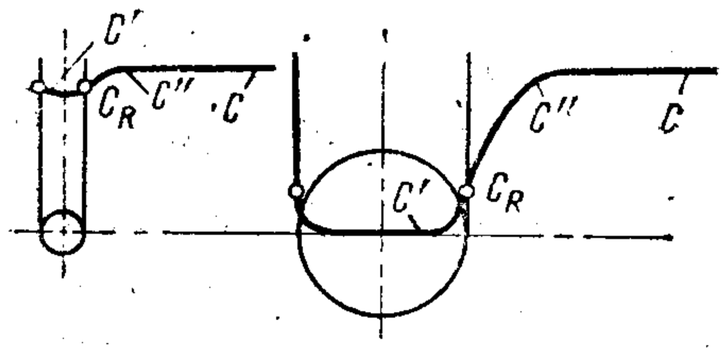


Рис. 6.8. Распределение концентрации кислорода снаружи и внутри мелкой и крупной частицы

6.4. РАСПРОСТРАНЕНИЕ ПЛАМЕНИ В ГАЗЕ

Процесс химического реагирования газовых смесей происходит в тонком слое, называемом *фронтом пламени*. В неподвижной газовой смеси фронт пламени движется к свежей смеси с некоторой скоростью. Эта скорость по направлению нормали к фронту пламени называется скоростью нормального распространения пламени $u_н$. Если смесь движется навстречу фронту пламени со скоростью w, равной $u_н$, то можно наблюдать стационарное положение фронта пламени. Такая картина характерна для ламинарных пламен. В отличие от случая теплового самовоспламенения для явления распространения пламени теплоотвод осуществляется не в стенки реакционного сосуда, а в прилегающие слои холодного газа за счет теплопроводности.

Математическая модель распространения пламени может быть создана на основе дифференциального уравнения энергии с внутренними источниками. Это уравнение для одномерного потока запишется следующим образом:

$$c_т\rho_г(\partial T/\partial\tau+w\partial T/\partial x)=\lambda\partial^2T/\partial x^2+Q_р, \qquad (6.34)$$

где $Q_р=Q\beta CK_0e^{-E/RT}$ — тепловыделение вследствие химических реакций, Вт/м^3; w — скорость потока, равная скорости нормального распространения пламени, м/с.

Для установившегося процесса $\partial T/\partial\tau=0$ и уравненне (6.34) примет вид

$$d^2T/dx^2=b\,dT/dx-fe^{-E/RT}, \qquad (6.35)$$

где $b=u_н c_г \rho_г/\lambda=u_н/a$; $f=Q\beta CK_0/\lambda$.

В полиом объеме уравнение (6.35) решается только на ЭВМ. Однако существуют и приближенные методы решенння. Такне методы предложены Я. Б. Зельдовичем и Д. А. Франк-Каменецким.

На рис. 6.9 показано изменение температур в потоке. Слева от зоны горения наблюдаются низкие температуры, затем в зоне горения они резко возрастают. Следовательно, можно наметить две характерные области. Область *I* — от исходной температуры смеси T_0 до температуры начала воспламенения T_1. В этой области можно пренебречь тепловыделением вследствие химических реакций. Следующая область *II* — от точки $T_п$ до максимальной температуры гореиия $T_г$. В этой области необходимо учитывать хнмические реакции, но можно пренебречь конвективным переносом теплоты. Следовательно, расчетное уравнение для области *I*

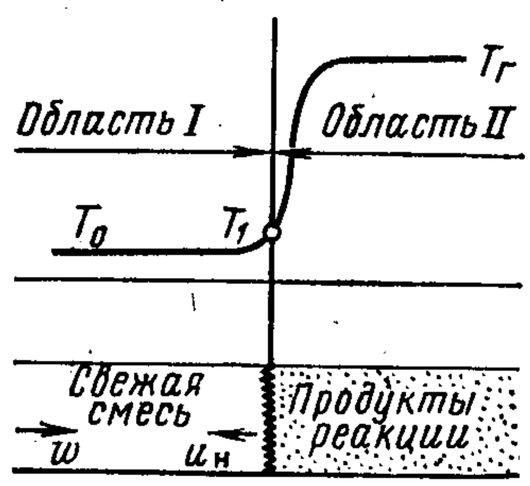


Рис. 6.9. Схема распространения фронта ламинарного пламени

$$d^2T/dx^2=b\,dT/dx. \qquad (6.36)$$

Расчетное уравнение для области *II*

$$d^2T/dx^2=-fe^{-E/RT}. \qquad (6.37)$$

В результате получается выраженне для скорости распространенння пламени

$$u_н=\frac{a}{T-T_0}\sqrt{\frac{2QCK_0}{\lambda}\int_{T_1}^{T_г}e^{-E/RT}\,dT}. \qquad (6.38)$$

6.5. ГОРЕНИЕ КАПЕЛЬ ЖИДКОГО ТОПЛИВА

Сжигание жидкого топлива осуществляется с предварительным дроблением. При попадании мелких капелек топлива в топочную камеру происходит их испарение. Вокруг капель образуется парогазовая смесь, которая воспламеняется, обеспечивая дальнейший прогрев, испарение и горение паров жидкого топлива.

На рис. 6.10 показана схема горения капли жидкого топлива. Отмечен радиус капли R, радиус пограничного слоя $r_п$, где происходит изменение концентрации паров топлива $C_п$ и кислорода C, а также радиус зоны горения паров $r_г$, Расчет горения капли жидкого топлива весьма сложен и описывается системой уравнений энергии и массообмена для паров топлива и кислорода. Уравнение энергии может быть упрощено введением понятия о полной энтальпии парогазовой смеси

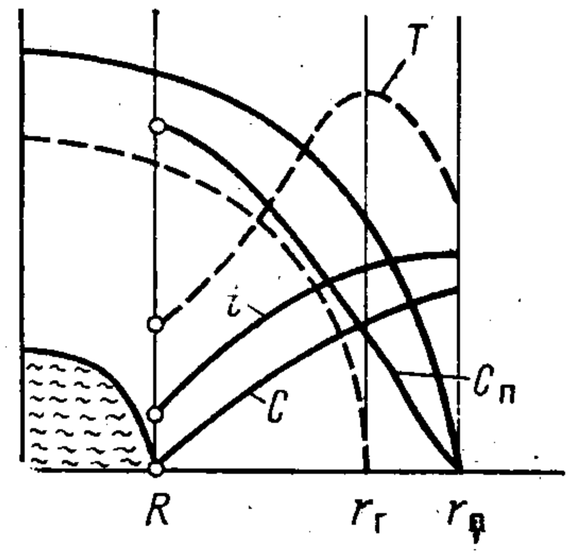


Рис. 6.10. Схема горения капли жидкого топлива

$$i=cT+C\beta Q/\rho, \qquad (6.39)$$

где c—теплоемкость смеси, Дж/(кг·К); ρ — плотность смеси, кг/м³; C — концентрация кислорода, кг/м³; β — стехиометрический коэффициент; Q — теплота сгорания топлива, Дж/кг.

Тогда условие сохранения энергии может быть описано уравнением

$$\frac{\partial i}{\partial\tau}+w\frac{\partial i}{\partial r}=a\nabla^2 i, \qquad (6.40)$$

причем $w=w_R(R^2/r^2)$ и $w_R=M_{исп}/4\pi R^2\rho$. Здесь w и w_R — соответственно скорости паров топлива в окружающей среде и у поверхности капли, м/с; $M_{исп}$ — количество испаряющейся жидкости, кг/с.

На рис. 6.10 показано распределение концентраций паров топлива $C_п$ и концентраций кислорода C, а также энтальпий i и температур T в пограничном слое капли жидкого топлива.

6.6. ТУРБУЛЕНТНЫЕ СТРУИ И ПРОЦЕССЫ СМЕШЕНИЯ

Процесс сжигания топлива (жидкого, газового и твердого пылевидного) происходит в турбулентных струях, вытекающих из горелочных устройств и взаимодействующих в топочной камере. Для расчета, проектирования и исследования эффективности сжигания топлива в струях необходимо знать закономерности истечения струи, особенности аэродинамики, тепло- и массообмена в турбулентных потоках. Теория турбулентных струй разработана научными школами Г. Н. Абрамовича и Л. А. Вулиса.

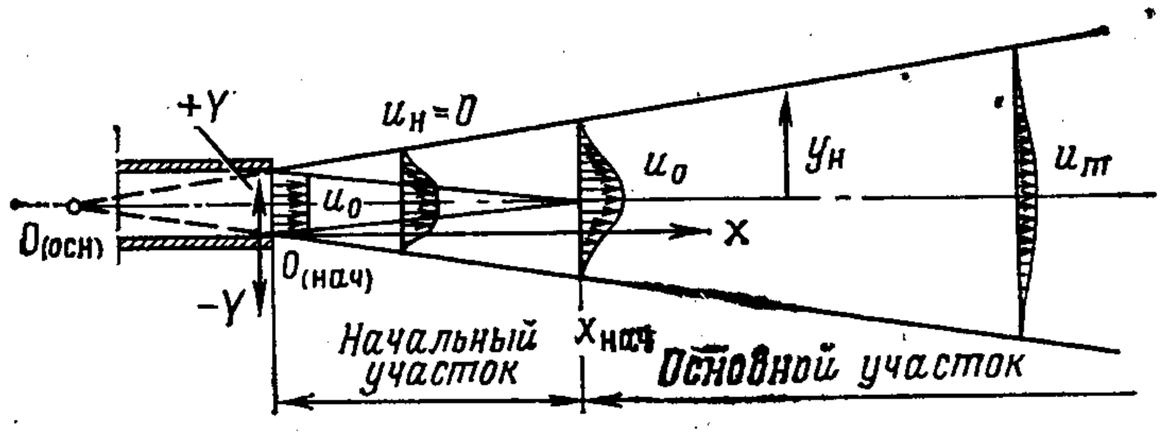


Рис. 6.11. Схема турбулентной струи

Рассмотрим особенности движения в турбулентной свободной струе. На рис. 6.11 показана кинематическая схема струи. Пусть из горелок вытекает поток с равномерно распределенными скоростями, равными u_0. Скорость в окружающей горелку среде может быть равной нулю $u_н=0$. Такая струя в неподвижной среде называется *затопленной*. При скорости окружающей среды $u_и>0$, т. е. совпадающей по направлению со скоростью струи, поток окружающей среды называется *спутным*. Если $u_и<0$, поток называется *встречным*. На рис. 6.11 показан случай, когда $u_и=0$.

Вытекающие из сопла струи увлекают за собой окружающую среду, и скорость основного потока на периферии струи притормаживается. В результате образуется пограничный слой, характеризуемый наружными границами, где $u_н=0$, и внутренними границами, где $u_в=u_0$. Область, где сохраняется u_0, называется *ядром невозмущенного потока*. Точка слияния внутренних границ определяет начальный участок струи. Длина этого участка от среза сопла — $x_{иач}$. За начальным участком находится основной участок. Процесс увлечения окружающей среды в струю в пределах основного участка сопровождается падением осевой скорости u_m. На рис. 6.11 показаны прямолинейные внутренние и наружные границы струи, хотя это и не всегда имеет место.

Процесс движения в турбулентной струе описывается уравнением Навье — Стокса, которое в общем виде может быть записано следующим образом:

$$\rho a+\text{grad}\, p-\mu\nabla^2 c=0, \qquad (6.41)$$

где ρ — плотность, кг/м^3; a — ускорение, м/с^2; p — статическое давленне, Па; μ — коэффициент динамической молекулярной вязкостн, Н·с/м^2; c — скорость, м/с. Будем считать струю плоской. Для турбулентной струи можно пренебречь молекулярной вязкостью. Статическое давление в свободных струях обычно счнтают постоянным. Остается $\rho a=0$. Это выражение может быть раскрыто по осям координат x, y и z и по времени τ для мгновенных значений турбулентных величин. Поскольку струя имеет однонаправленное движение по оси x, запишем только уравнение для продольной составляющей скорости по этой оси, которую обозначим u. Составляющие скоро-

сти по осям y и z обозначим соответственно v и w

$$\rho \frac{\partial u}{\partial \tau} + \rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} + \rho w \frac{\partial u}{\partial z} = 0. \qquad (6.42)$$

Для установившегося движения можно не учитывать первый член приведенного уравнения. К уравнению движения (6.42) добавим уравнение неразрывности, записанное также для мгновенных значений в плоской струе:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) = 0. \qquad (6.43)$$

Мгновенные значения представим как сумму осредненных и пульсационных составляющих, например, $u=\bar{u}+u'$, $\rho=\bar{\rho}+\rho'$ и т. д. В результате получим

$$\left.\begin{aligned} &\overline{\rho u}\frac{\partial u}{\partial x} + \overline{\rho v}\frac{\partial u}{\partial y} + \overline{\rho w}\frac{\partial \bar{u}}{\partial z} + \rho' u'\frac{\partial u'}{\partial x} + \rho' v'\frac{\partial u'}{\partial y} + \rho' w'\frac{\partial u'}{\partial z} = 0;\\ &\frac{\partial}{\partial x}(\overline{\rho u}) + \frac{\partial}{\partial y}(\overline{\rho v}) + \frac{\partial}{\partial z}(\overline{\rho w}) = 0;\\ &\frac{\partial}{\partial x}(\rho' u') + \frac{\partial}{\partial y}(\rho' v') + \frac{\partial}{\partial z}(\rho' w') = 0. \end{aligned}\right\} \qquad (6.44)$$

При выводе уравнений системы (6.44) учитывалось, что комплексы типов $\rho'\bar{u}$ и $\bar{\rho}u'$ в результате осреднения становятся равными нулю.

Приведенная система является незамкнутой, так как число неизвестных превышает число уравнений. В связи с этим потребовалось установить связи между пульсационными и осредненными составляющими, для чего были выдвинуты различные гипотезы турбулентности. Из них наибольшее распространение получили полуэмпирические гипотезы Прандтля, а также метод эквивалентной задачи теории теплопроводности Л. А. Вулиса.

Рассмотрим первую гипотезу Прандтля. К первому уравнению системы (6.44) прибавим третье уравнение, умноженное на u'. Для упрощения дальнейших преобразований будем рассматривать двумерную несжимаемую струю. В результате преобразований получим

$$\bar{u}\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v}\frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x}(u'u') + \frac{\partial}{\partial y}(u'v') = 0.$$

Третий и четвертый члены уравнения представляют собой напряжения нормального и касательного турбулентного трения. Из-за малости напряженне нормального трения может быть отброшено. Считают, что пульсационная составляющая v' близка по величине, но противоположна по знаку составляющей u', поэтому $u'v' \approx -u'u'$, т. е. $u'v' \approx -(u')^2$. Пульсационная составляющая скорости соответствует приращению осреднениой составляющей $u' \approx \Delta\bar{u}$ и соответственно $(u')^2 \approx (\Delta\bar{u})^2$. Это приращение может быть разложено в ряд Тейлора. Из всего сказанного следует:

$$u'v' \approx -(u')^2 \approx -(\Delta\bar{u})^2 \approx -\left[l\frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \frac{l^2}{2}\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2} + \dots\right]^2.$$

Здесь l — длина пути перемешивания, когда моль газа сохраняет свою индивидуальность. Если учесть только первый член разложения, то

$$u'v' \approx -l^2\left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial y}\right)^2 \quad \text{и} \quad \frac{\partial}{\partial y}(u'v') \approx -2l^2\frac{\partial \bar{u}}{\partial y}\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2}.$$

По гипотезе Прандтля длина пути перемешивания l постоянна в поперечном сечении струи и зависит только от расстояния x, т. е. $l=c_1 x$, где c_1 — эмпирическая константа. Окончательно уравнения движения и неразрывности для двумерной плоской несжимаемой струи по первой гипотезе Прандтля запишем в виде (черточки над осредненнымн величинами опускаем)

$$\left.\begin{aligned} &u\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial u}{\partial y} - 2l^2\frac{\partial u}{\partial y}\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = 0;\\ &\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0. \end{aligned}\right\} \qquad (6.45)$$

Для удобства дальнейшего анализа и решения системы введем координаты $x^* = \sqrt{x^2 + y^2}$ и $\varphi = y/ax$. Здесь a — константа, называемая коэффициентом структуры струи. Эмпирически установлена связь между константами: $a^3 = 2c_1^2$. Заметим, что координата $x^* \approx x$, так как угол раскрытия струи мал, и $x^2 \gg y^2$. Если ввести функцию F, пропорциональную функцин тока, то продольную составляющую скорости, отнесенную к начальной скорости u_0, можно выразить как

$$u/u_0 = F'. \tag{6.46}$$

Из уравнения неразрывности можно получить выражение для относительной поперечной составляющей скорости

$$V = v/au_0 = \varphi F' - F. \tag{6.47}$$

Здесь F' — первая производная функция F по координате φ.

С использованием выражений для скоростей уравнение движения получает весьма простую форму на начальном участке струи

$$F''' + F = 0. \tag{6.48}$$

Оказалось, что система уравнений в частных производных превращается в обыкновенные дифференциальные уравнения, что свидетельствует об универсальности относительных скоростей как функций координаты φ и их независимости от расстояния x.

На рис. 6.12 показаны продольная и поперечная составляющие скорости в поперечном сечении начального участка струи. Координата наружной границы струй $\varphi_н = -2$, внутренней $\varphi_в = +1$. Относительная поперечная составляющая V зависит от коэффициента a, значение которого лежит в пределах 0,07—0,12, так что поперечная скорость по абсолютной величине намного меньше продольной. Начало координат лежит на срезе сопла ($0_{(нач)}$ на рис. 6.11).

Вторая гипотеза Прандтля для основного участка струи оказалась более удобной, так как введено понятие о коэффициенте турбулентного обмена, постоянного по поперечному сечению струи:

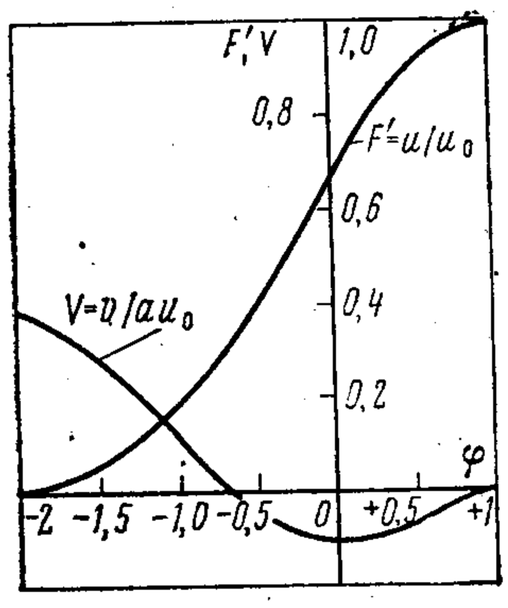
$$\varepsilon = 2l^2 \frac{du}{dy}. \tag{6.49}$$

Тогда система уравнений движения и неразрывности по второй гипотезе Прандтля запишется следующим образом:

$$\left.\begin{aligned} u\frac{du}{dx} + v\frac{du}{dy} - \varepsilon\frac{d^2u}{dy^2} &= 0; \\ \frac{du}{dx} + \frac{dv}{dy} &= 0. \end{aligned}\right\} \tag{6.50}$$

Для основного участка начало координат лежит на пересечении оси струи и наружной границы ($0_{(осн)}$ на рис. 6.11). Граничные условия: на оси струи $y_m = 0$, $v_m = 0$, $(du/dy)_m = 0$; на наружной границе $y = y_н$, $u_н = 0$, $(du/dy)_н = 0$. Если умножить второе уравнение системы (6.50) на u и сложить с первым, получим уравнение, которое можно проинтегрировать в пределах от оси струи до ее наружной границы. Тогда интегралы второго и третьего членов уравнения обратятся в нуль.

В результате получим



$$\frac{\partial}{\partial x}\int_0^{y_н} u^2 dy = 0 \text{ или } \int_0^{y_н} u^2 dy = \text{const},$$

а с учетом плотности

$$\int_0^{y_н} \rho u^2 dy = \text{const}. \tag{6.51}$$

Рис. 6.12. Распределение скоростей в поперечном сечении начального участка струи

Полученное выражение называют законом постоянства импульса в струе.

Из закона постоянства импульса легко получить условия изменения осевой скорости на основном участке плоской струи. Учтя, что для осиовного участка $u=u_m F'$, а $dy=axd\varphi$, получим

$$\rho u_m^2 xa \int_0^{\varphi_н} F'^2 \, d\varphi = \text{const}.$$

Значение определенного интеграла является также постоянной величиной. Таким образом, для плоской струи

$$u_m = n/\sqrt{x}, \tag{6.52}$$

где n — константа.

Для круглой осесимметричной струи интегрирование производят в пределах от оси до наружного сечения $f=\pi R^2$. Тогда получается

$$u_m = n_1/x. \tag{6.53}$$

Сопоставление закономериостей падения осевых скоростей показывает, что в круглой струе скорость затухает сильней, чем в плоской.

Выше установлены некоторые закономерности для скоростей в турбулентной струе. Процесс тепло- и массообмена в струях описывается соответствующими дифференциальными уравнениями. Так, например, для двумерной струи по второй гипотезе Прандтля

$$\left.\begin{aligned} c\left[\rho u \frac{\partial T}{\partial x} + \rho v \frac{\partial T}{\partial y} - \frac{\partial}{\partial y}\left(\varepsilon_T \rho \frac{\partial T}{\partial y}\right)\right] = Q_р; \\ \rho u \frac{\partial C}{\partial x} + \rho v \frac{\partial C}{\partial y} - \frac{\partial}{\partial y}\left(\varepsilon_C \rho \frac{\partial C}{\partial y}\right) = \pm \rho G_р, \end{aligned}\right\} \tag{6.54}$$

где c — теплоемкость, Дж/(кг·К); $Q_р$ — тепловыделение вследствие химических реакций, Вт/м³; C — коицентрация вещества, кг/м³; $G_р$ — источники (стоки) вещества вследствие химических реакций, кг/(м³·с).

Решение уравнения энергии и массообмена без учета внутренних источников показывает, что, так же как и для скоростей, имеет место универсальность распределения температур и концентраций в поперечном сечении. На основном участке струи, где осуществлялось условие постоянства импульса, можно получить условие постоянства теплосодержания

$$\int_0^f c\rho u \Delta T \, df = \text{const} \text{ и массы } \int_0^f \rho u \Delta C \, df = \text{const}.$$

Процесс горения изменяет распределение температур в поперечном сечении струи. Этот процесс может быть рассчитан только численными методами на ЭВМ.

На рис. 6.13 показаны поля температур в начальном участке струи при различных расстояниях от сопла. Анализ полученных результатов позволяет оценить интенсивность воспламенения и горения топлива в струе.

В топочных камерах процесс горения организуется в системе распространяющихся и взаимодействующих в объеме струй. Компоновка горелочных устройств в топочных камерах и аэродинамика систем струй рассмотрены в гл. 9.

Расчет систем струй базируется на рассмотренном выше методе расчета одиночной струи, однако, помимо начального и основного участков, необходимо учесть область совместного движения струй. Для системы плоскопараллельных струй, показанной на рис. 6.14, ширина пограничного слоя на начальном участке $b_{нач}$ линейно меняется с изменением расстояния по оси x. Ширина пограничного слоя на основном участке $b_{осн}$ определяется координатой наружной границы $y_н$ (см. рис. 6.11) и также линейно зависит от расстояния. Ширина зоны совместного движения $b_{совм}$ для параллельных струй постоянна.

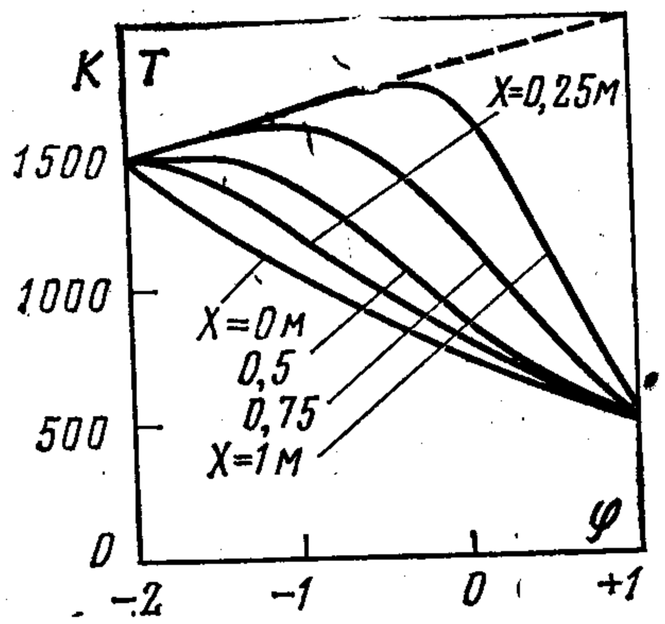


Рис. 6.13. Распределение температур горящего топлива

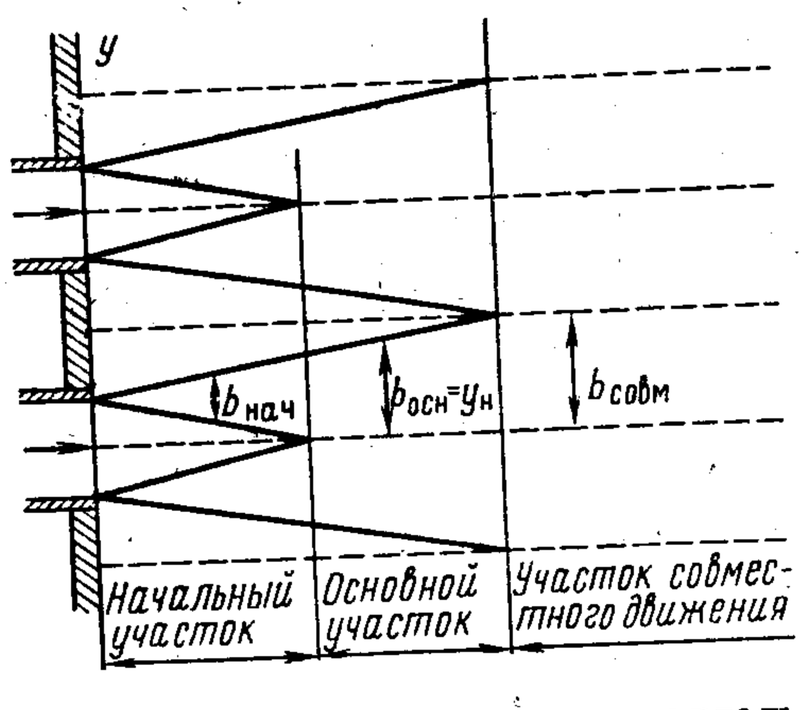


Рис. 6.14. Система плоскопараллельных струй

Начиная с точки слияния струй, на наружной границе участка совместного движения (штриховая линия на рис. 6.14) увеличиваются продольные составляющие скорости. На оси струи после начального участка скорости падают. Таким образом, происходит выравнивание скоростей (а также и других параметров — концентраций, температур) по мере движения в системе струй.

ГЛАВА СЕДЬМАЯ

МЕТОДЫ СЖИГАНИЯ ОРГАНИЧЕСКОГО ТОПЛИВА

7.1. СЛОЕВОЕ СЖИГАНИЕ

Характеристика сжигания в слоевых топках

Слоевые топки — устройства, предназначенные для сжигания твердых органических топлив в кусках с поперечным размером до 100 мм в слое толщиной до 300 мм в зависимости от крупности куска на решетке, называемой *колосниковой*. На колосниковую решетку подаются в необходимой пропорции кусковое топливо и воздух. Топливо поступает на колосниковое полотно, как правило, сверху, реже — сбоку или снизу, воздух — всегда снизу, через специальные отверстия в колосниках, живое сечение которых 5—15% и больше. Основная масса топлива сгорает в виде кокса в самом слое, горючие газы — в слое и надслойном объеме топочной камеры. Таким образом, можно записать

$$Q = Q_{сл} + Q_{кам}, \quad (7.1)$$

где Q, $Q_{сл}$, $Q_{кам}$ — количество теплоты, выделенной в топке, в слое и в камере.

Интенсивность горения в слоевой топке характеризуется двумя показателями: видимым тепловым напряжением зеркала горения $Q/R_з$, МВт/м², и видимым тепловым напряжением топочного объема $Q/V_т$, МВт/м³. Действительное тепловое напряжение зеркала горения $Q_{сл}/R_{з.г}$ будет меньше видимого, поскольку не вся располагаемая теплота Q выделяется в слое.

Предельные размеры колосникового полотна и удельная тепловая нагрузка зеркала горения не позволяют для обычных условий поднять на слоевых топках паропроизводительность агрегата выше 14—21 кг/с (50—75 т/ч).

На рис. 7.1 даны изменения параметров горения в неподвижном слое с верхней загрузкой топлива. В слое обнаруживаются три прослойки (рис. 7.1,*а*): вверху рас-

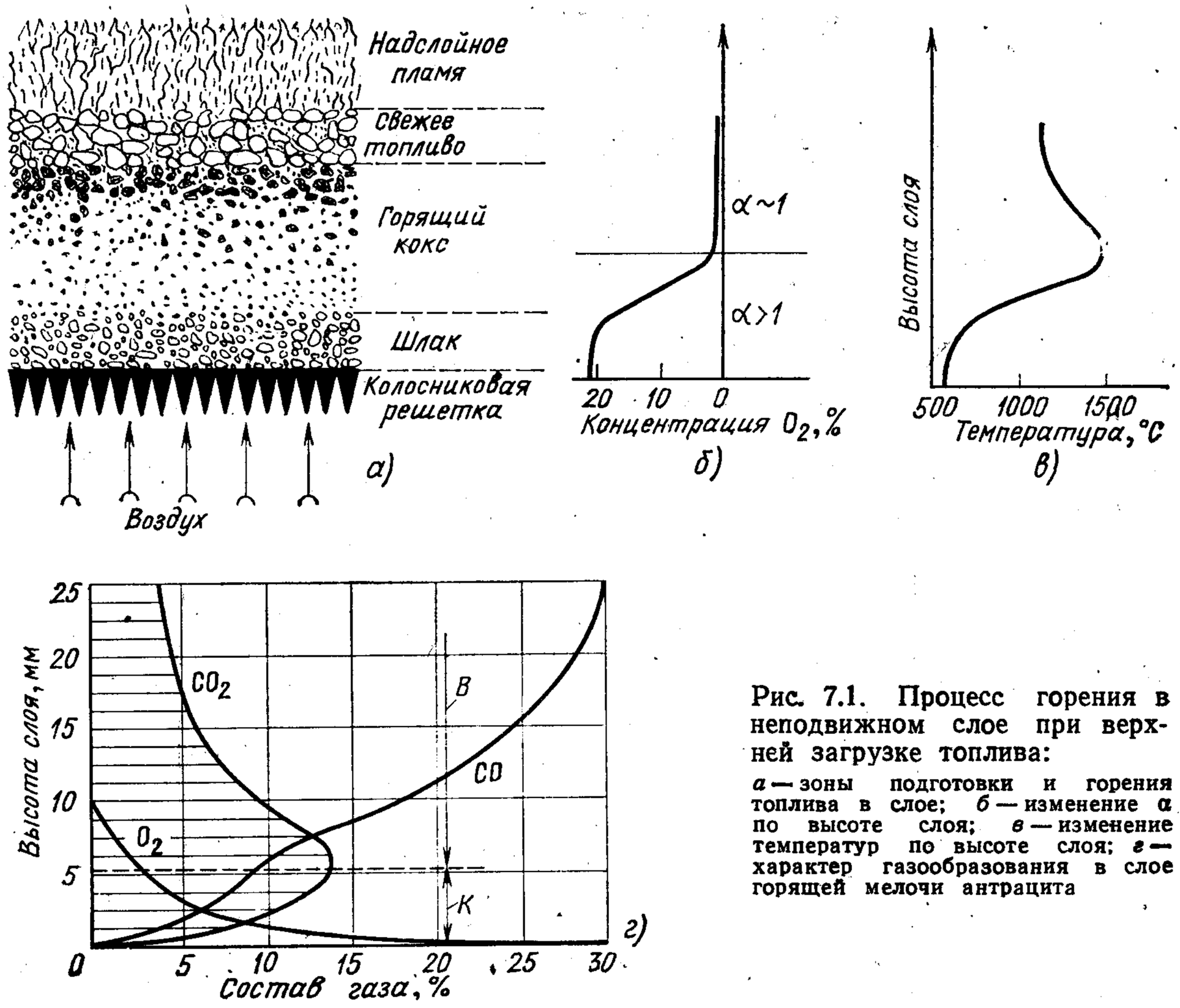


Рис. 7.1. Процесс горения в неподвижном слое при верхней загрузке топлива:

а **— зоны подготовки и горения топлива в слое;** ***б*** **— изменение** α **по высоте слоя;** ***в*** **— изменение температур по высоте слоя;** ***г*** **— характер газообразования в слое горящей мелочи антрацита**

полагается слой *свежего топлива*, внизу — *слой шлака* с минимальным содержанием недогоревшего кокса (*шлаковая подушка*), а в середине — толстая прослойка раскаленного *горящего кокса*. Заметим, что при загрузке свежего топлива на слой горящего имеет место эффективное *двойное зажигание*: снизу от горящего кокса и сверху от горящих газов. Максимальные избытки воздуха α (см. рис. 7.1,*б*) приходятся на низ слоя, а температуры — на верхнюю часть слоя горящего кокса (рис. 7.1,*в*).

На рис. 7.1,*г* представлен характер газообразования по глубине слоя для мелочи антрацита при толщине слоя 25 мм и скорости дутья 0,5 м/с.

В *кислородной зоне* (*K*) параллельно образуются CO_2 и CO. К концу кислородной зоны концентрация кислорода снижается до 1—2%, а углекислоты — достигает своего максимума.

В *восстановительной зоне* (*B*) из-за отсутствия кислорода CO_2 взаимодействует с раскаленным углеродом (коксом) и образует в большом количестве CO. Отсюда в восстановительной зоне по высоте слоя концентрация углекислого газа падает, а окиси углерода растет. Температура слоя по высоте к концу кислородной зоны достигает максимума, в восстановительной — падает из-за эндотермического характера восстановительных реакций CO_2 и H_2O. Толщина зоны *K* в 4—6 раз меньше, чем зоны *B*, и равна примерно 1—2 диаметрам кусков горящего топлива. Характер газообразования позволяет варьировать составом газа, покидающего слой. При желании получить инертные газы за пределами слоя, т. е. получить максимум теплоты, процесс следует вести в тонком слое с избытком окислителя; при желании получить горючие газы (при процессе газификации) процесс следует вести при утолщенном слое и недостатке кислорода.

Беспровальные цепные решетки

В слоевых топках происходят три основные операции: загрузка топлива, шуровка слоя и удаление шлака. По мере механизации этих процессов различают топки полумеханические, когда одна из трех операций (обычно загрузка топлива) механизирована, а шуровка и удаление шлака — ручные или полумеханизированные, и механические, когда все три операции полностью механизированы.

Представителем энергетической слоевой топки с полной механизацией процессов является беспровальная цепная решетка (БЦР). На рис. 7.2,*а* дан продольный разрез чешуйчатой цепной решетки (ЧЦР), или, как ее называет завод-изготовитель, — топки *чешуйчатой* (ТЧ). Это цепная решетка с беспровальными колосниками (рис. 7.2,*б*).

Чешуйчатое полотно выполняется из поворотных наклонно расположенных беспровальных колосников *1*. Провал собирается в кармане *2* колосника, и при опрокиды-

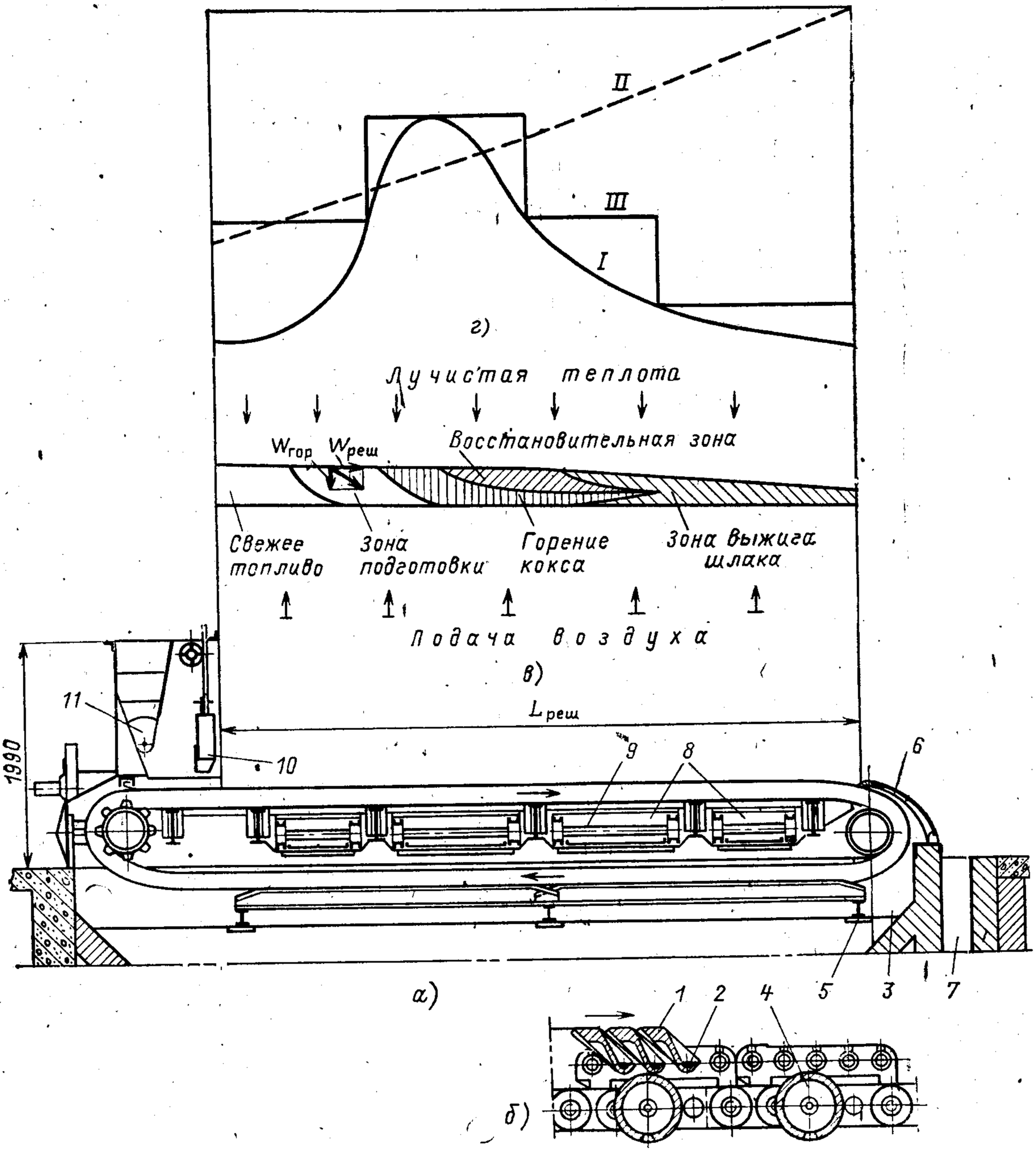


Рис. 7.2. Механическая слоевая топка с решеткой ТЧ и горение на ней топлива

вании последнего при обходе задней звездочки провал сбрасывается в особый бункер *3*. Верхняя ветвь полотна перемещается по настилу рамы с помощью чугунных роликов *4*, а нижняя скользит по опорным балкам *5*. В конце решетки на отдельной опоре установлен шлакосниматель *6*, служащий для снятия шлака и сброса его в бункер *7*. Под верхней ветвью колосникового полотна расположен дутьевой короб, разделенный поперечными балками на отдельные зоны *8*, в которых воздух регулируется индивидуально. Воздух подводится для малых производительностей решетки с одной стороны, для больших — с двух. В дутьевых зонах устанавливают механизмы удаления провала *9*. В угольном ящике установлен водоохлаждающий регулятор толщины слоя топлива *10* на решетке и секторный затвор *11* со своими приводами. Толщина слоя на решетке 150—250 мм в зависимости от сорта топлива, давление воздуха под решеткой поддерживается на уровне 1000 Па. Полотно перемещается со скоростью от 2,4 до 18 м/ч, избытки воздуха на выходе из топочной камеры 1,5—1,6.

На передней части решетки (рис. 7.2,*в*) топливо подготавливается и воспламеняется от теплоты излучения топочных газов; роль горящего дальше на решетке кокса в зажигании свежего топлива ничтожна. Поэтому можно считать, что на цепной решетке воспламенение одностороннее, верхнее и поэтому малоэффективно. Как увидим дальше, в связи с этим принимают меры к интенсификации прогрева и зажигания слоя на цепных решетках.

На рис. 7.2 показаны под решеткой четыре дутьевые зоны *8*, назначение которых заключается в снижении средних избытков воздуха по длине решетки, так как потребность в воздухе по длине решетки крайне неравномерна, см. кривую *I* на рис. 7.2,*г*. Общее дутье без зонирования, кривая *II*, дает высокие средние избытки воздуха, особенно во второй половине полотна, при одновременной нехватке воздуха в зоне горения кокса и летучих. Поэтому необходимо регулировать количество подаваемого воздуха по длине решетки, см. ступенчатый график *III*, подавая максимальное количество его в зоны интенсивного горения кокса и газов.

На цепной решетке можно сжигать с достаточной экономичностью широкую гамму твердых топлив — древесную щепу, кусковой торф, бурые угли с невысокой влажностью и зольностью, длиннопламенные угли, слабоспекающиеся газовые угли и антрацит марок АС, АМ. Значения теплового напряжения решетки составляют, МВт/м²: для щепы около 0,85, для кускового торфа — 1,3, для бурых углей типа челябинского — 0,6, для каменных углей марок Д и Г — 0,8, для антрацита — 0,75. Тепловое напряжение топочного объема 1,5—1,9 МВт/м³.

Шахтные топки

Шахтные топки появились в России в XIX в. как топочные устройства, специально рассчитанные на сжигание высоковлажного торфа. Модификация шахтных топок представлена на рис. 7.3

На рис. 7.3,*а* дана упрощенная шахта с наклонными неподвижными колосниками, применявшаяся долгое время для торфа рабочей влажности не выше 35 %. С переходом на сжигание кускового торфа с влажностью выше 45 % шахтные топки в этом исполнении не могли справиться с задачей из-за неэффективного одностороннего зажигания, свойственного им (рис. 7.3,*г*). Здесь треугольник свежего топлива *7* на наклонной решетке сильно вытянут и для высоковлажного топлива может занять всю длину решетки. Выход из положения найден в устройстве ступеней поджигания *8* (см. большие ступени на рис. 7.3,*б* и малые на рис. 7.3,*д*). На этих ступенях топливо задерживается и при наличии дутья загорается, продукты сгорания движутся через слой свежего топлива, прогревая его, подсушивая, газифицируя и, наконец, воспламеняя. Такая двойная схема зажигания слоя позволяет сжигать торф некондиционной влажности (55—60 %) даже на холодном дутье.

Т. Ф. Макарьев использовал лучшие свойства шахтной ступенчатой решетки в своем предтопке и придал топке регулируемость на сжигание куска любой влажности. Конструктивно топка Макарьева (рис. 7.3,*в*) работает так: кусковой торф опускается из бункера в подсушивающую шахту *4*. На предвключенных ступенях горения *5*,

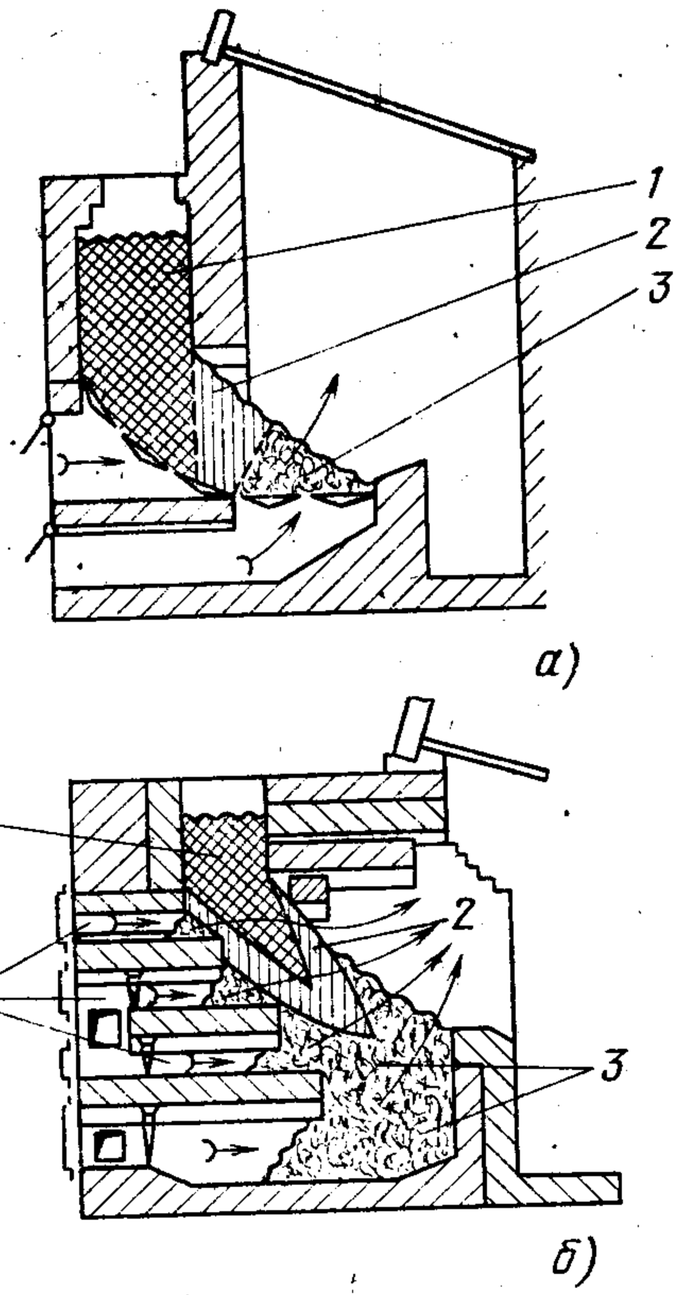


Рис. 7.3. Развитие шахтных топок:

а — шахтная топка с односторонним (верхним) зажиганием; *б* — то же с двухсторонним зажиганием; *в* — шахтно-цепная слоевая топка профессора Т. Ф. Макарьева; *г* — схема одностороннего зажигания слоя; *д* — то же двухстороннего; *1* — зона свежего не загоревшегося топлива; *2* — зона топлива, подготовленного к горению; *3* — зона горящего топлива; *4* — подсушивающая шахта в топке Макарьева; *5* — ступени горения в топке Макарьева; *6* — балка для регулирования толщины слоя торфа на решетке; *7* — треугольник свежего топлива; *8* — ступени горения

куда подается горячий воздух, торф загорается, горячие газы пронизывают торф в шахте и подсушивают его, часть горячего кокса образует зажигательный подслой на цепной решетке, осуществляя эффективное двухстороннее зажигание. С ростом рабочей влажности торфа высоту слоя увеличивают подъемом балки *6*. В пережиме камеры подается вторичный воздух в виде острого дутья.

Первые годы освоения добычи фрезторфа, когда не было для сжигания торфа специализированных топок, фрезторф успешно сжигался в топке Макарьева, будучи подсыпан на кусковой слой до 25 % по массе.

7.2. КАМЕРНОЕ СЖИГАНИЕ

Камерное сжигание — это способ сгорания топлива во взвешенном состоянии в особых камерах (камерных топках). Топливо сгорает в гомогенной или тонкой гетерогенной смеси с кислородом воздуха и с одновременной передачей выделенной при этом теплоты поверхностям нагрева совместным действием радиации и отчасти конвекции.

В камерных топках (рис. 7.4) сжигаются топлива газообразные, жидкие и все виды твердого, за исключением древесины. В топку *I* через горелку вводится топливо *2* и воздух *3*. В активной зоне горения *I* основная масса топлива до 80—95% сгорает при максимальной температуре топки на расчетной длине факела *5*, остальное топливо догорает в зоне охлаждения и догорания *II*, отдавая теплоту настенным испарительным экранам *4*. Газообразные продукты сгорания вместе с летучей золой и недожогом топлива *6* отводятся в газоходы котла. Минеральная часть топлива, если таковая имеется, в виде шлаков удаляется системой шлакоудаления *7*.

Конструктивное выполнение камерных топок весьма разнообразно. Требования, которые предъявляются к сжигаемым топливам, сводятся к следующему:

при сжигании горючих газов подача в топочную камеру в основном гомогенной смеси газа с воздухом при разной степени перемешивания;

при сжигании жидких топлив подача в топку возможно более тонко распыленных капель топлива с минимальными избытками воздуха;

при сжигании твердого топлива подача в камеру горючего в пылевидном состоянии надлежащей тонкости помола вместе с потребным для горения количеством подогретого воздуха. На практике применяются два способа сжигания пыли: с получением твердого и жидкого шлака (см. гл. 9).

Ведутся промышленные исследования вихревого камерного сжигания кускового угля в виде дробленки при организации многократной рециркуляции кусков топлива в объеме камеры горения.

Большую роль при камерном сжигании выполняют горелочные устройства, в задачу которых входят:

для газового топлива — подача воздуха с невысоким подогревом при $\alpha = 1{,}05 \div 1{,}10$ вместе с тщательно распределенным в массе воздуха горючим газом, с закруткой всей смеси у круглых горелок и без закрутки — у прямоточных струйных;

для жидкого топлива — тонкий распыл топлива в форсунках и совместная подача его в камеру горения в смеси с воздухом при таких же ограниченных избытках воздуха, как и для горючего газа, таком же невысоком подогреве воздуха, с закруткой или без нее;

для твердого топлива — подача смеси пыли с высоко- или среднеподогретым воздухом при $\alpha = 1{,}05 \div 1{,}20$.

Для камерного сжигания большое значение имеет организация аэродинамики в топочной камере, особенно для твердых и жидких топлив. Для газообразных топлив аэродинамика топки имеет меньшее значение, поскольку

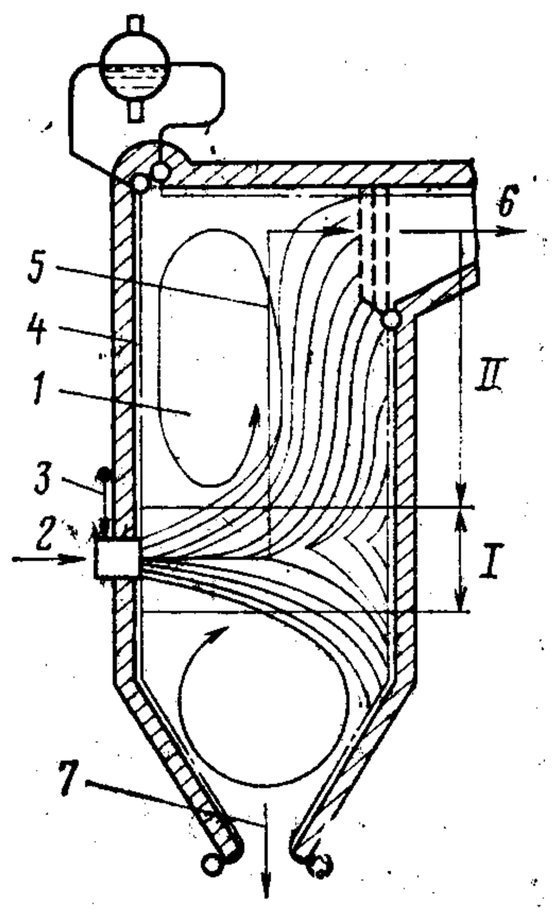


Рис. 7.4. Принципиальная схема организации горения топлив при камерном методе сжигания

длина активно горящего факела здесь в десятки раз меньше. При сжигании жидких топлив необходимо избегать удара горящего факела в экранные трубы во избежание их локального перегрева и пережога. При сжигании пылевидных топлив аэроднамика факела в топке должна обеспечивать высокую турбулентность и выжиг коксового остатка, отсутствие шлакования топочных стен и др.

В ряде случаев аэродинамика камерной топки организуется закруткой топливовоздушного потока в горизонтальных или вертикальных циклонах (см. рис. 9.14), а также вихревая аэродинамика (см. рис. 9.11). Циклонная и вихревая аэродинамики позволяют организовать многократную рециркуляцию кусков топлива и сжигать твердое топливо без помола, в виде дробленки. Однако, как показывает практика, при этом появляется механический износ (эрозия) экранных труб.

Камерному способу сжигания топлив присуща высокая удельная интенсивность, что позволило конструировать котлы для энергоблоков единичной мощностью свыше 1 млн. кВт.

В табл. 7.1 приведены расчетные характеристики камерного сжигания пылевидного топлива. Для сжигания природного горючего газа и мазута такие рекомендации отсутствуют, так как характеристики горения для топлив находят из технико-экономических соображений.

Таблица 7.1. **Расчетные характеристики открытых камерных топок для котлов номинальной паропроизводительности свыше 21 кг/с (75 т/ч) при сжигании пыли для $\alpha_т=1{,}2$ и $q_3=0$**

Способ сжигания	Сжигаемые угли	Допустимые тепловые напряжения объема, кВт/м³	Потери теплоты q_4, %	Доля золы, уносимой газами
Твердое шлакоудаление	АШ и полуантрациты	140	6	0,95
	Тощие угли	163	2	
	Каменные	175	1	
	Отходы углеобогащения	163	2	
	Бурые	186	0,5	
	Фрезторф	163	0,5	
	Сланцы	116	0,5	
Жидкое шлакоудаление	АШ и ПА	146	3—4	0,85
	Тощие угли	186	1,5	0,80
	Каменные	186	0,5	0,80
	Бурые	201	0,5	0,7—0,8

Камерные топки оцениваются показателями интенсивности работы поверхностей нагрева: $q_н$ — удельной тепловой нагрузкой экранов топки, МВт/м² (см. гл. 10), и q_F — удельной тепловой нагрузкой поперечного сечения топочной камеры в районе горения, МВт/м² (см. «Нормы теплового расчета»). Значение первого параметра принимается 0,17—0,52 МВт/м²/(150—450)·10³ ккал/(м²·ч). Бо́льшие $q_н$ могут вызвать тепловой удар в трубы и появление пленочного кипения, а отсюда — пережог труб. Значение второго параметра q_F принимают в зависимости от шлакуемости топлива в пределах: для всей топки — $q_{F.общ} \leqslant 6{,}4$ МВт/м², для одного яруса горелок принимают от доли сожженного в ярусе топлива. При жидком шлакоудалении цифры выше, при твердом — ниже. При бо́льших значениях $q_{F.яр}$ обычно возникает шлакование стен топочной камеры.

Для оценки интенсивности работы топок используется понятие удельного теплового напряжения топочного объема q_V, кВт/м³.

7.3. НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЕ СЖИГАНИЕ

Все методы сжигания пыли как с твердым, так и с жидким шлакоудалением объединены одним свойством — высокотемпературной обработкой золы в зоне интенсивного горения при $\vartheta_т = 1500 \div 1700$ °С: минеральная часть топлива переходит в расплавленное состояние, затем с понижением температуры — в пластическое, при котором опасно всякое соприкосновение шлака с ограждениями топки из-за налипания на них шлака. С точки зрения профилактики шлакования заманчиво было бы иметь такой способ сжигания, при котором минеральная часть топлива проходила всю топку в одном твердом состоянии.

Поэтому в 70-х годах началось строительство и промышленное опробование камерных топок с низкотемпературным сжиганием углей, естественно, только с твердым шлакоудалением. При этом проектная максимальная температура в зоне интенсивного горения не превосходит $t_2 - (50 \div 100)$ °С. Создать и удержать такую температуру (в 1200—1300 °С) не просто, для этого необходимы пониженный подогрев и высокие избытки воздуха, а также значительная рециркуляция в топку, через горелки, дымовых газов до степени рециркуляции $K_{цир} = 30\%$, где $K_{цир} = V_{рец} / V_г$. В зону горения вводят из экономайзерной области охлажденные до 300—400 °С дымовые газы, которые и понижают температуру горения до требуемого уровня.

Однако этим не ограничиваются достоинства низкотемпературного метода сжигания топлив. При температурах топки ниже ~1500 °С резко снижаются образование токсичных окислов азота (NO_x) и окисление сернистого ангидрида (SO_2) в серный ангидрид (SO_3), которые наносят вред окружающей среде и самому котлу (см. гл. 20).

При низкотемпературном сжигании пыли шлакование топки отсутствует, экраны и входные конвективные поверхности нагрева остаются сравнительно чистыми, остановы на расшлаковку агрегата отсутствуют, однако это достигается общим удорожанием котла за счет снижения интенсивности лучистой теплопередачи в топке в связи со снижением температурного потенциала в зоне активного горения, что удорожает как радиационные, так и конвективные поверхности нагрева, повышения капитальных расходов на организацию рециркуляции газов, роста q_2 за счет роста $\alpha_т$ и др.

При низкотемпературном сжигании доля участия тепловосприятия в топке снижается примерно до 30 % против 40 % у высокотемпературных топок. Чистота экранов, свойственная низкотемпературному способу, заметно компенсирует эту разность в тепловосприятии.

7.4. СЖИГАНИЕ В КИПЯЩЕМ СЛОЕ

Способ сжигания топлива в кипящем слое (*псевдоожиженном слое*) характеризуется горением зернистого материала, взвешенного движущимся снизу вверх воздухом. Псевдоожиженный слой существует в границах, определяемых величиной скоростей воздуха: от первой критической скорости (начало псевдоожижения) до второй критической скорости (переход в режим пневмотранспорта). Псевдоожиженные системы имеют ряд преимуществ, связанных возможностью технологического использования их в ряде производств, благодаря интенсивному тепло- и массопереносу, текучести слоя, изотермичности слоя, снижению доли вредных отходов и др.

В технике известны два типа топок с кипящим слоем — *высокотемпературные* и *низкотемпературные*. Низкотемпературное (800—900 °С) сжигание достигается в противовес высокотемпературному установкой в самом кипящем слое поверхностей нагрева котла. При этом достигается связывание окислов серы (до 90%) (например, известняком) и уменьшение генерации окислов азота (на треть).

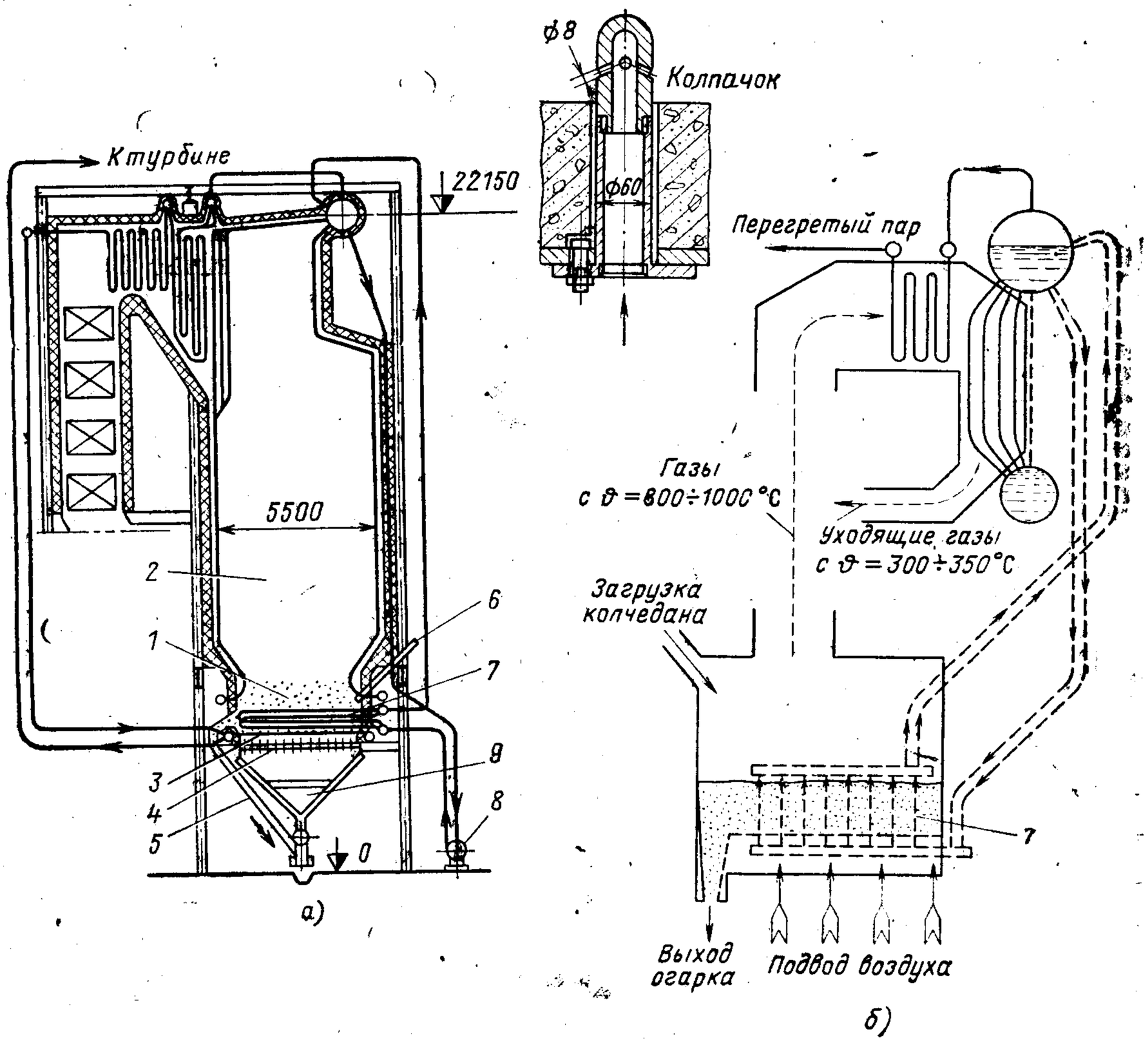


Рис. 7.5. Принципиальные схемы совмещения «кипящего слоя» с поверхностями нагрева:

а — в котле; *б* — в энерготехнологической установке; *1* — I ступень горения (в кипящем слое); *2* — II ступень горения (в объеме камерной топки); *3* — конвективный пароперегреватель в кипящем слое; *4* — колпачковая решетка кипящего слоя; *5* — шлакоудаление; *6* — течка для подачи топлива в слой; *7* — испарительная поверхность, погруженная в псевдоожиженный слой; *8* — насос принудительной циркуляции рабочей среды; *9* — короб для подачи дутьевого воздуха в слой через колпачки

В кипящем слое сжигается дробленый уголь с размерами кусков до 25 мм. Содержание в слое топлива по массе составляет 5—7%. Коэффициент теплоотдачи к трубчатым охлаждающим поверхностям доходит до 840 кДж/(м²·ч·К) или 200 ккал/(м²·ч·°С). Для более эффективной теплопередачи в слое при малозольных топливах приходится подавать в кипящий слой *наполнители* в виде присадки инертных зернистых материалов, как, например, шлаки соседних котлов, песок (SiO_3), доломит (при сернистых топливах) и др.

На рис. 7.5,*а* показано двухступенчатое сжигание сланцев в кипящем слое под котлом БКЗ-75-39. В обоих случаях в псевдоожиженный слой погружены поверхности нагрева испарительные и пароперегревательные, которые работают с высокой тепловой интенсивностью, обеспечивая температуру в слое, отсутствие жидкого шлака и шлакования топки. Котел имеет три топочные секции, газы из которых попадают в единый конвективный газоход котла.

Во второй ступени горения (в камерной топке) осуществляется интенсивное горение подготовленного в слое топлива. Широкое распространение приобретают технологические топки с кипящим слоем

(рис. 7.5,*б*) для обжига серосодержащих материалов, таких, например, как широкораспространенный серный колчедан.

Основные достоинства парового котла с низкотемпературным кипящим слоем заключается в уменьшении вредных выбросов, снижении размеров и металлоемкости агрегатов, возможности сжигания топлив низкого качества. При этом сжигании полностью отсутствует шлакование экранов, фестона и конвективного перегревателя; поверхности нагрева, погруженные в слой, остаются также чистыми. Кроме того, двухступенчатое сжигание (слой—факел) снижает требования к гранулометрическому составу и теплоте горения исходного топлива. К недостаткам таких котлов относится большая неполнота сгорания топлива (q_4), высокое аэродинамическое сопротивление решетки и слоя, относительно узкий диапазон качественного регулирования нагрузки котла.

В последнее время внимание теплотехников привлекает *циркулирующий кипящий слой,* характеризуемый превышением второй критической скорости и приближением к режиму пневмотранспорта. БКЗ проектирует на кипящем слое опытно-промышленный котел производительностью 420 т/ч.

Кипящий слой как новый метод сжигания твердых топлив не нашел пока распространения в теплоэнергетике, но его возможности к резкому снижению вредных выбросов, таких как SO_2, NO_x и др., к органической увязке с технологическими процессами в промышленности дают основания на прогнозы для использования в народном хозяйстве.

7.5. ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОЕ СЖИГАНИЕ В МГД-ГЕНЕРАТОРЕ

Высокотемпературное и высокоинтенсивное сжигание природного газа осуществляется в камере сгорания МГД-генератора.

Назначение камеры сгорания (КС) заключается в выработке газовой электропроводящей плазмы с температурой 2500—3000 К. Таким образом, камера сгорания выполняет на МГД-электростанции роль плазмотрона.

На рис. 7.6 схематично представлена конструкция камеры сгорания, предлагаемая и исследованная кафедрой парогенераторостроения МЭИ. Ответственным элементом является горелочное устройство *3*, через которое в камеру подаются горючий газ, горячий воздух и присадка. Присадка сухого поташа K_2CO_3 в качестве ионизирующейся добавки в количестве 1% калия на массу продуктов сгорания обеспечивает электропроводность плазмы до 10 см/м. Ввод присадки в пылевидном состоянии 30—90 мкм обычно проводится сжатым воздухом 1,8 МПа. Место ввода присадки должно выбираться таким, чтобы включать присадку в рециркулирующую струю и тем увеличивать время контакта поташа с горючими газами и время на ионизацию калия.

При работе МГД-генератора в его канале возникает продольная

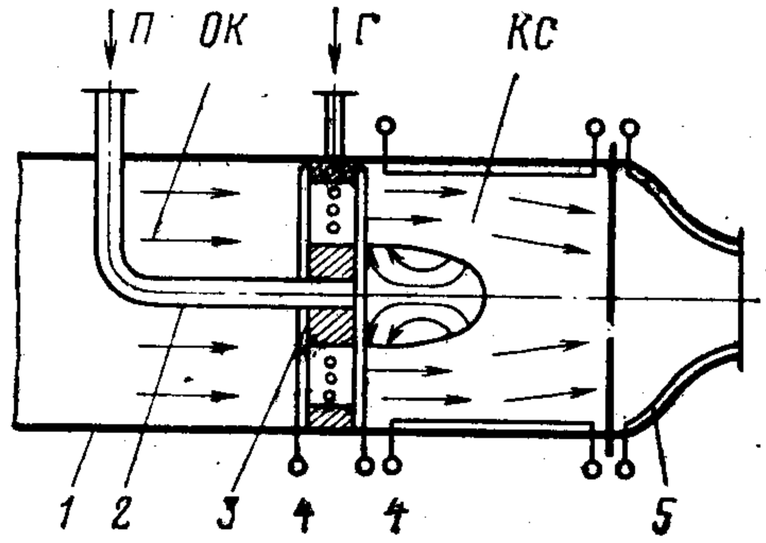


Рис. 7.6. Конструкционная схема камеры сгорания МГДЭС (вариант МЭИ):

П **— присадка;** ***Г*** **— горючее;** ***ОК*** **— окислитель;** ***1*** **— воздуховод;** ***2*** **— подвод присадки;** ***3*** **— горелочное устройство;** ***4*** **— система водяного охлаждения;** ***5*** **— сопло на входе в канал МГД-генератора**

ЭДС, которая достигает больших значений (20—40 кВ). Так как примыкающее в камере сгорания оборудование, в частности парогенератор, заземляется, то камера оказывается под высоким напряжением. Отсюда возникает необходимость электрической изоляции камеры сгорания по всем подводящим и отводящим коммуникациям (топливо, окислитель, присадки, охлаждающая вода, уловленный шлак и др.), что естественно, усложняет и удорожает начальную стоимость и эксплуатацию оборудования.

Рассматриваемая камера сгорания имеет особенности:

1) при сжигании природного горючего газа в горячем воздухе (1200—1700 °С) время необходимое для образования плазмы составляет около 30 мс и лимитируется скоростью испарения ионизирующейся присадки;

2) тепловые потери через стенки камеры при отношении длины к диаметру камеры L/D около 1,5 составляет 4—6% тепловой мощности блока. Для блоков мощностью 800 МВт и больше это отношение необходимо увеличивать, так как в противном случае диаметр камеры превысит транспортабельные габариты;

3) в связи с высокой температурой горения топлива около 3000 К, обусловленной либо предварительным нагревом окислителя, либо обогащением его кислородом, а также из-за интенсивного излучения калия, содержащегося в ионизирующейся присадке, тепловые потоки достигают 3 МВт/м^2, тепловое напряжение объема 150—175 МВт/м^3, тепловая форсировка сечения 300—400 МВт/м^2. Поэтому во избежание кризиса кипения элементы со сложной конфигурацией или особенно теплонапряженные охлаждаются водой недогретой до кипения. Около 65% тепловых потерь воспринимаются кипящей водой с давлением 4—4,5 МПа, образующийся пар используется для нагрева питательной воды;

4) высокая температура горения является также причиной образования значительного количества окислов азота. Их концентрация может превышать 1% по объему, что в 20—30 раз больше, чем в обычных котлах. Для уменьшения выбросов окислов азота в атмосферу сжигание топлива производится при нехватке кислорода $\alpha \approx 0{,}85—0{,}90$, что несколько снижает концентрацию вредных соединений в плазме, выходящей из камеры сгорания. Эффект от сжигания при недостатке окислителя состоит в реакции восстановления NO продуктами неполного сгорания (см. § 27.6).

ГЛАВА ВОСЬМАЯ

ПОДГОТОВКА ТОПЛИВ К СЖИГАНИЮ

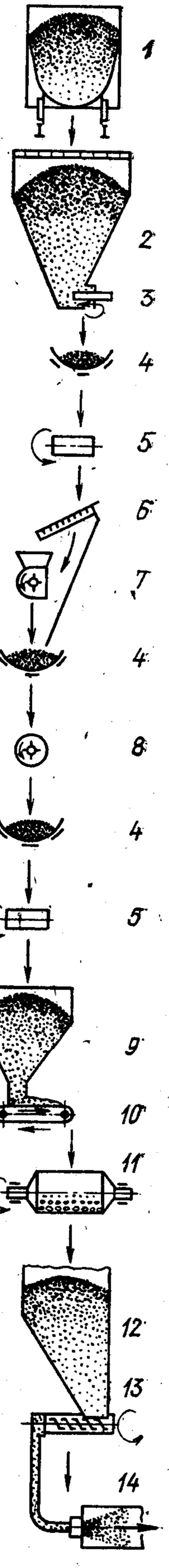
8.1. ТРАКТ УГЛЕПОДАЧИ И ПЫЛЕПРИГОТОВЛЕНИЯ

Интенсивное сжигание углей при высоких его расходах в слоевых топках невозможно. Получение большого количества теплоты в единицу времени возможно только при сжигании твердого топлива в виде пыли во взвешенном состоянии в камерных топках. Идея сжигания жидкого и пылевидного топлив в камерных топках принадлежит русскому изобретателю П. Д. Кузьминскому (1840—1900).

На рис. 8.1 схематично представлен тракт топливоподачи и пылеприготовления твердого топлива тепловой электростанции. На тракте установлены прорезиненные ленточные транспортеры, магнитные вращающиеся сепараторы для улавливания и удаления металла, попадающего в уголь во время добычи и транспорта. Далее щепоуловитель, дро-

Рис. 8.1. Топливоподача и пылеприготовление на ТЭС:

1 — железнодорожный вагон; *2* — бункер разгрузочного сарая; *3* — питатель сырого угля; *4* — ленточный транспортер; *5* — магнитный сепаратор; *6* — грохот; *7* — дробилка; *8* — щепоуловитель; *9* — бункер сырого угля в котельной; *10* — ленточный питатель сырого угля; *11* — мельница шаровая барабанная; *12* — промбункер (промежуточный пылеугольный бункер); *13* — питатель пыли шнековый; *14* — предтопок для сжигания угольной пыли



билка, в которой производится измельчение кусков угля от 200 до 10—15 мм, пылеугольная мельница с подсушкой сырого угля горячим воздухом или дымовыми газами, пылепитатель и другие вспомогательные устройства.

Как видно из приведенной схемы и подрисуночных надписей, подготовка топлива осуществляется в два этапа: вначале первый этап — топливоподача с удалением металла и щепы с грубым дроблением и затем второй этап — пылеприготовление.

8.2 УГОЛЬНАЯ ПЫЛЬ И ЕЕ СВОЙСТВА

Тонкость помола и зерновая характеристика пыли

Угольная пыль представляет сухой порошок и имеет широкий спектр частичек поперечного размера от 0,1 до 500 мкм. Тонкость помола пыли в каждом отдельном случае проверяется просеиванием проб массой 25—50 г в течение 20 мин через набор сит рассевочной машины с размером отверстий для прохода пыли от 50 до 1000 мкм и характеризуется остатками на ситах с ячейками 90, 200 и 1000 мкм. Остаток пыли на сите с размером ячейки $x \times x$, мм, обозначается R_x и выражается в % от массы просеиваемой пробы. При расчетах и в эксплуатации тонкость пыли определяется только остатком на сите с размером ячеек: 90 мкм, R_{90} и 200 мкм, R_{200}. О степени дробления угля судят по остатку на сите 5×5 мм; обычно дробление доводят до $R_5 = 20\%$.

Основным фактором для выбора тонкости помола для промышленной пыли является реакционная способность топлива, характеризуемая в основном выходом летучих, качеством пыли, зависящей от соотношения остатков на тонких и грубых ситах, качеством работы топки и др. Некоторые рекомендации по выбору R_{90} (%) для разных топлив и мельниц: шаровой барабанной (ШБМ), молотковой мельницы (ММ), мельницы-вентилятора (М-В) и среднеходной мельницы (СМ) приведены в табл. 8.1.

Для отдельно взятого сита справедливо выражение

$$R_x + D_x = 100\%,$$

где D_x — проход пыли через сито данного размера.

По данным полного рассева можно построить кривую зависимости остатков на разных ситах от размера частиц x (рис. 8.2). Такую кривую называют *помольной или зерновой характеристикой*. Обычно на практике интересуются только рабочим диапазоном зерновой характеристики от —*а* до —*б*—.

Таблица 8.1. **Рекомендуемая тонкость помола угля R_{90}, %**

Марка угля	Тип мельницы		
	ШБМ	ММ; М-В	СМ
Донецкий антрацит АШ	7—10	—	13
Экибастузский каменный уголь	15—25	15—20	—
Подмосковный бурый уголь	40	55	—
Назаровский бурый уголь	40	60	52

Коэффициент полидисперсности пыли

Кривые зерновой характеристики (рис. 8.2) описываются опытной формулой

$$R_x = 100 \exp(-bx^n), \tag{8.1}$$

где x — размер ячейки данного сита, мкм; b — постоянный коэффициент, характеризующий тонкость измельчения, значение его в промышленных мельницах колеблется от 0,004 до 0,04; из них меньшее значение для грубой, а большее для тонкой пыли; n — постоянный коэффициент (коэффициент полидисперсности). Коэффициенты b и n определяются по рассеву пыли через два сита с размерами ячеек 90 и 200 мкм.

Из (8.1) выводится зависимость n от двух остатков

$$n = 2{,}87 \lg \frac{21 - \lg R_{200}}{2 - \lg R_{90}}. \tag{8.2}$$

По зависимости (8.2) построена номограмма для определения n по R_{90} и R_{200} (рис. 8.3).

Коэффициент полидисперсности имеет большое практическое значение и характеризует структуру пыли, равномерность ее помола, определяет удельный расход энергии на помол — чем выше значение n, тем ниже удельный расход электроэнергии на размол угля для рассматриваемых типов мельничных устройств. Чем выше n, тем меньше отличаются пылинки друг от друга по размеру и в теоретическом пределе, когда все частицы одинаковы, пыль монодисперсна, а $n=\infty$. Такая идеальная зерновая характеристика *3* приведена на рис. 8.2. Ниже даны средние значения n: для пыли, получаемой в различных мельницах: в шаровых барабанных n=0,85; в молотковых n=1,30; в среднеходных — 1,20; в мельницах-вентиляторах — 0,90.

Причина различных значений n для разных мельниц заключается главным образом в различных способах вывода готовой пыли из размольной зоны и в различных типах применяемых сепараторов пыли. Так, например, в соответствии с большей длиной пути размола переизмельчение пыли более свойственно шаровым барабанным по сравнению с молотковыми мельницами. Поэтому зерновая характеристика пыли, получаемой в молотковых мельницах (см. рис. 8.2), приближается к идеальной в области тонких фракций, т. е. в рабочем диапазоне, что вызывает значительное снижение удельного расхода энергии у молотковых мельниц по сравнению с шаровыми барабанными.

Поверхность и плотность пыли

Поверхность пыли $F_{пл}$, м²/кг, имеет большое значение в оценке процесса горения, расхода энергии на помол, ее можно оценить расчетным путем или экспериментально; $F_{пл}$ колеблется в широких пределах: для тонкого помола АШ равна 2000 м²/кг, для грубого помола бурого угля — 300 м²/кг. Удельная поверхность монодисперсной пыли с частицами диаметром — x — может быть определена в предположении их шаро-

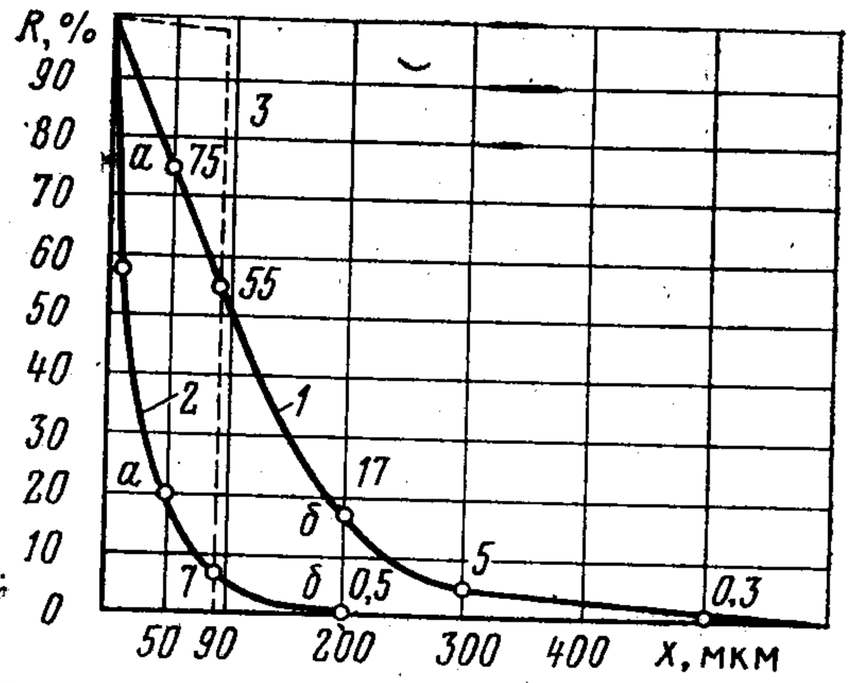


Рис. 8.2. Зерновая характеристика пыли:

1 — грубая пыль бурого угля (R_{90}%55=); *2* — тонкая пыль антрацита (R_{90}=7%); *3* — «идеальная», желательная для практики зерновая характеристика ($x \geqslant 90$ мкм)

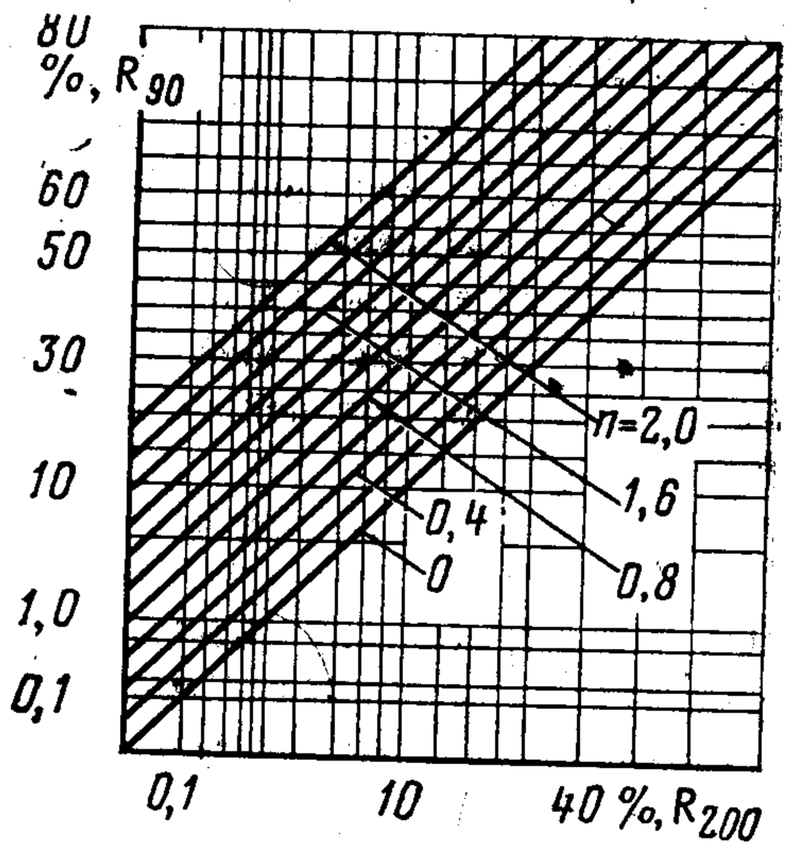


Рис. 8.3. Номограмма для определения показателя полидисперсности (n) по двум остаткам

вой фермы. Для определения $F_{пл}$ необходимо знать $\rho_ч$ — плотность частицы, а точнее — кажущуюся, объемную плотность пыли. Для такого сыпучего материала, как угольная пыль, принято считать три плотности: насыпную, кажущуюся и истинную.

Насыпная плотность определяется измерением объема и массы, засыпанной в определенную емкость свежей пыли, поэтому в $\rho^{нас}$ входит масса пыли и свободное пространство между пылинками, ее значения равны 500—700 кг/м³, уплотненная при хранении — 800—1000 кг/м³. Этой плотностью пользуются при определении емкости пылевых бункеров и т. п.

Кажущаяся плотность, измеряемая специальным прибором, учитывает только объем самих пылинок, без учета пустого объема между пылинками; используется при расчете циклонов, пневмотранспорта и др., ее значения для АШ — 1500 кг/м³, тощего угля — 1350 кг/м³ и подмосковного бурого — 1000 кг/м³. *Истинная плотность* находится опытным путем, с помощью специального прибора, для любых условий. Пыль, свежезасыпанная в емкости, ведет себя как жидкость, поэтому в ней легко утонуть, что следует всегда помнить обслуживающему персоналу.

Затраты энергии на измельчение угля

Энергия, затраченная на размол углей, как и веяких минералов, пропорциональна образующейся поверхности пыли (закон Риттингера). Эта закономерность при всей своей справедливости, однако, не учитывает влияния некоторых побочных факторов: неоднородности структуры угля, способа его разрушения, температуры, влажности и др. Итак:

$$Э_{рзм} = aF_{обр}, \qquad (8.3)$$

где $Э_{рзм}$ — действительный удельный расход энергии мельницей, кВт×ч/т; $F_{обр}$ — образовавшаяся в процессе размола удельная поверхность пыли, м²/т; a — коэффициент пропорциональности, кВт·ч/м², характеризующий степень совершенства процесса размола,

$$F_{обр} = F_{пл} - F_{и.у}, \qquad (8.4)$$

где $F_{пл}$ — поверхность готовой пыли, колеблется в широком интервале;

300—2500 м²/кг; $F_{и.у}$ — поверхность исходного угля (дробленки), равная 30—50 м²/кг.

Исходя из общих представлений, можно наметить возможные пути снижения удельной затраты электроэнергии на размол. Укажем на наиболее значительные.

Снижение твердости угля за счет подсушки его до размола, так как известно, что уголь подсушенный обладает большей хрупкостью. Снижение $F_{обр}$ путем предотвращения переизмельчения пыли за счет организации своевременного удаления из зоны размола мельницы готовой пыли, применения более совершенных сепараторов пыли и многое другое.

Удельный расход энергии на размол в промышленных мельницах значительно больше теоретического, что объясняется наличием потерь, сопутствующих размолу: потерь на упругую деформацию частиц угля, потерь на износ поверхностей мелющих тел, потерь на трение в приводе и др.

Средние удельные расходы электроэнергии на вентиляцию и размол углей: шаровые барабанные мельницы на углях высокой твердости — 35 кВт·ч/т; то же на углях средней твердости — 25 кВт·ч/т; молотковые, среднеходные мельницы и мельницы-вентиляторы на бурых углях — ниже 15 кВт·ч/т.

Основным критерием расхода электроэнергии на помол является обнажаемая поверхность пыли, что позволяет, например, правильно ответить на вопрос, почему на одном и том же топливе удельный расход энергии на вентиляцию и помол в молотковой мельнице меньше, чем в шаровой барабанной. В молотковых мельницах при прочих равных условиях получается меньшая удельная обнаженная поверхность пыли, чем в шаровых барабанных, что объясняется более высоким коэффициентом полидисперсности n у молотковых мельниц по сравнению с шаровыми барабанными.

Оптимальная тонкость помола

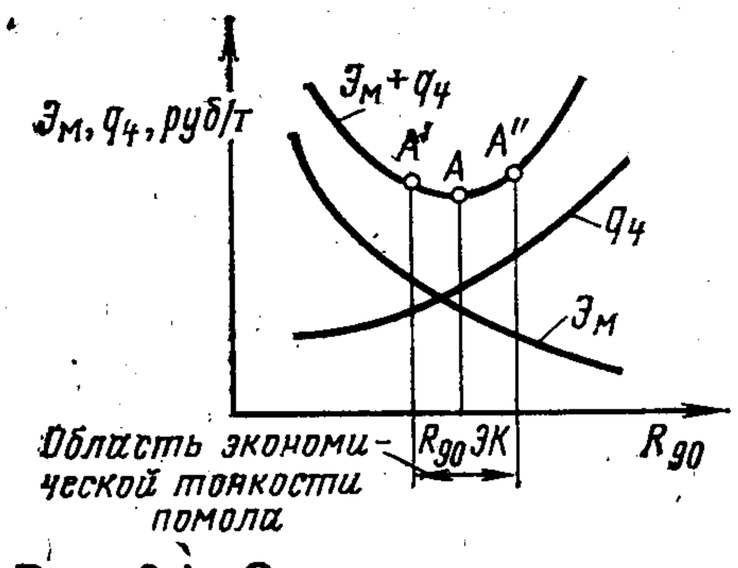


Рис. 8.4. Определение оптимальной тонкости помола

Тонкость помола угольной пыли играет большую роль в экономике работы котельного цеха. При утонении помола (уменьшении R_{90}) возрастают расходы на помол и ремонт пылеприготовления ($Э_м$) (рис. 8.4), но снижаются расходы на q_4 — механический недожог топлива.

Оптимальная тонкость помола $R_{90}^{опт}$ соответствует минимуму суммарных годовых расходов ($Э_м + q_4$). Экономическая область тонкости помола устанавливается эксплуатационными испытаниями оборудования совместно котла и системы пылеприготовления (рис. 8.4).

Взрываемость пыли

Угольная пыль, как и всякая пыль органического происхождения, например торфа, муки и т. п., обладает одной отрицательной особенностью — при определенных условиях способна взрываться.

Взрыв пыли — это процесс мгновенного соединения горючей массы топлива с кислородом воздуха, протекающий как в замкнутом объеме пылеприготовительной системы, так и в открытом пространстве. Процесс взрыва сопровождается мгновенным расширением объема пылевоздушной смеси и локальным повышением давления до 0,25—0,35 МПа в месте очага взрыва, приводящего к разрушению системы пылеприготовления. Собственно, взрывается не пыль, а продукты ее пирогенного разложения, так как, как бы ни была тонка пыль, она не в состоянии сгореть целиком при невысокой температуре системы, да еще за

сотые доли секунды. Взрывается пыль не всех углей, а только тех, у которых выход летучих горючих газов выше, примерно 8—10%. Наиболее опасной является пыль донецких и кузнецких газовых углей, углей Канско-Ачинского, Подмосковного, Украинского месторождений и карагандинского бурого угля, фрезерного торфа и некоторых других.

Взрыву пыли, кроме выхода летучих, способствует наличие кислорода в смеси. При содержании кислорода ниже 19 % для каменных углей, 18 % для бурых и 16 % для торфа и сланцев взрыв невозможен. Взрывоопасная невысокая концентрация пыли в смеси (0,3—0,6 кг/м³) создает благоприятные условия для взрыва при пусках и остановках мельниц. Способствуют взрывам и пересушка пыли в системе пылеприготовления, наличие горизонтальных участков в пылепроводах, где пыль откладывается и постоянно тлеет.

Для уменьшения разрушений при взрывах система пылеприготовления снабжается *взрывными клапанами*, выполняемыми из легко рвущегося материала (тонкий металлический лист). Клапаны устанавливаются в направлении распространения взрывной волны на сосудах большой емкости — на корпусе мельницы, на сепараторах пыли и циклонах.

Действующие Правила взрывобезопасности обязательны для всех проектных, монтажных, ремонтных и эксплуатационных организаций.

8.3. УГЛЕРАЗМОЛЬНЫЕ МЕЛЬНИЦЫ

В основу классификации углеразмольных мельниц положены два принципа: способ измельчения топлива и частота вращения подвижной части. Измельчение кусков топлива осуществляется за счет удара, раздавливания и истирания. По частоте вращения мельницы подразделяются на тихоходные— 15—20 об/мин, среднеходные — 50÷300 об/мин и быстроходные — 600—1500 об/мин. Для удобства компоновки с топкой мельницы выполняют по направлению вращения как «левыми», так и «правыми».

Параллельно с размолом топлива осуществляется и его подсушка. При низкой влажности сушка топлива проводится только в мельнице, а при повышенной — также и до мельницы. Совмещение размола с сушкой улучшает условия протекания обоих процессов и интенсифицирует их.

Для вентилируемых мельниц различают две производительности, считая по сырому топливу, кг/с(т/ч): размольную и сушильную.

Под р а з м о л ь н о й понимают количество рабочего топлива, которое способна размолоть система до заданной тонкости помола, а под с у ш и л ь н о й — то же, считая подсушку до заданной влажности пыли. Для углей высоковлажных и мягких помольная производительность мельницы превышает сушильную, а у углей сухих и твердых — наоборот.

Основными показателями работы мельничной установки являются:

производительность мельницы. Для шаровых барабанных мельниц ее считают по АШ (при $k_{ло}=0{,}95$; $R_{90}=7\%$ и $R_5=20\%$), для среднеходных по каменному углю ($k_{ло}=1{,}5$; $R_{90}=12\%$); для молотковых мельниц и мельниц-вентиляторов по подмосковному бурому углю ($k_{ло}=1{,}75$; $R_{90}=55\%$);

тонкость помола;

удельный расход электроэнергии на размол и транспорт пыли;

износ металла (учет расхода электроэнергии и износа металла на 1 т сырого топлива);

ресурс непрерывной работы в часах, без останова на ремонт.

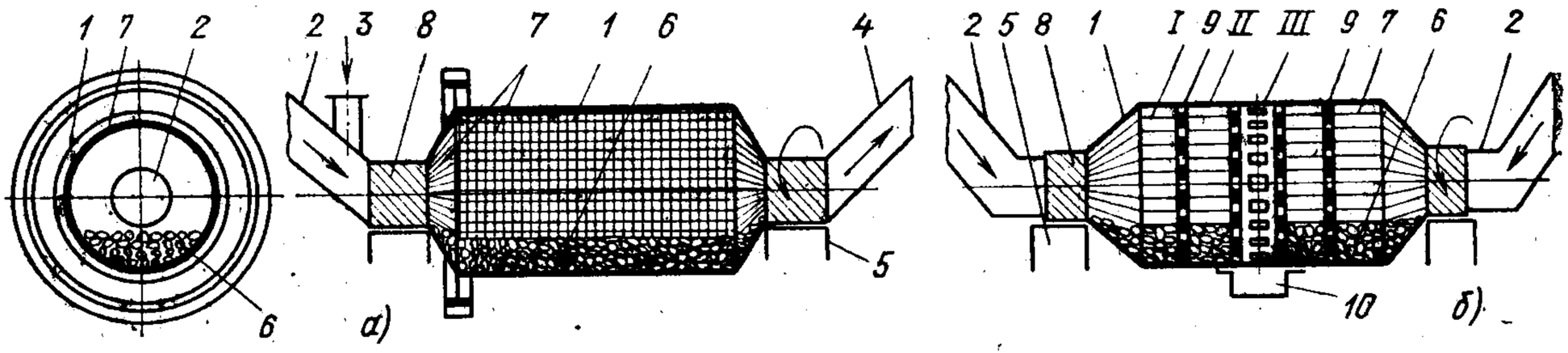


Рис. 8.5. Принцип устройства углеразмольных шаровых барабанных мельниц:

а — схема вентилируемой мельницы ШБМ; *б* — схема невентилируемой мельницы НШБМ; *1* — стальной корпус мельницы; *2* — приемный патрубок для подачи топлива и сушильно-транспортного агента в ШБМ и сушенки в НШБМ; *3* — возврат из сепаратора недомолотой пыли; *4* — пылевыдающий патрубок; *5* — опорные подшипники качения; *6* — стальные шары; *7* — стальная броня; *8* — внутренний винт патрубка для возврата шаров в мельницу; *9* — перегородки с дырами; *10* — сборный короб для пыли; *I* — первый размольный отсек с укрупненными шарами; *II* — второй размольный отсек с нормальными шарами; *III* — сборный центральный отсек для подачи готовой пыли к элеватору

Производительность мельницы на эталонном топливе называется *номинальной* ($B_н$). При необходимости определить производительность на другом (заданном) виде топлива следует произвести пересчет известного $B_н$, введя поправки на $k_{ло}$ и R_{90} для нового топлива.

В эксплуатации производительность мельниц регулируется автоматически изменением подачи сырого угля, а тонкость помола (R_{90}) — степенью закрутки вентилируемого потока в сепараторе за мельницей (поворотом лопаток, см. рис. 8.9, и др.).

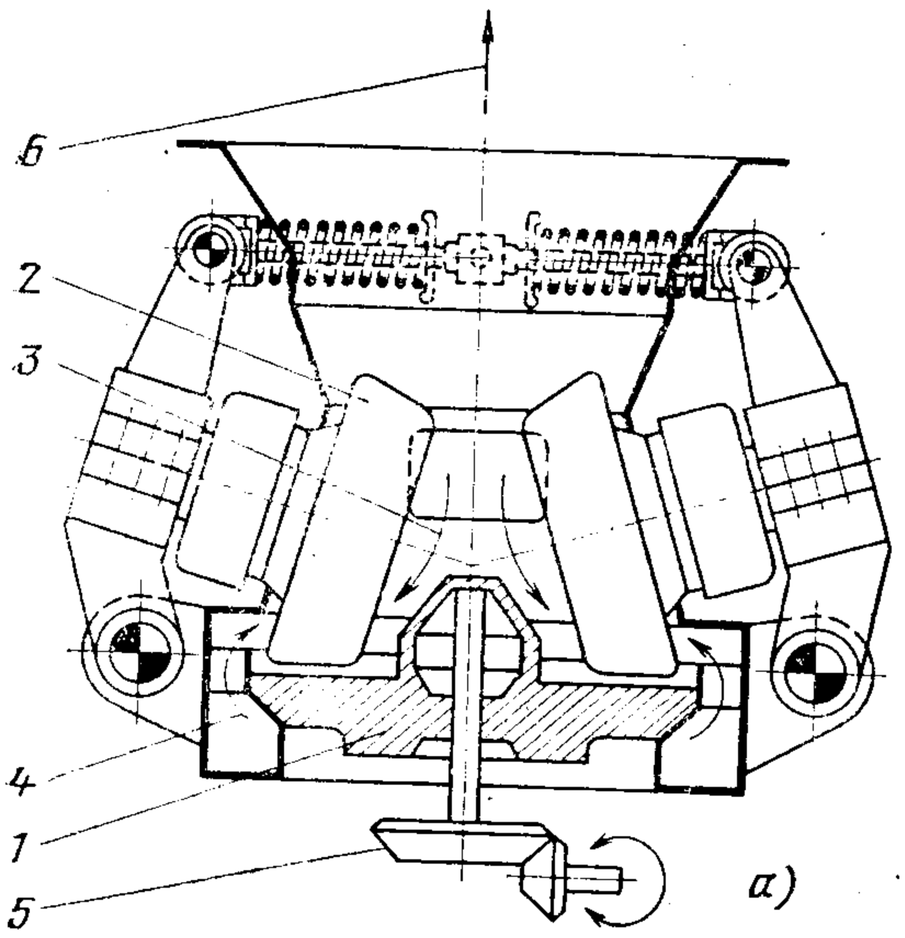
Основным изготовителем мелющих устройств является Сызранский турбостроительный завод (СТЗ).

В *шаровой барабанной мельнице* размол топлива осуществляется за счет удара шаров, истирания при скольжении их по топливу и раздавливания кусков, зажатых между подвижными и неподвижными телами. Шаровая барабанная мельница представляет собой стальной вращающийся цилиндрический барабан, снабженный внутри волнистой или иной формы броней и на 15—30% объема заполненный стальными шарами диаметром 30—60 мм из твердой марганцовистой или высокоуглеродистой стали. По мере износа шаров в мельницу на ходу добавляются новые. При вращении барабана шары поднимаются и падают с определенной высоты h, с повышением частоты вращения барабана h сначала возрастает и достигает максимального значения при оптимальной частоте вращения барабана $n_{опт}$. При дальнейшем росте частот вращения наступает критическая частота $n_{кр}$, при которой шары прилипают к стенке барабана и высота снижается до нуля. Критическую частоту вращения определяют, считая, что отсутствует скольжение шаров по броне,

$$n_{кр}=42{,}3/D^{0{,}5}, \qquad (8.5)$$

где D — внутренний диаметр барабана, см. Так, для шаровых барабанных мельниц с $D=287$ см и $L=470$ см $n_{кр}=24{,}9$ об/мин, или 0,415 $с^{-1}$. Обычно на практике принимают отношение $n_{опт}/n_{кр}$ для волнистой брони равным 0,76. Шаровые барабанные мельницы относятся к классу тихоходных мельниц.

По способу удаления готовой пыли шаровые барабанные мельницы разделяются на *вентилируемые* (рис. 8.5,*а*) и *невентилируемые* (рис. 8.5,*б*). В первых, более распространенных мельницах совместно с размолом производится и сушка топлива, а готовая пыль выносится вентилирующим мельницу горячим потоком воздуха или дымовых газов. Топливо в невентилируемых мельницах подсушивается до поступления в мельницу. Готовый продукт размола из мельницы механически выгружается из центрального отсека *III* (рис. 8.5,*б*), отделенного от размольных камер гофрированными перегородками *9*, пропускающими пыль, но задерживающими шары.



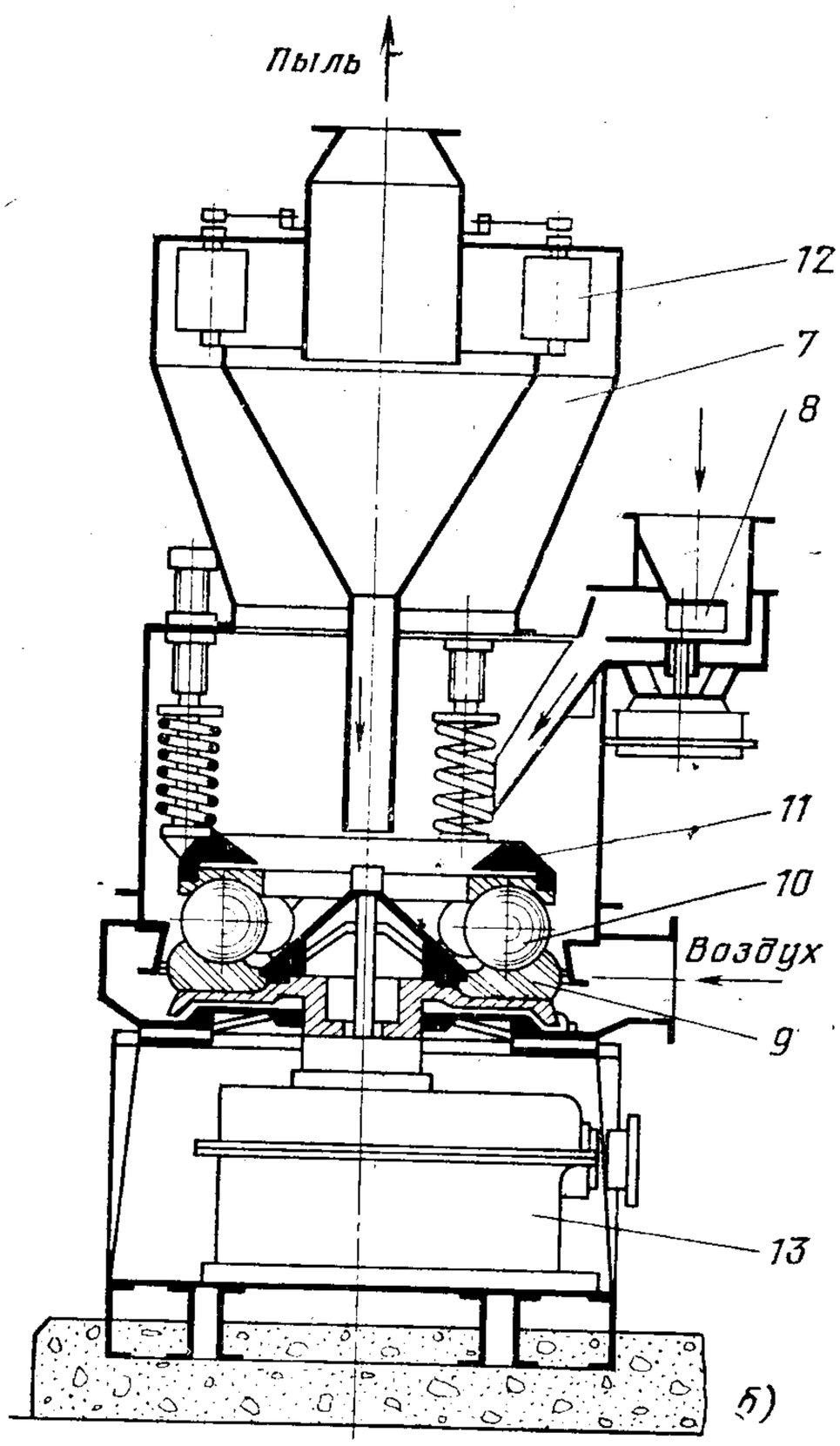


Рис. 8.6. Среднеходные мельницы:

а — валковая мельница; *б* — шаровая мельница; *1* — вращающийся горизонтальный размольный стол; *2* — стационарные конические валки; *3* — подача топлива на размольный стол; *4* — подача горячего воздуха; *5* — редуктор; *6* — подача пыли в сепаратор; *7* — сепаратор пыли; *8* — питатель сырого угля; *9* — нижнее вращающееся кольцо; *10* — размольные шары; *11* — верхнее неподвижное размольное кольцо; *12* — лопатки сепаратора; *13* — приводной механизм

Шаровые барабанные мельницы являются универсальными мелющими устройствами, однако в них размалываются только твердые сорта углей с $k_{ЛО}<1{,}2$, так как угли более мягкие экономичнее размалывать в быстроходных мельницах. ШБМ используются также для размола топлив с большим содержанием колчедана $S_к^р=6\div7$ %. Износ металла шаров по данным завода-изготовителя доходит до 400 г/т сырого угля.

Шаровые барабанные мельницы имеют такие показатели надежности: средний ресурс до капитального ремонта не менее 2000 ч; *наработка на отказ* не менее 4000 ч; средний срок службы не менее 25 лет.

Типоразмеры выпускаемых мельниц: от 220/330 до 370/850 (в числителе — внутренний диаметр, см, в знаменателе — длина барабана, см). Производительность при размоле АШ от 6 до 50 т/ч.

Среднеходные мельницы (СМ) выполняются с частотой вращения ротора 40—300 об/мин: мельницы работают по принципу *раздавливания* и *истирания* угля массой размалывающих тел. Количество типов этих мельниц в технике пылеприготовления велико, но почти все они имеют мелющие тела в виде валков диаметром 90—180 см или шаров диаметром 200—400 мм (рис. 8.6). В СССР получили распространение только валковые (МВС), за рубежом — и валковые и шаровые (МШС). На рис. 8.6,*а* показана конструкция валковой среднеходной мельницы.

Горизонтальный стол *1* вращается на вертикальной оси с частотой 0,73—365 $с^{-1}$ (40—350 об/мин) и скоростью 3 м/с, если считать по середине обода валка *9*. Над размольным столом на неподвижных осях, шарнирно соединенных с корпусом, установлены два тяжелых конических размольных валка, которые нажимными пружинами

постоянно прижимаются к столу с силой до 50 т. Зазор между валками и столом на холостом ходу устанавливается в 2—5 мм, при работе валки поднимаются на набегающие куски угля. Сверху на размольный стол *3* подается подлежащий размолу уголь с максимальным размером кусков 20 мм и возврат недомолотых частиц из сепаратора. Под действием центробежных сил при вращении стола уголь отбрасывается к периферии и попадает под размольные валки. Диаметр валка принимают равным 0,7 от среднего диаметра стола, ширину валка — 0,2 от $D_{ср}^{стол}$. Мельница вентилируется горячим воздухом с температурой до 350 °С, который со скоростью 20—30 м/с подается через кольцевой канал *4* вокруг стола. Струя воздуха подхватывает пыль и выносит пылевоздушную смесь во вращающийся центробежный сепаратор. За счет удара о лопатки сепаратора осуществляется выброс из потока крупных недомолотых частиц и возврат их на размольный стол. Готовая пыль с воздухом проходит в сепаратор и по центральной трубе направляется к мельничному вентилятору системы. Крупные куски угля, колчедан собираются в особых карманах под размольным столом.

Большое значение имеет срок службы размольных элементов мельницы, который зависит, с одной стороны, от абразивности топлива, с другой — от состава металла элементов, способа получения и обработки их. Рабочий ресурс наиболее изнашиваемых деталей — бандажей, валков и брони стали — составил 5—15 тыс. ч. Валковые мельницы в настоящее время работают под разрежением, но новые более мощные мельницы запроектированы для работы под наддувом.

Валковые мельницы выпускают на производительность, если считать по экибастузскому каменному углю, от 4,1 (МВС-90) до 25 т/ч (МВС-180). Число в скобках показывает диаметр размольного стола, см, являющегося определяющим параметром мельницы. Валковые мельницы предназначены для размола каменных углей, полуантрацитов, тощих углей и отходов угля обогащения с $k_{ЛО}$ не менее 1,1, $W^р$ не более 16 %, а $A^р$ не более 30 %. При более высокой рабочей влажности топлива требуется предварительная подсушка в сушильной шахте.

В среднеходной мельнице (рис. 8.6,*б*) размол осуществляется стальными шарами *10*, перекатывающимися между двумя кольцами, подвижным *9* и неподвижным *11*.

За рубежом среднеходные мельницы широко применяются на каменных углях с рабочей влажностью до 15 % и бурого угля — до 40 %. Среднеходные мельницы имеют ряд достоинств: низкий удельный расход электроэнергии на размол, большой межремонтный ресурс, сравнительно небольшую массу и габариты, а также невысокую стоимость по сравнению с другими системами. Кроме того, имеются возможности создания среднеходных мельниц большой единичной производительности.

Молотковые мельницы (ММ) выполняют с тангенциальным (ММТ) по отношению ротора вводом топлива и сушильного агента

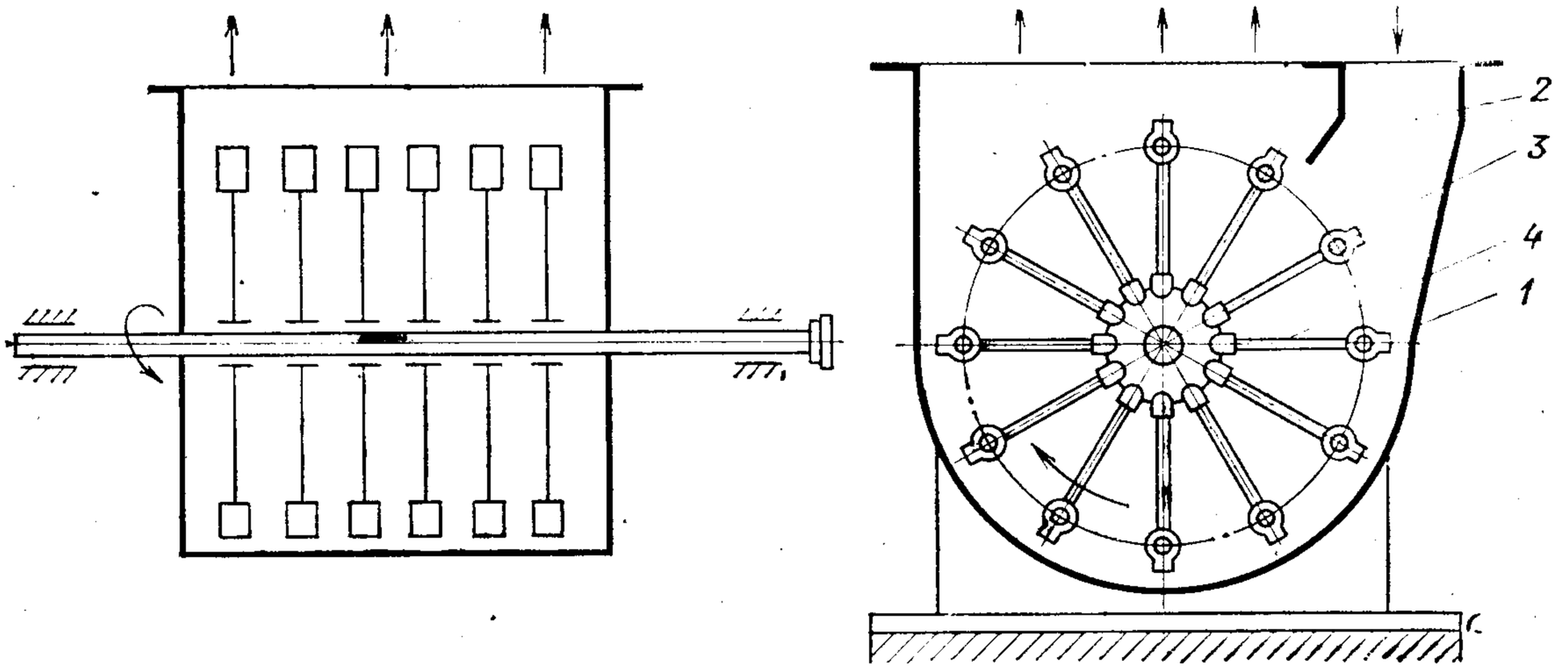


Рис. 8.7. Принцип устройства углеразмольной молотковой тангенциальной мельницы (ММТ):

1 — корпус мельницы; *2* — короб для подачи горячего воздуха с углем; *3* — била; *4* — билодержатель

(рис. 8.7). Молотковые мельницы предназначены для размола и одновременной подсушки каменных и бурых углей, сланца и фрезторфа на ТЭС. Нормальная работа мельницы обеспечивается при максимальном размере кусков до 25 мм и температуре сушильно-вентиляционного агента до 450 °С при водяном охлаждении подшипников и вала и до 350 °С — без него. Валы с диаметром ротора 1300 мм и более имеют внутреннее охлаждение водой. Мельница может работать как под разрежением, так и под давлением.

Молотковые мельницы, как и шаровые барабанные, изготавливает СТЗ различных типоразмеров — от ММТ 1000/470/1000 на 3,5 т/ч по расчетному углю и до ММТ 2600/2550/590 на 50 т/ч (первое число — диаметр ротора, см, второе — длина ротора, см, и третье — частота вращения ротора, об/мин).

Размол топлива производится за счет удара билами и о броню корпуса, а также за счет истирания в зазоре между вращающимся ротором и неподвижной броней. Образующаяся пыль выносится из зоны размола в инерционный (или центробежный) сепаратор, где готовая пыль отделяется и подается к горелкам, а грубые фракции возвращаются в мельницу на домалывание. Инерционные сепараторы работают на принципе резких поворотов вентилируемого потока и имеют невысокое гидравлическое сопротивление по сравнению с центробежными сепараторами на ШБМ.

Недостатком молотковых мельниц является сравнительно быстрый износ рабочих элементов системы. Так, ресурс для бил составляет 400 ч, для билодержателей — 2000 ч и для брони — 3000—8000 ч.

Мельницы-вентиляторы (М-В) (рис. 8.8) — размольные устройства, у которых тяжелый ротор выполняет два назначения: размалывает топливо до $R_{90}=50\div65\%$ и вентилирует мельницу. Сырое топливо подводится с торца мелющего ротора. Ротор консольно крепится на валу и состоит из основного и покрывающего дисков, между которыми крепятся основные и мелющие лопатки. Мельница-вентилятор размалывает высоковлажные бурые угли, мягкие сланцы, лигниты и фрезторф. Обычно применяется предвключенная опускная сушильная шахта, как правило, работающая на горячих дымовых газах, отбираемых вверху топки (900 °С). Температура сушильного агента перед ротором не должна превышать 450 °С, для чего отобранные дымовые газы разбавляются воздухом (см. схему рис. 8.12,*в*). Пыль с сушильным агентом выносится в сепаратор инерционного типа. Рабочий ресурс мелющих лопаток до 2500 ч, брони корпуса — 7000 ч.

Типоразмер мельницы-вентилятора обозначают числами: первое — диаметр ротора, второе — рабочая ширина мелющих лопаток, третье —

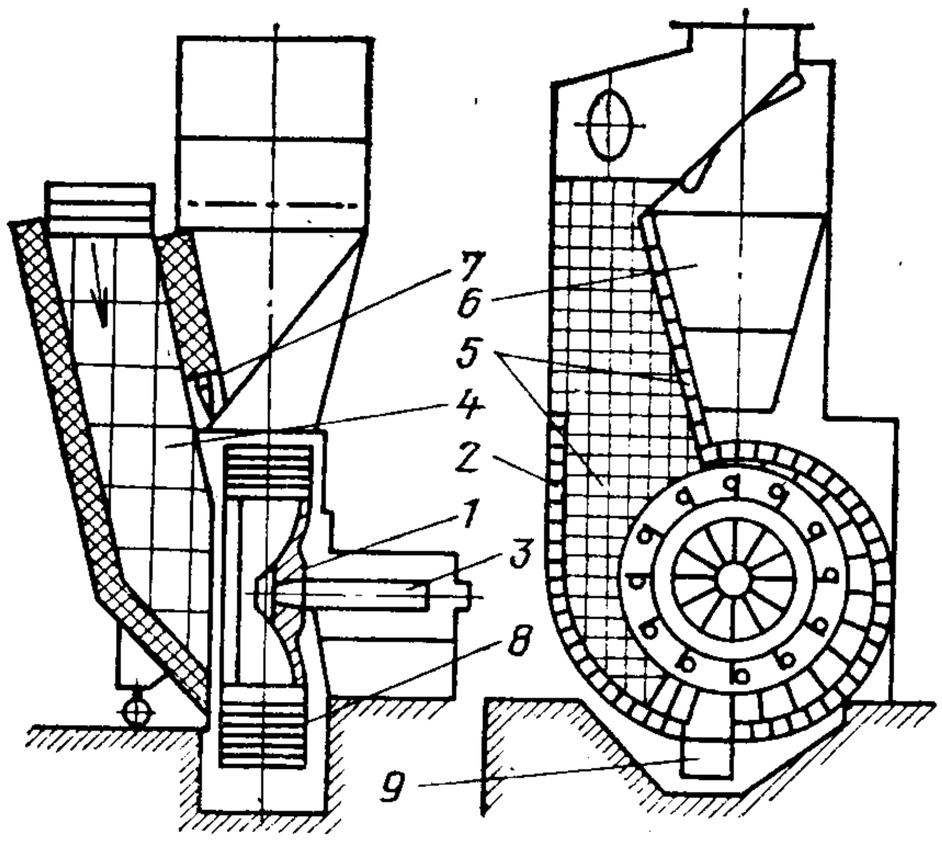


Рис. 8.8. Углеразмольная мельница-вентилятор (М-В):
1 — осиовиой диск колеса; *2* — корпус; *3* — вал; *4* — иисходящая шахта мельиицы; *5* — броиевые плиты; *6* — цеитробежиый сепаратор пыли: *7* — клапаи-мигалка на течке возврата; *8* — лопатки ротора; *9* — сборник для отходов

частота вращения ротора (об/мин). Заводом-изготовителем (СТЗ) ~~освоено серийное производство~~ мельницы-вентилятора М-В-3300/800/490 на 70 т/ч для канско-ачинского угля с $k_{ЛО}=1{,}3$ при $R_{90}=60\%$, $W^{р}=33\%$ и $R_5=20\%$. Завод выпускает мельницы и других типоразмеров на меньшую производительность.

В заключение по рассмотренным типам мелющих устройств можно сказать, что шаровые барабанные мельницы незаменимы для тонкого помола твердых топлив и, несмотря на их громоздкость и неэкономичность, будут находить и впредь применение при расширении электростанций. Что касается среднеходных, молотковых мельниц и мельниц-вентиляторов, то им предстоит большое будущее. В настоящее время намечено дальнейшее увеличение единичной производительности мельниц до 50—100 т/ч.

8.4. СЕПАРАТОРЫ ПЫЛИ

Сепаратор пыли устанавливается для отделения из аэросмеси, покидающей мельницу, готовой пыли и направления пыли в промбункер или в горелочные устройства, а грубых фракций — для возврата в мельницу на домалывание.

На рис. 8.9 представлены основные типы сепараторов. Так, на рис. 8.9,*а* дан гравитационный тип, нашедший в свое время широкое распространение в топочных устройствах с молотковыми мельницами при невысокой производительности. Недомолотые фракции *5* осаждаются за счет повышенной массы при подъемной скорости потока в шахте от 2 до 4,5 м/с.

На рис. 8.9,*б* показан инерционный сепаратор ВТИ, который устанавливается за мощными молотковыми мельницами. Недомолотые частицы топлива выделяются из потока за счет инерционных сил при резком повороте газопылевого потока на закруглении *3*.

На рис. 8.9,*в* представлен один из распространенных центробежных сепараторов,

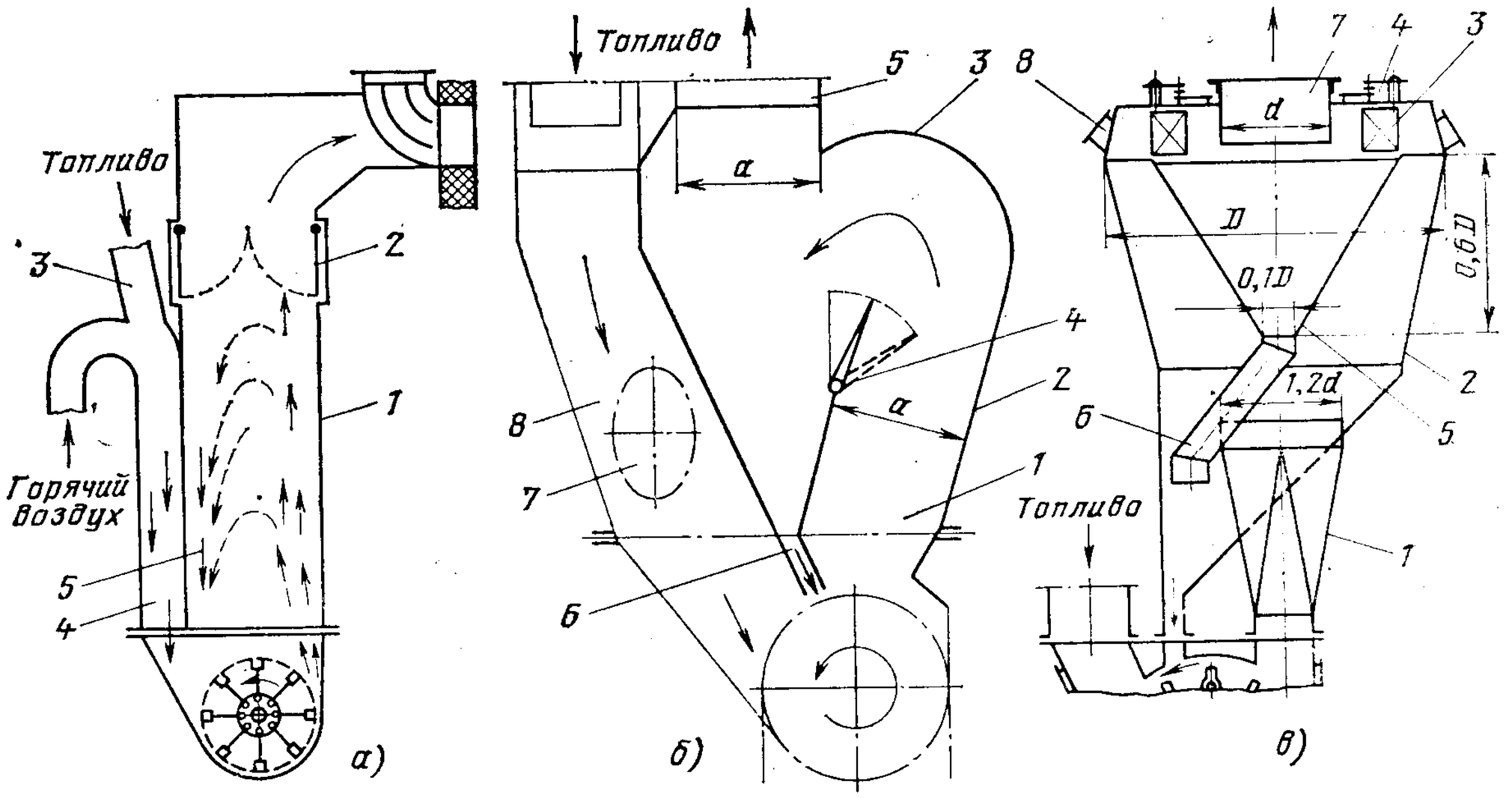


Рис. 8.9. Типы мельничных сепараторов:

а — гравитационный сепаратор: *1* — гравитационная шахта; *2* — шибер; *3* — подача сырого топлива; *4* — вход подсушенного топлива; *5* — возврат крупных частиц в мельницу; *б* — инерционный сепаратор: *1* — входная часть сепаратора; *2* — корпус сепаратора; *3* — криволинейный участок сепаратора; *4* — регулирующий шибер; *5* — выходной патрубок; *6* — течка возврата; *7* — взрывной клапан; *8* — течка основного топлива; *в* — центробежный сепаратор: *1* — входной патрубок; *2* — наружный корпус; *3* — поворотные лопатки для регулирования тонкости помола; *4* — привод поворота лопаток; *5* — внутренний конус сепаратора; *6* — труба возврата; *7* — выходной патрубок; *8* — взрывной клапан

которыми оборудуются шаровые барабанные мельницы с отдельной компоновкой мельницы и сепаратора, мельницы среднеходные и молотковые, у которых сепаратор устанавливается непосредственно на мельнице с размещением отвода возврата внутри самого корпуса сепаратора.

Работа центробежного сепаратора протекает так (рис. 8.9,*в*). Аэросмесь поступает в сепаратор через патрубок *1* со скоростью 14—18 м/с, при которой выносятся частицы до 8 мм. В наружном конусе *2* сепаратора скорость потока снижается до 5 м/с, и сепарируются кусочки угля до 1,5 мм, по трубе возврата недомолотое топливо направляется в низ в мельницу. Поток аэросмеси проходит тангенциально установленные поворотные лопатки *3* и попадает во внутренний конус *5*. Частицы крупнее 0,1 мм осаждаются и по трубе возврата *6* опускаются в мельницу. Готовая пыль делает поворот вверх и по патрубку *7* выводится из мельничной системы. В среднеходных мельницах для усиления центробежного эффекта осуществляют вращение сепаратора.

8.5. ПЫЛЕПИТАТЕЛИ

Пылепитатели применяются для подачи пыли из пылеугольных (промежуточных) бункеров к горелкам. Для бесперебойной подачи пыли необходимо, чтобы пыль беспрепятственно поступала из бункера в приемную часть питателя. Для этого бункер должен иметь вертикальные или с очень большим углом наклона ($>65°$) стены. Пыль должна быть достаточно сухой, а выделяющиеся пары — надежно отсасываться из промбункера.

В настоящее время применяются в основном лопастные питатели. Проходят широкую промышленную проверку аэропитатели. Шнековые питатели, имевшие ранее широкое распространение, в настоящее время сняты с производства из-за их неустойчивой подачи.

Пыль из бункера через входное отверстие *7* лопастного питателя (рис. 8.10,*а*) поступает в верхнюю вращающуюся звездочку — порционер *4*. Пыль через отверстие *6*

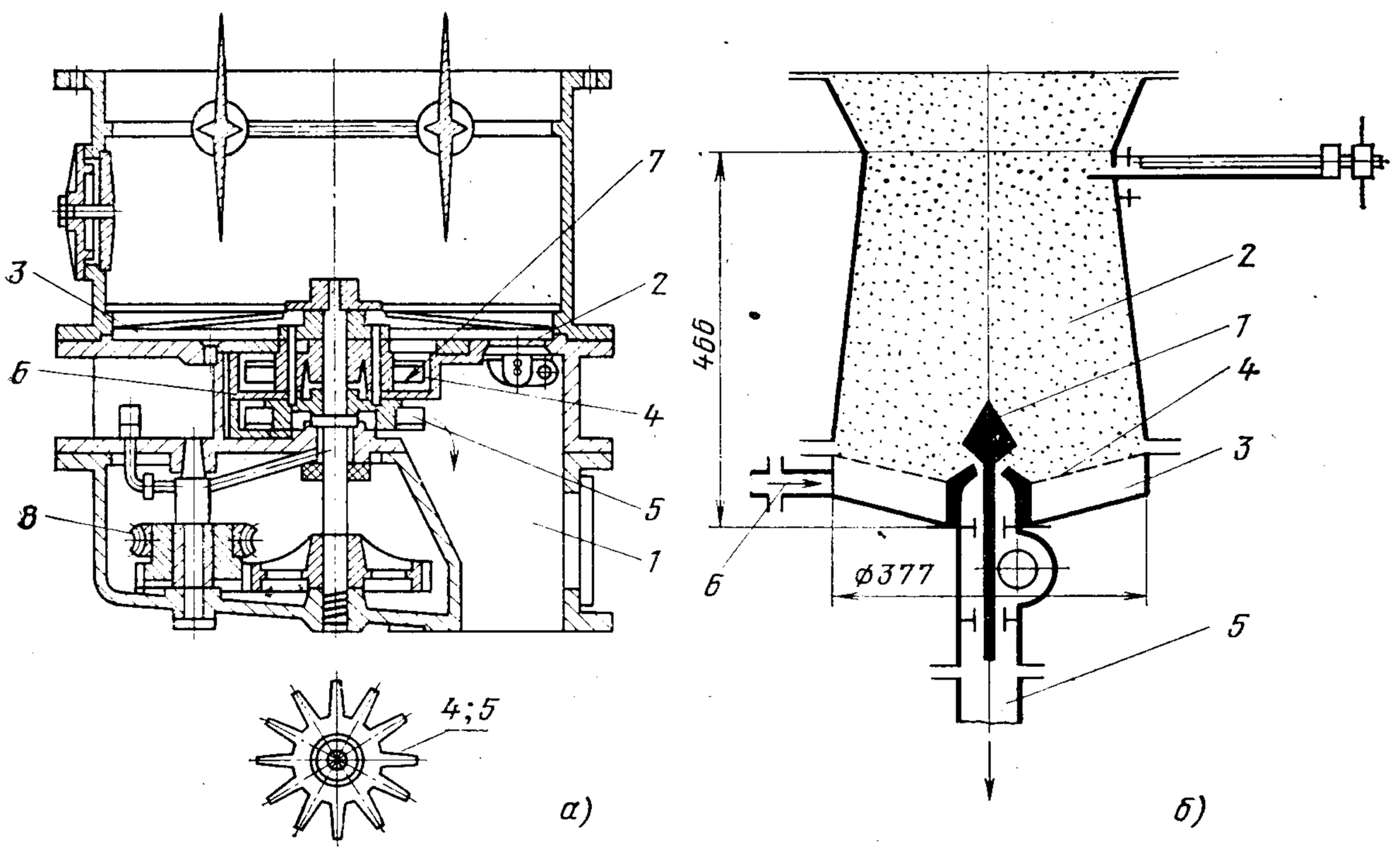


Рис. 8.10. Пылепитатели:

а — лопастный пылепитатель: *1* — отводящая течка пыли; *2* — пылеперепускной ход для пыли; *3* — ворошитель пыли; *4, 5* — ячейковые рабочие звездочки; *6* — перепускное рабочее отверстие для пыли в неподвижном диске между звездочками; *7* — ввод пыли в питатель; *8* — червячная шестерня электропривода питателя; *б* — аэропитатель: *1* — выпускной клапан для пыли; *2* — камера аэрации; *3* — воздушная камера; *4* — сетка; *5* — выпускной патрубок для пыли; *6* — воздух от компрессорной магистрали

в промежуточном неподвижном уплотняющем диске пересыпается в нижнюю выдающую вращающуюся звездочку *5* и из нее в выходную течку *1*. Питатель устроен так, что самопроизвольная подача пыли исключена. Лопастный питатель очень чувствителен к посторонним включениям, например древесному волокну и т. п., однако подает пыль достаточно равномерно. Производительность лопастного питателя $B_{л.п}$, кг/с, подсчитывается по формуле

$$B_{л.п} = V_{л.п} c \rho_{пл} n_{л.п}, \qquad (8.6)$$

где c — коэффициент заполнения объема звездочки порционера, принимаемый равным 0,9; $\rho_{пл}$ — плотность пыли, кг/м³; $V_{л.п}$ — объем звездочки порционера, м³; $n_{л.п}$ — частота вращения шнека, с$^{-1}$.

На рис. 8.10,*б* показан аэропитатель, предназначенный для взрывобезопасных углей типов АШ, Т и др. Питатель может подавать и взрывоопасную пыль, но тогда сжатый аэрирующий воздух *6* должен быть заменен на охлажденные дымовые газы. Во время работы питателя в камере *2* находится псевдосжиженная пыль, обладающая текучестью воды. Количество подаваемой питателем пыли регулируется выпускным клапаном *1*. В остальном действие аэропитателя понятно из рис. 8.10,*б*. Обычно подача пыли от питателя осуществляется пневматически с высокой концентрацией 50—70 кг пыли на 1 кг транспортирующего воздуха. Для этого за патрубком *5* устанавливают смеситель пыли и воздуха, подаваемого от особой воздуходувки. Расход воздуха невысокий — не более 2 % общего расхода воздуха по балансу агрегата, диаметр пылепровода 80×4,5 мм для производительности по пыли 5 т/ч.

8.6. СИСТЕМЫ ПЫЛЕПРИГОТОВЛЕНИЯ

На рис. 8.11 представлены варианты применяемых систем пылеприготовления. Центральные пылезаводы, где производится размол и сушка угля, а готовая пыль доставляется в бункера котлов пневматически кеньон-насосами, не получили распространения из-за дороговизны оборудования и сложности управления. Не нашла применения и центральная сушка для получения исходного дробленого угля в виде сушенки. Наиболее надежными зарекомендовали себя индивидуальные системы, у которых между котлом и пылесистемой имеются связи по воздуху или газу. Различают два вида индивидуальных систем *с прямым вдуванием* и *промежуточным бункером для пыли*.

В системах с прямым вдуванием пыль из мельницы (любого типа) направляется непосредственно в топку (рис. 8.12,*б*), а в системах с промбункером (рис. 8.12,*а*) предварительно собирается в пылевом бункере.

По способу сброса отработанных газов индивидуальные системы с промбункером делятся: на *замкнутые*, когда газы с влагой сбрасываются в топку, и *разомкнутые*, когда сброс осуществляется в атмосферу или газоход до дымососа.

Индивидуальные системы располагаются непосредственно у котла по две и больше на каждый агрегат и связываются с ним по воздуху, дымовым газам и пыли.

На рис. 8.12,*а* показана индивидуальная замкнутая система с промежуточным пылеугольным бункером и подачей пыли в топку сушильно-транспортным агентом. Сырой дробленый уголь поступает в мельницу, где размалывается до требуемой тонкости. Поток вентилирующего горячего воздуха, поступающего из воздушного подогревателя котла, часто с топочными газами *20*, выносит пыль в центробежный сепаратор *5*, в котором идет отделение готовой пыли. Готовая пыль уносится потоком к циклону *14*, а грубые недомолотые фракции попадают на вход в мельницу *4*. В циклоне пыль закручивается тангенциальным потоком и направляется в бункер пыли *15* или в реверсивный шнек *22*

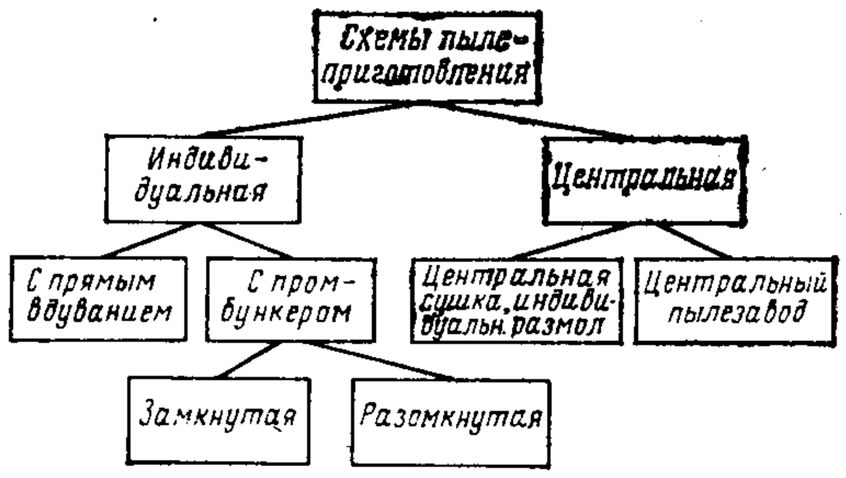


Рис. 8.11. Систематизация применяемых способов пылеприготовления

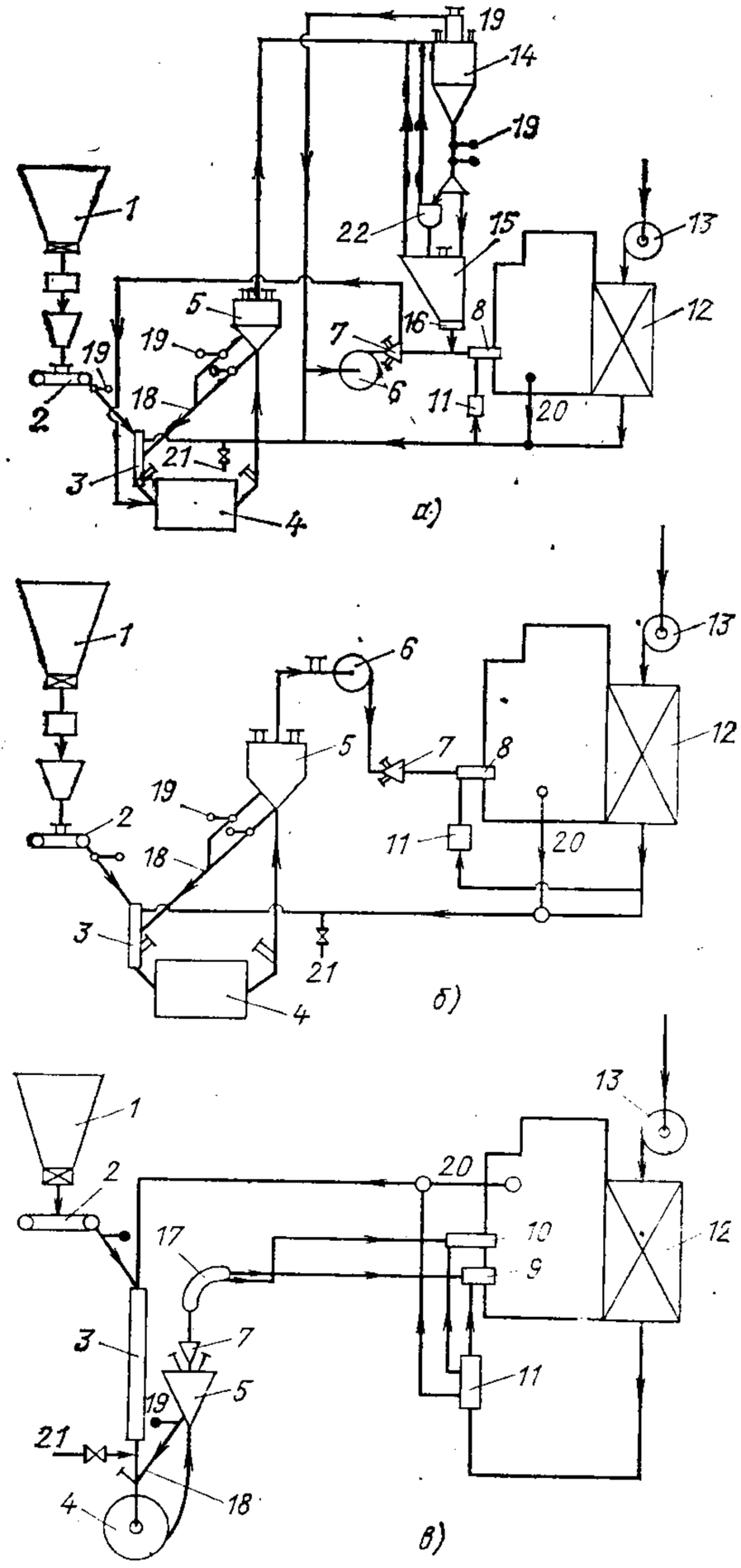


Рис. 8.12. Системы пылеприготовления:

а — индивидуальная, замкнутая схема с промбункером и подачей пыли в топку сушильно-транспортным агентом системы; *б* — индивидуальная, замкнутая схема пылеприготовления с прямым вдуванием для ШБМ; *в* — индивидуальная схема с прямым вдуванием для мельницы-вентилятора с газовой сушкой и пылекоицентратором; *1* — бункер сырого угля; *2* — ленточный питатель сырого угля; *3* — исходящая короткая труба-сушилка; *4* — мельница; *5* — центробежный сепаратор; *6* — мельничный вентилятор; *7* — короб первичного воздуха; *8* — горелки; *9* — горелка на грубых фракциях; *10* — горелка на тонких фракциях; *11* — короб вторичного воздуха; *12* — воздухоподогреватель; *13* — дутьевой вентилятор; *14* — циклон; *15* — бункер пыли (промбункер); *16* — питатель пыли; *17* — пылекоицентратор; *18* — линия возврата грубых фракций на домалывание; *19* — мигалка; *20* — линия отбора топочных газов на сушку; *21* — аварийная присадка холодного воздуха; *22* — реверсивный шнек для пыли

для передачи соседним агрегатам. Сушильный транспортный агент отсасывается по оси циклона через верхний патрубок и вместе с самой тонкой пылью, оставшейся в воздухе в количестве 10—15%, поступает в мельничный вентилятор *6* и затем направляется в первичный коллектор *7* на транспорт пыли к рабочим горелкам *8*.

В таких системах готовится пыль высокореакционных углей с большим выходом летучих (горючих) — угли бурые и каменные, сжигаемые при сухом шлакоудалении, т. е. при сравнительно невысокой температуре в зоне активного горения, недостатком таких систем является необходимость такого дорогого оборудования, как шаровые барабанные мельницы, циклоны, реверсивные шнеки, промбункера, пылепитатели, в этом случае обычно имеет место повышенный удельный расход энергии на помол угля и транспорт пыли.

Получила широкое распространение и другая, подобная ей, система — индивидуальная замкнутая с промбункером, но с подачей пыли в топку горячим воздухом и предназначенная для размола истощенных низкореакционных углей и топок с жидким шлакоудалением. Так как пыль здесь подается не первичным воздухом при 80—100 °С как в системе, показанной на рис. 8.12,*а*, а горячим воздухом, температура которого на 200—300 °С выше, то это благоприятно сказывается на по-

вышении температуры и устойчивости горения, а также получении жидкого шлака у трудносжигаемых углей, таких как АШ, Т и др. Система с подачей пыли горячим воздухом усложняется по сравнению с рассмотренной выше, так как в ней появляются вентилятор горячего воздуха, горелки для дожигания тонкой пыли после циклона и устройства по подаче в топку отработанного в системе воздуха и газа через сбросные горелки. Упрощение достигается только в системах с прямым вдуванием пыли в топку, что широко используется в современных энергоблоках. Хорошо работают в этих системах среднеходные и молотковые мельницы при $k_{ЛО} > 1{,}2$. Для распределения пыли по нескольким горелкам служит коллектор первичного воздуха *7* на схеме рис. 8.12,*б* (или пыледелители). Недостатком системы с прямым вдуванием является отсутствие резерва по пыли, так как в схеме нет промбункеров, обеспечивающих питание пылью агрегата в течение 1—3 ч работы при аварийном выходе систем пылеприготовления.

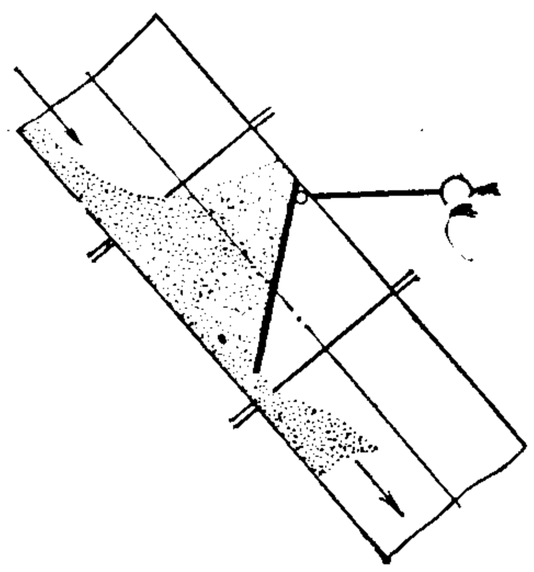


Рис. 8.13. Схема устройства и принцип работы мигалки в прямоугольной течке

Более простые системы пылеприготовления применяются при размоле фрезторфа, сланцев и мягких углей с высокой влажностью ($W^р > 34\%$) на мельницах (среднеходных, молотковых и мельницах-вентиляторах). Для примера на рис. 8.12,*в* показана такая система с мельницей-вентилятором. Подсушка топлива высокотемпературная — осуществляется смесью топочных газов и воздуха до мельницы в сушильной шахте *3*, размол производится в быстроходной мельнице-вентиляторе *4*. Особенностью системы является применение пылеконцентраторов *17*, назначение которых заключается в разделении и подаче пыли на разные горелочные ярусы: грубые фракции в нижние горелки *9*, а тонкие — в верхние *10*.

В разомкнутых системах (не рассматриваемых здесь) газовоздушная среда с частью тонкой пыли направляется из циклона *14* (см. схему на рис. 8.12,*а*) в пылеуловители, а затем очищенная (>99%) от пыли выбрасывается в атмосферу. Разомкнутые системы не нашли широкого распространения главным образом из-за загрязнения окружающей ГРЭС среды пылью, выбрасываемой в атмосферу вместе с отработанным сушильно-транспортным агентом.

На схемах рис. 8.13 показаны аппараты «мигалка» для автоматического перепуска сыпучих материалов (пыль, зола, дробленка угля и т. п.) из емкости с одним абсолютным давлением в емкость с другим при поддержании герметичности между емкостями. Принцип устройства мигалки виден из рис. 8.13.

8.7. ПОДГОТОВКА ГАЗА И МАЗУТА К СЖИГАНИЮ

Газоснабжение котлов

Подготовка газа к сжиганию на электростанции состоит в очистке газа от твердых механических примесей, и поддержании постоянного давления перед горелочными устройствами, путем дросселирования поступающего из магистрали газа.

На рис. 8.14 представлена схема снабжения природным горючим газом электростанции. Газ подается на электростанцию из магистрального газопровода или с газораспределительной станции под давлением 0,7—1,3 МПа и дросселируется до 0,13—0,2 МПа в газорегуляторном пункте (ГРП), где устанавливают обычно три нитки газопроводов с регуляторами давления, из них третья нитка — резервная; имеется и аварийная — байпасная. Для очистки газа от механических примесей установлены грубые (1,5×1,5 мм) и тонкие (0,3×0,5 мм) фильтры, для предупреждения аварийного роста давления — предохранительные клапаны. На газопроводе каждого котла смонтированы автоматический регулятор расхода газа (АРР) и быстродействующий

клапан. Регулятор поддерживает необходимую тепловую мощность котла, клапан отключает подачу газа в топку при *аварийной ситуации*, когда может появиться опасность взрыва газа в газоходе, например, при обрыве факела, остановке дымососа или дутьевого вентилятора и др. В целях безопасности в нерабочий период газопроводы продуваются до содержания O_2 не более 1% через воздушники, выводимые наружу котельной в безопасные места. Перед растопкой котла из газопроводов вытесняется взрывоопасная газовоздушная смесь, а перед ремонтом то же делают сжатым воздухом. Существуют обязательные для всех «Правила безопасности в газовом хозяйстве» Госгортехнадзора СССР.

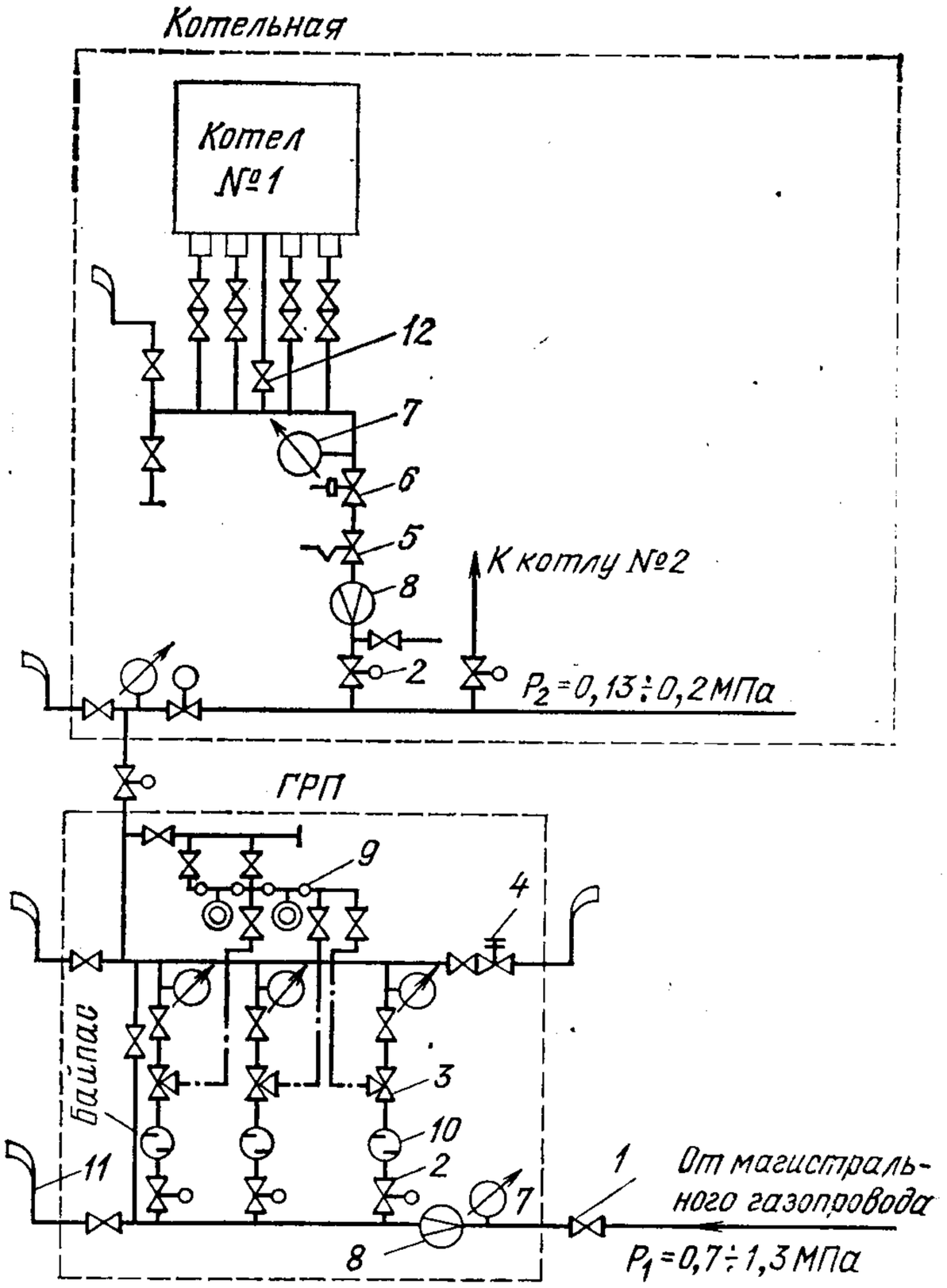


Рис. 8.14. Схема газоснабжения электростанции:

1 — магистральная задвижка с ручным управлением; *2* — задвижка с электрическим приводом; *3* — регулятор давлення газа; *4* — предохранительный клапан; *5* — автоматический регулятор расхода газа (АРР); *6* — отсекающнй быстродействующий клапан (БК); *7*—манометр; *8* — расходомер; *9*—задатчики регуляторов давления: *10* — фильтр; *11* — продувочная «свеча»; *12* — подвод газа к запальнику горелок

Подготовка мазута к сжиганию

Доставка мазута промышленным потребителям в основном осуществляется трубопроводным, железнодорожным, водным транспортом. Мазут в топочную камеру поступает в распыленном состоянии. Различают механическое и паровое распыливание, осуществляемое в форсунках разной конструкции.

На рис. 8.15 представлена технологическая схема подготовки к сжиганию мазута от железной дороги и до форсунок с механическим распыливанием в топку котла мощной ТЭС.

В порядке подготовки мазута к сжиганию осуществляется ряд процессов, таких как: обезвоживание путем подогрева всего мазута в баке *5*, отстаивания, дренажа и испарения влаги; удаление посторонних

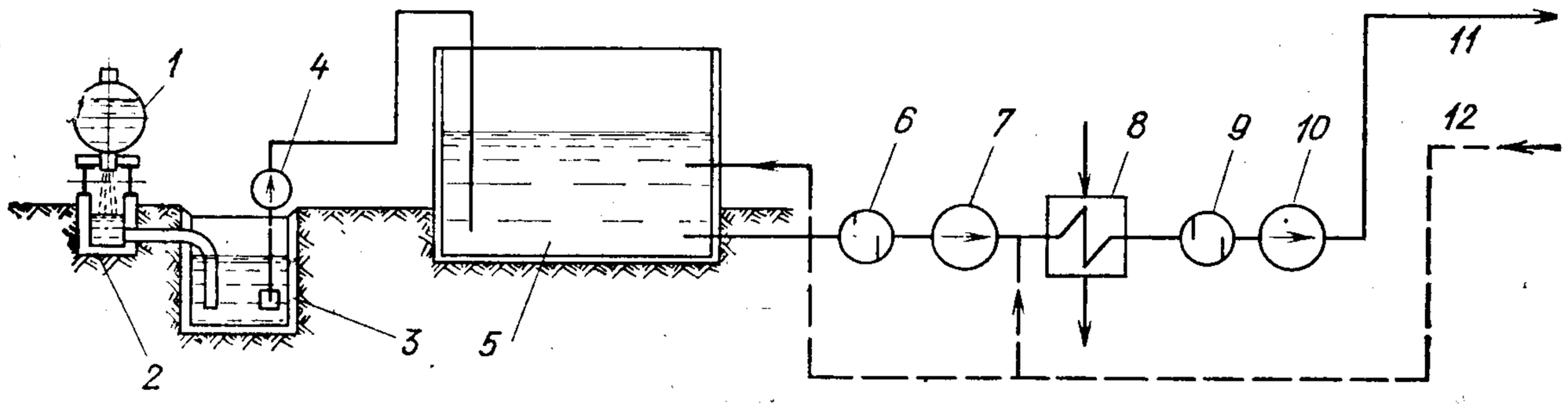


Рис. 8.15. Принципиальная технологическая схема подготовкн к сжиганию мазута на мощной ТЭС:

1 — железнодорожная цистерна; *2* — сливной лоток; *3* — приемная емкость; *4* — перекачивающий погруженный насос; *5* — расходный резервуар; *6* — грубый фильтр; *7* — насос низкого давления; *8* — подогреватель мазута; *9* — фильтр тонкой очистки; *10* — насос высокого давления; *11* — мазут к топкам; *12* — рециркуляционная мазутная линия

твердых включений пропуском мазута через грубые *6*, а затем — тонкие *9* механические фильтры; подогрев мазута паром в подогревателях *8* для уменьшения вязкости до необходимого уровня; компрессия мазута до требуемого распылом значения.

Для получения достаточно низкой вязкости температура мазута при перекачке и сливе из железнодорожных цистерн должна поддерживаться на уровне 60—70 °С, в баках длительного хранения на уровне 60—80 °С. Мазуты, поступающие на распыл в форсунки, должны иметь температуру меньше температуры вспышки паров мазута. Технологический тракт подготовки мазута состоит из приемно-сливного устройства, основных резервуаров постоянного запаса мазута, мазутонасосной станции, механических фильтров и паровых подогревателей. Обычно применяют двухступенчатую схему подачи топлива; в первой — низкого давления — подача осуществляется при давлении около 1 МПа, насосы второго подъема создают давление 3,5—4,5 МПа, при котором происходит распыл в форсунках.

Для предотвращения охлаждения мазута после подогревателей мазутопровод подогревают паром из паропровода, расположенного в общей тепловой изоляции. Обратная линия *12* обеспечивает постоянную рециркуляцию мазута при отключении котла или отдельных форсунок, что исключает застой и застывание мазута.

При паровом распыливании мазут поступает в форсунки самотеком, но для этого требуется создавать ему некоторый нивелирный напор, для чего мазут особым насосом подается в расходный бачок на высоту 3—7 м над горелками. Так как внутренние каналы паровых форсунок имеют большие сечения, то требования к механической фильтрации мазута здесь менее жестки, чем при механическом распыливании. Подогреватели мазута в этом случае необходимы только для транспортировки мазута по трубопроводу.

ГЛАВА ДЕВЯТАЯ

КАМЕРНЫЕ ТОПКИ

9.1. СЖИГАНИЕ ГАЗООБРАЗНЫХ ТОПЛИВ

Светимость газового факела

В природном газе различают *теплоустойчивые* и *теплонеустойчивые* горючие компоненты. Так, например, CO и H_2 относятся к группе теплоустойчивых, которые при нагревании даже до высоких температур без доступа воздуха сохраняют свою молекулярную структуру. Наоборот, большинство углеводородов, входящих в состав природных газов,

теплонеустойчивы и разлагаются с выделением углерода в виде чистого кокса (сажи). Термическая диссоциация метана начинается с температуры 600—800 °С, этана — 485 °С, пропана — 400 °С.

На практике пиролиз природных газов начинается с 300 °С, при котором в зонах недостатка кислорода выделяющиеся атомы углерода объединяются в частицы сажи размером 0,3—0,4 мкм. В зоне активного горения сажа накаляется и создает яркое свечение. При хорошем предварительном перемешивании газа с воздухом яркий участок факела короткий, а при плохом перемешивании образование сажи интенсифицируется и факел получается длинный, *светящийся*.

Передача лучистой теплоты окружающим экраном от светящегося факела при постоянной температуре его больше, чем у несветящегося (см. гл. 10). В связи с этим иногда для этой цели в горелках предварительное перемешивание горючих газов с воздухом намеренно ухудшают или искусственно создают нехватку кислорода в зоне горения. При этом неизбежно некоторое дымление котла, указывающее на наличие зон с нехваткой кислорода и недожог сажи.

Стабилизация фронта воспламенения

На практике следует опасаться «проскока» пламени в горелку и отрыва пламени факела, т. е. его погасания. Происходит это от нестабильности фронта воспламенения. Следовательно, необходимо стремиться к обеспечению устойчивости зажигания, под которым понимается способность горелочного устройства обеспечить воспламенение вблизи устья горелки при возможно бо́льшей скорости истечения горючей смеси. В энергетических котлах смесь выходит из горелки со скоростью 25—50 м/с, а в высокофорсажных камерах достигает 200 м/с. Так как для подобных агрегатов скорость распространения пламени невысока, то проскок практически невозможен, но отрыв реален, и необходимо принять меры к его устранению. Такой мерой является создание условий для надежного и непрерывного зажигания горючей смеси. Положительным мероприятием в этом смысле является организация рециркуляции горячих продуктов сгорания в корень факела при соблюдении в зоне зажигания и других условий. Конструктивно это реализуется в стабилизаторах пламени, изображенных на рис. 9.1.

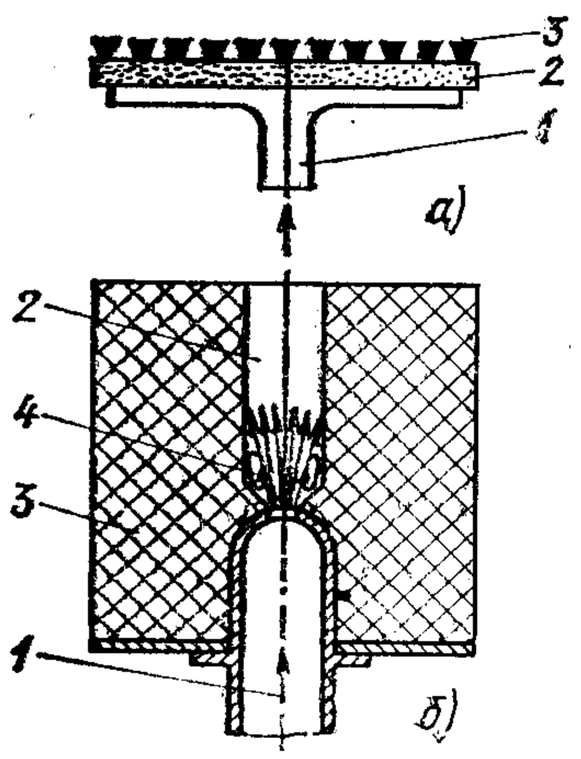


Рис. 9.1. Принцип устройства и работы стабилизаторов горения

На рис. 9.1,*а* представлена керамическая пористая диафрагма *2* с условным показом микрофакелов *3* на горючей смеси *1*, фильтрующей через многочисленные поры диафрагмы. Так как горение газа идет на поверхности факела, а вся середина его инертна, то с дроблением факела на множество мелких растет поверхность фронта пламени и тепловое напряжение единицы объема факела. Горение в *микрофакельных горелках* отличается отсутствием пламени, и его принято называть *беспламенным*. Устойчивость беспламенного горения объясняется улучшением условий зажигания в порах за счет появления многочисленных высокотемпературных застойных газовых зон.

На рис. 9.1,*б* представлена туннельная горелка беспламенного горения.

Горючая смесь подводится по трубе *1* в туннель *2* керамического блока *3*. Полость *4* между расширяющейся струей и стенкой туннеля при работе горелки находится под разрежением, что вызывает энергичный подсос горячих газов в корень факела. Подсос интенсифицирует прогрев смеси и стабилизирует зажигание; кроме того, раскаленный туннель поддерживает устойчивость горения газа.

Смесеобразование

Обычно сжигание газа осуществляется следующими четырьмя способами, различающимися характером *смесеобразования*.

При первом способе подготовленная гомогенная смесь горючего и воздуха вводится через горелку в камеру горения и пропускается через стабилизатор пламени. На выходе образуется короткое почти невидимое пламя в однородной среде с постоянным избытком воздуха. Часто этот способ называется беспламенным горением.

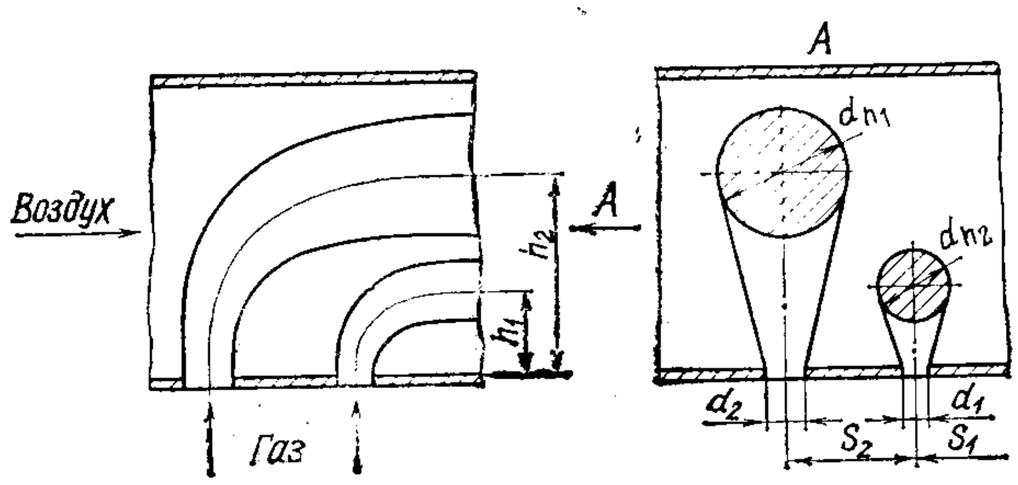


Рис. 9.2. Струйный способ смешения

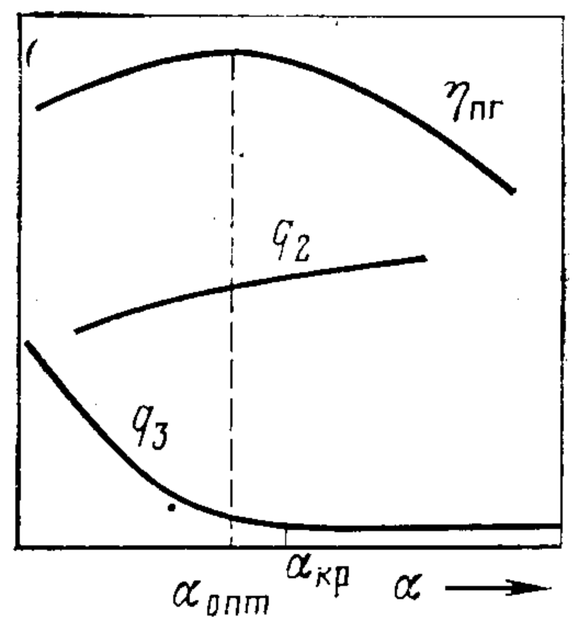


Рис. 9.3. Зависимости тепловых потерь и КПД от избытков воздуха

При втором способе подготовленная горючая смесь сжигается при высокой температуре параллельно с процессом ее образования, когда скорость сгорания топлива равна скорости смесеобразования. В этом случае смесеобразование происходит полностью в горелке.

При третьем способе, когда объемы потребного воздуха большие, как, например, у природного газа, смешение горючего газа производится только с частью воздуха, называемого *первичным*, и эта смесь воспламеняется сразу по выходе из устья горелки. Второй поток воздуха (называется *вторичным*) обычно закручивается и подается только к устью горелки в поперечном направлении к первичному из соображений интенсификации смешения. При этом достигается контакт первичного воздуха с горящим газом, быстрый прогрев и зажигание небольшой массы первичной смеси.

На практике применяется и четвертый способ, при котором отсутствует предварительное смешение газа и воздуха, так как подаются они по каналам горелки раздельно. Горючая смесь образуется в факеле после выхода из горелки в процессе турбулентного смешения. Это обычно осуществляется при диффузионном сжигании доменного газа, где объемы горючего газа и потребного воздуха близки друг к другу. Поэтому перемешивание низкокалорийного газа с воздухом осуществляется сравнительно просто и эффективно. Но для природного газа картина иная: газовый поток перед смешиванием разбивается на ряд тонких струй (рис. 9.2), которые со скоростью 100 м/с и боль-

ше пронизывают толщу воздуха, подаваемого со скоростью, в 2—4 раза меньшей.

Расчет струйного смешивания природного газа с воздухом сводится к расчету проникновения газовых струй в толщу сносящего воздушного потока. По экспериментальным данным установлена для газовых струй относительная глубина h/d проникновения под прямым углом в поперечный поток воздуха

$$\frac{h}{d} = k_s \frac{w_г}{w_в} \sqrt{\frac{\rho_г}{\rho_в}}, \qquad (9.1)$$

где k_s — опытный безразмерный коэффициент, зависящий от s/d: для одиночной струи, когда $s/d=\infty$, $k_s=2{,}2$, а когда $k_s=4{,}27$; 9,7 и 12, то $s/d=1{,}6$; 1,7; 1,8 соответственно.

Скорости истечений в соплах при равных перепадах давлений практически одинаковы. Для данных характеристик сопл относительная глубина проникновения всех струй также одинакова

$$h_1/d_1 = h_2/d_2. \qquad (9.2)$$

Так как h пропорциональна диаметру сопла, то, принимая разный размер сопл, получаем различную глубину проникновения. Опытами установлено, что отношение диаметра струи d_h к h есть величина постоянная $d_h/h=0{,}75$. Шаг между соплами выбирают таким, чтобы исключить слияние газовых струй в воздушном потоке.

Химический недожог топлива и избытки воздуха

При раздельной подаче в топку газа и воздуха, т. е. в случае диффузионного горения, имеет место максимальная химическая неполнота горения. Интенсивность реакции горения при совершенном молекулярном перемешивании горючего газа с воздухом велика, время горения — мало (доли секунды), реакция протекает в кинетической области (см. гл. 6). Однако в процессе горения, даже при отсутствии рециркуляции топочных газов, образуются инертные продукты горения, которые разбавляют горючую смесь и затрудняют контакт горючего с окислителем. Таким образом, в процессе горения в какой-то момент наступает равенство скоростей кинетической реакции и смесеобразования. Дальнейшая интенсификация горения достигается аэродинамическими приемами, обеспечивающими увеличение скорости турбулентного распространения пламени и рост поверхности фронта пламени.

Химическая неполнота сгорания вызывается общей или локальной нехваткой кислорода и определяется содержанием CO в продуктах горения. Остатки несгоревших углеводородов отсутствуют всегда, так как даже самый устойчивый из них — метан разлагается полностью даже при избытках воздуха меньше единицы.

На рис. 9.3 представлена зависимость химического недожога q_3 и потерь теплоты с уходящими газами q_2 от избытков воздуха. В критической точке при $\alpha_{кр}$ наступает стабилизация химического недожога. Оптимальное значение избытка $\alpha_{опт}$ находится при максимальном КПД котла. Установлено, что химический недожог зависит также от паропроизводительности агрегата — с снижением последней растет q_3. Практика показывает, что для энергетических котлов можно принимать избытки воздуха в диапазоне 1,05—1,10 и что лучшие горелочные устройства обеспечивают полноту сгорания даже при $\alpha=1{,}01$.

Газовые горелки

Назначение газовых горелок заключается в организации подачи горючего газа и воздуха в топочную камеру и создании в ней процесса горения, обеспечивающего полный выжиг топлива. В этом смысле задачи горелок и камеры едины и должны решаться комплексно. Для крупных установок, для которых топки проектируются на сжигание газа и мазута, вопрос осложняется разной интенсивностью лучистой теплоотдачи от газового и мазутного факелов (см. гл. 10).

На рис. 9.4 дана классификация горелок по способу смешения газа и воздуха. Этот подход представлен конструктивно. На рис. 9.4,*а* и *б* приведены горелки для беспламенного горения с предварительным смешением, это горелки инжекционные туннельные с стабилизаторами горения, которые выполнены в виде стальных пластин и в виде керамического туннельного канала. На рис. 9.4,*в* показана трубчатая горелка без предварительного смешения для доменного газа. Газ поступает в топку по трубкам, воздух — между трубками, смешение осуществляется в струйных потоках на выходе из трубок, процесс горения затягивается, факел делается удлиненным и светящимся.

Инжекционные горелки выполняют с частичным или полным перемешиванием. В первом случае их называют «атмосферными», и работают они на низком давлении газа (порядка 1 кПа) и подсасывают на смешение примерно половину по-

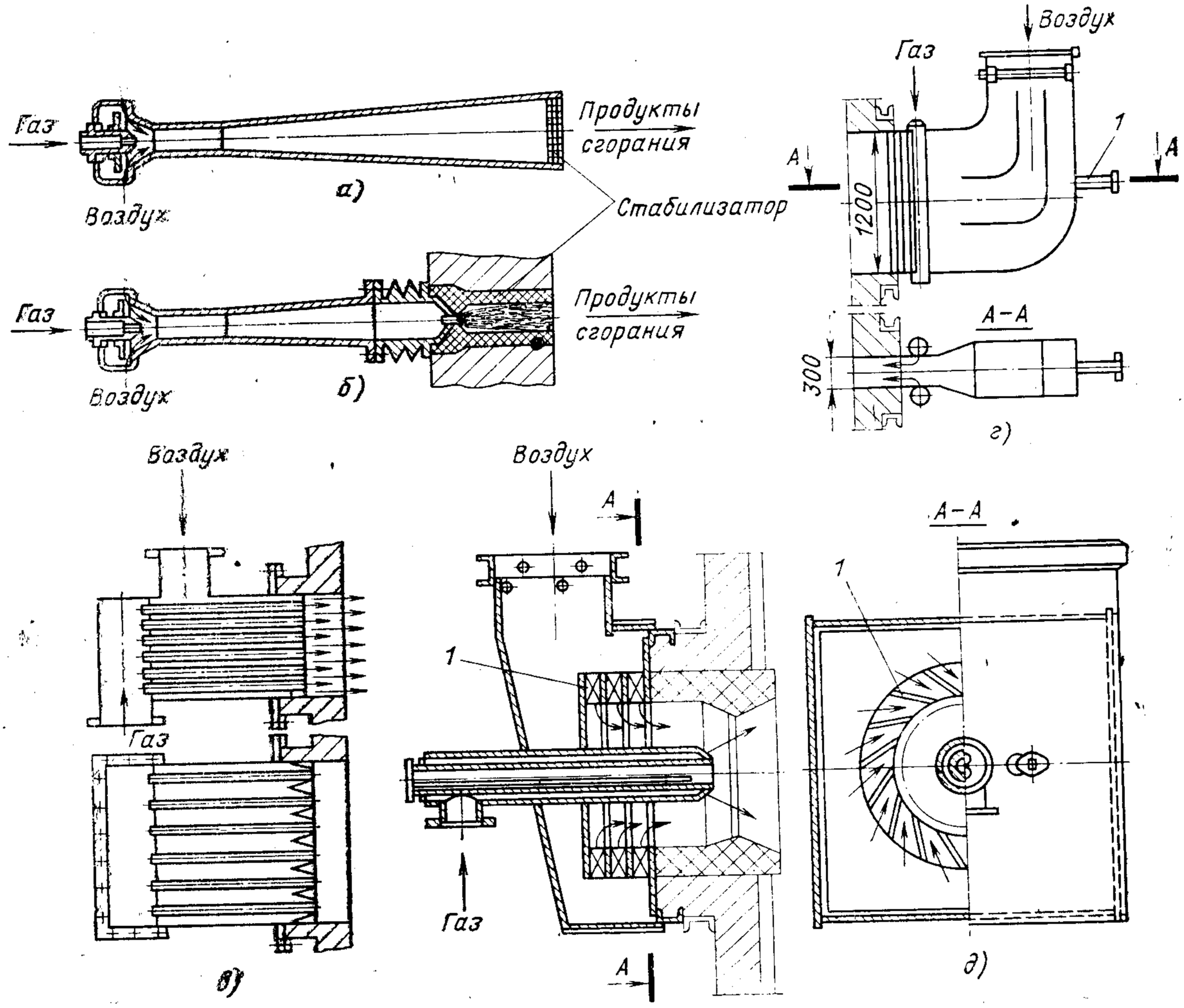


Рис. 9.4. Классификация газовых горелок по типу смешения

требного воздуха. Остальной воздух подсасывается самой топкой за счет ее разрежения. При полном перемешивании (рис. 9.4,*а, б*) горелки работают на среднем или высоком давлении газа порядка 50—100 кПа. Соблюдение определенного соотношения диаметров сопла и горловины дает возможность получать подсос и предварительное перемешивание всего воздуха.

Инжекционные горелки обладают достоинством, способствовавшим их широкому распространению в промышленных, особенно отопительных установках, — это саморегулирование в подаче газа и воздуха в необходнмом соотношении. Однако имеются и недостаткн, такие, например, как громоздкость смесителей и шум, источником которого является высокая скорость подсасываемого воздуха (100—200 м/с). Инжекционные горелки работают с высокнми тепловыми напряжениями 30—55 МВт/м^3, диаметр керамнческого туннеля 60—80 мм.

Горелки на природном газе полного смешения высокой производительности для энергетики выполняют прямоточными и с закруткой воздуха.

Прямоточные щелевые горелки типа МЭИ (рис. 9.4,*г*) просты по конструкции и имеют высокий рабочий ресурс. Скорость выхода газовоздушной смеси из горелки 25—50 м/с, горелка снабжается гляделкой *1*.

Круглые газомазутные горелки (рис. 9.4,*д*) снабжены закручивающим воздух регистром *1*, центральным подводом газа. Горелки сложны по своему устройству и подвержены частому выгоранию деталей, обращенных в топочную камеру.

Современные газовые горелки, как правило, выполняют комбинированными — для сжигания газа и мазута (см. § 9.2).

Камерные топки для природного газа

Камерные топки для природного газа строят редко, поскольку обычно предусматривается сжигание мазута в качестве *резервного топлива*. Конструкция топочных камер для сжигания только природного газа проста. Это, как правило, призматические камеры, чаще всего с однорядной фронтальной компоновкой газовых горелок. Камеры горения могут быть и иных форм (вихревые, циклонные и пр.). При регулировании перегрева пара изменением положения ядра факела по высоте камеры горения горелки устанавливают в 2—3 ряда по высоте и тогда при снижении нагрузки агрегата выключают в первую очередь нижние ряды для снижения интенсивности работы нижних экранов. На рис. 26.2 показана топка котла малой производительности типа Е-1-9-1Г с одной фронтовой горелкой для газа.

9.2. СЖИГАНИЕ ЖИДКИХ ТОПЛИВ

Распыливание мазута

Нефть до второй половины XIX в. сжигалась не рационально и с большими потерями теплоты при слабой форсировке с поверхности открытых колосников и противней. Идея сжигания жидких топлив в распыленном состоянии и разработка нефтяных распыливающих форсунок, как паровых, так и механических, принадлежит русским теплотехникам. В 1864 г. инженер-исследователь А. И. Шпаковский (1823—1888) предложил и осуществил сжигание нефти при помощи распыливания воздухом. Во второй половине XIX в. форсунки работали в России на паре, воздухе и — механическом распыливании экономно и с высокой производительностью. В. Г. Шухов дал свою тонкораспыливающую паровую форсунку, применявшуюся вплоть до 20-х годов XX в.

При организации процесса горения следует иметь в виду, что мазут активно горит только в газообразной фазе, после испарения с поверхности капель. Поэтому для интенсификации горения необходима как можно большая суммарная удельная поверхность капель, что может быть достигнуто тонким распылом мазута, осуществляемым в форсунках паром, воздухом или механически — сбросом давления. Пар сообщает наибольшую скорость каплям мазута, а следовательно, наиболее тонкий распыл, однако этот способ наименее экономичный по расходу теплоты, кроме того, вызывает безвозвратные потери ценного конденсата, снижение температуры горения в топке и увеличение потерь теплоты с уходящими газами.

Поэтому паровое распыливание, как очень простое по устройству и обслуживанию, широко распространено в отопительных и промышленных установках, а в энергетике — только в комбинации с механическим распылом в так называемых пароме х а н и ч е с к и х ф о р с у н к а х, в которых паровой распыл используется только при низких нагрузках, где механическое распыливание некачественно.

Распыливание жидкости можно рассматривать как два последовательных процесса: распад струи по выходе из сопла форсунки на капли и дробление самих капель. Оба процесса определяются воздействием на струю и капли внешних и внутренних сил.

К внешним силам относятся взаимодействия жидкости со средой, в которую производится впрыск (это воздушно-газовая область, механическая преграда, соударение струй и капель между собой и др.).

К внутренним силам относятся, во-первых, силы инерции, возникающие при турбулентном движении жидкости в форсунке, во-вторых, внутренние молекулярные силы вязкости и поверхностного натяжения на границе жидкость — газ. Силы внутренние препятствуют распылу, но предварительным подогревом жидкости их можно значительно снизить.

Рассмотрим процесс распыливания упрощенно и найдем максимальный размер образующихся капель. При механическом распыливании насос подает мазут с давлением 1—5 МПа, форсунка с большой скоростью закручивает выбрасываемую в топку струю жидкости. Под действием осевой и центробежной сил образуется факел жидкости в виде половинки гиперболоида с очень тонкой пленкой. Сечение гиперболоида растет, а толщина пленки его утоняется, пока не распадется на быстродвижущиеся капли, которые дополнительно дробятся из-за сопротивления воздуха. При распыле паром или сжатым воздухом первое дробление струйка мазута получает за счет кинетической энергии пара или воздуха, а второе за счет удара капель о массу воздуха и продуктов сгорания.

Разрушение капель жидкого топлива в воздушном потоке факела осуществляется под действием разности скоростей капли и воздушной среды, называемой *относительной скоростью капли* $w_{отн}$. Устойчивость капли определяется значением числа Вебера We, которое характеризует отношение сил инерции к силе поверхностного натяжения. Устойчивость капли определится значением числа Вебера

$$We = d_к w_{отн}^2 \rho_в / \sigma, \qquad (9.3)$$

где $d_к$ — диаметр капли; σ — коэффициент поверхностного натяжения капли жидкого топлива; $\rho_в$ — плотность воздуха в факеле.

Капля разрушается, если число We превышает критическое, которое по данным разных исследователей находится в пределах 13—22. Отсюда следует, что максимальный размер капель, которые еще могут существовать в потоке, обратно пропорционален $w_{отн}^2$:

$$d_к = 22\sigma / w_{отн}^2 \rho_в. \qquad (9.4)$$

Так как для мазута поверхностное натяжение, а кстати и вязкость с ростом температуры снижаются, то тонкость распыливания при подогреве мазута возрастает. При максимальной производительности распыла у современных форсунок (10 т/ч) средний размер капель не превосходит 1—1,5 мм, что потребует времени для их полного выгорания в топке около 2 с, т. е. значительно меньше того, что имеют топочные камеры.

Форсунки

На рис. 9.5 представлены распыливающие форсунки. На рис. 9.5,*а* дана форсунка с паровым распыливанием завода «Ильмарине» (ЭССР).

Насыщенный или слабоперегретый пар поступает в форсунку по центральному стволу к соплу *1*, мазут — коаксиально по кольцевой щели снаружи сопла. Затем пар проходит сопло и тонко распыливает мазут. Снаружи сопла имеется шайба *2* с отверстиями для равномерного распределения мазута вокруг сопла. Головка форсунки мо-

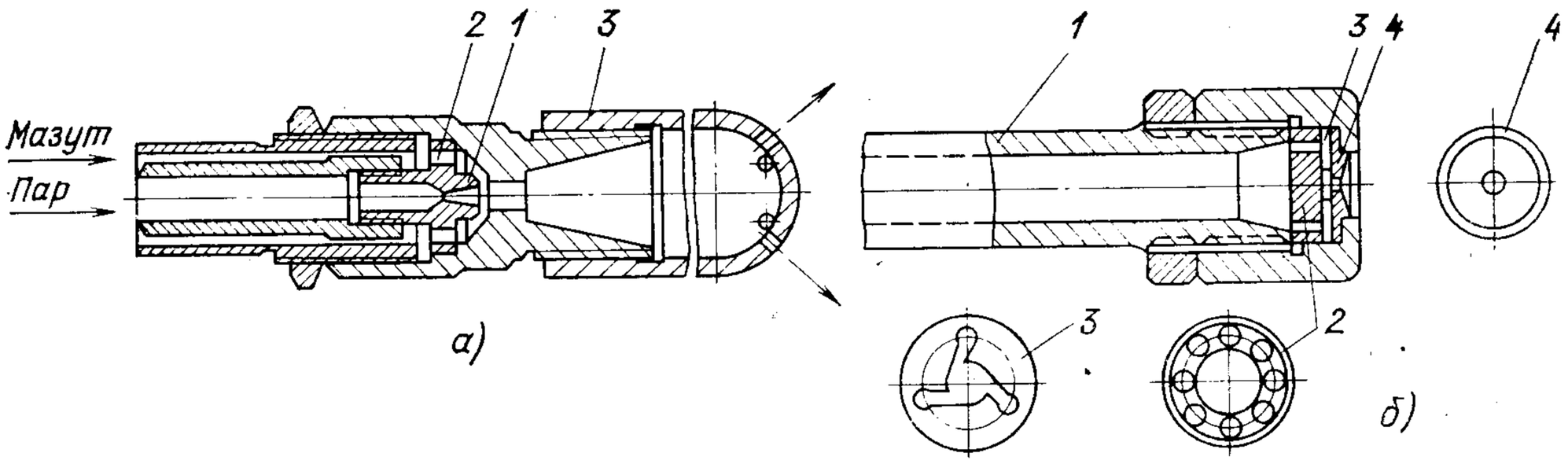


Рис. 9.5. Форсунки с паровым и механическим распыливанием:
а — с паровым распыливанием и насадком; *б* — с механическим распыливанием

жет иметь, как в данном случае, насадку, задача которой заключается в укорочении длины факела. Давление мазута перед форсункой при наличии насадки порядка 0,5 МПа, без насадки — 0,15 МПа. Расход пара на распыл 0,3 кг/кг при воздушном распыливании 0,8 кг на 1 кг мазута. Давление пара 0,5—2,5 МПа.

На рис. 9.5,*б* представлена форсунка с механическим распыливанием. Мазут с вязкостью не выше 30ВУ под давлением 1—3 МПа, создаваемым насосом, поступает через три плоские дырчатые шайбы, расположенные в головке форсунки. Первая шайба *2* равномерно распределяет мазут по периферии головки, следующая шайба *3*, называемая завихрителем, сообщает мазуту закрутку при проходе от периферии к центру и третья распыливающая шайба *4* выдает в топку закрученную тонкую струю мазута. Производительность механических форсунок обычно доводят до нескольких тонн мазута в час, расход энергии на подачу и распыл менее 0,1% номинальной мощности котла, т. е. значительно экономичнее паровых.

Узкий диапазон экономичного регулирования производительности механических форсунок (100—60%) вызвал их модификацию. На рис. 9.6,*а* представлена модификация форсунки в виде комбинированной паромеханической форсунки, у которой на больших нагрузках действует механический распыл, а на малых — более экономичный, с более тонким распылом в этой области — паровой (можно — воздушный). Отличительной конструктивной особенностью форсунки является наличие двух завихрителей: мазута *1* и пара *2*. При больших нагрузках пар закрыт и работает только механическое распыливание: на нагрузках агрегата ниже 60% параллельно механическому подключается и паровое распыливание. Паромеханические форсунки расширили диапа-

зон регулирования до тех же значений, что и для паровых (100—20%), при сохранении высокой экономичности.

Некоторое распространенне на судах и промышленных установках получили ротационные форсунки (рис. 9.6,*б*), в которых с частотой вращення 600—700 об/мин вращаются: вал *1*, воздушный компрессор *2*, распределитель мазута *3* и распыливающая

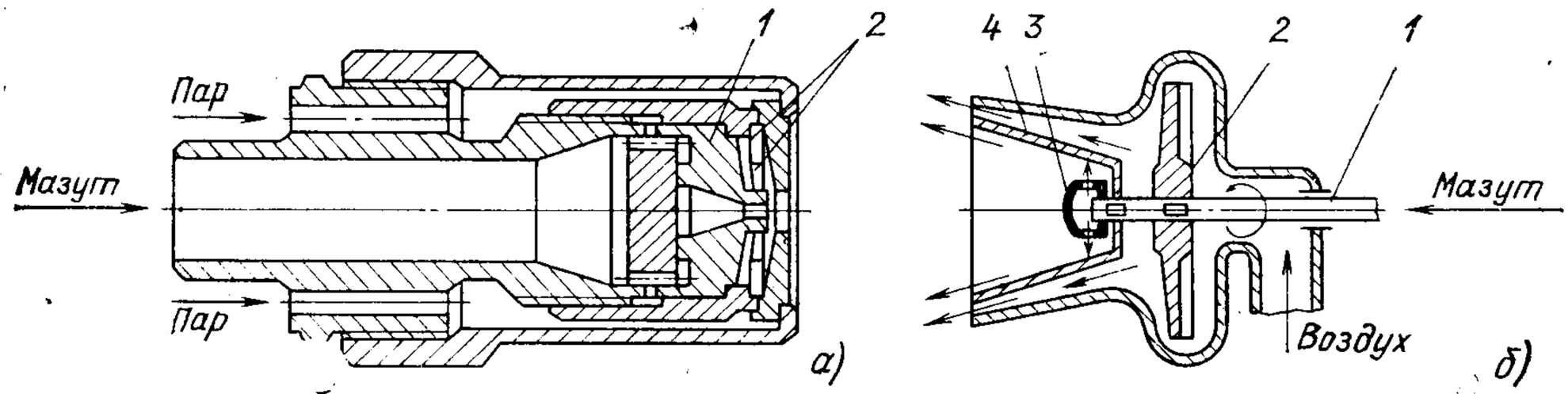


Рис. 9.6. Форсунки комбинированные:
а — комбинированная с паромеханическим распыливаннем; *б* — ротационная

чаша *4*. Мазут поступает через полый вал *1*; воздух, засасываемый в форсунку, подается крыльчаткой компрессора *2* и тонко распыливает факел. Производительность форсунок до 1—2,5 т/ч, днапазон регулированння 100—20 %.

Горелочно-топочные устройства

В средних и мощных современных установках горелочно-топочные устройства применяются в основном для раздельного сжигания мазута и газа, так как при совместном сжигании возрастают потери теплоты q_3.

На рис. 9.7,*а* представлено типичное устройство горелки: подвод мазута и природного газа — центральный, подача воздуха — периферийная кольцевая с закруткой в поворотном завихривающем лопаточном регистре; подача газа в горелках осуществляется по-разному: центральной, периферийной и комбинированной.

На рис. 9.7,*б* дана мощная газомазутная горелка ЗиО с периферийной подачей газа и внутренним смесеобразованием. Особенностью

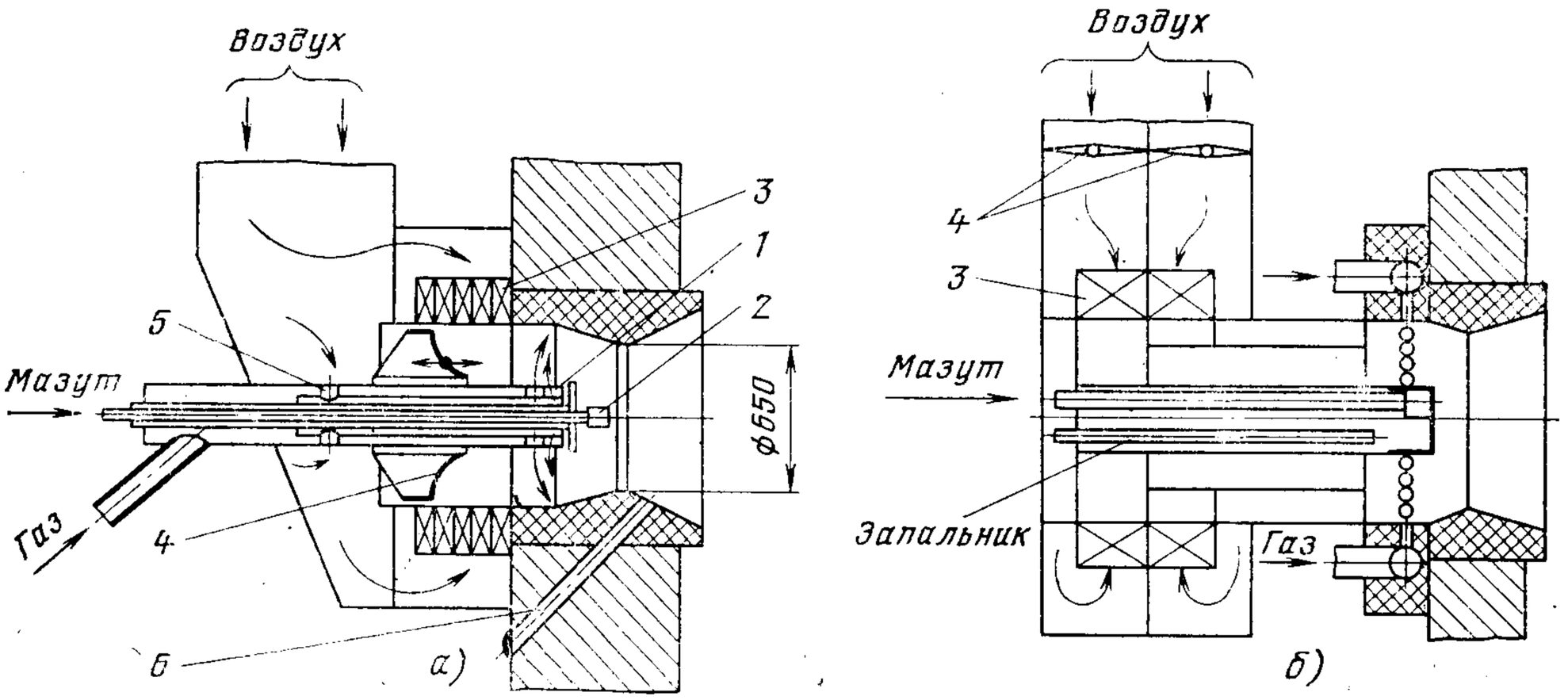


Рис. 9.7. Газомазутные горелки:
а — горелка ТКЗ, коаксиальная с центральным подводом природного газа; *б* — горелка ЗиО с периферийным подводом природного газа и тангенциальным двойным вводом воздуха; *1* — кольцевой газовый коллектор; *2* — мазутная форсунка; *3* — тангенциальный лопаточный аппарат; *4* — регулирующий подачу воздуха шибер; *5* — подвод воздуха для охлаждения деталей горелки от лучистого тепла; *6* — канал для запальника

конструкции горелки является двухслойный коаксиальный регулируемый подвод воздуха. Скорость поступления воздуха в горелку при изменении производительности котла поддерживается примерно постоянной, так как при понижении нагрузки является возможным полностью отключать наружный воздушный ввод. В тех случаях, когда требуется ввод в зону горения рециркулирующих дымовых газов, это обычно осуществляется без тангенциальной закрутки в третий коаксиальный слой вокруг двух слоев воздуха. Максимальная производительность горелки по природному газу — 5000 м³/ч.

Конструкция газомазутной камерной топки, как правило, имеет вид призмы (см., например, рис. 26.2; 26.8; 27.8 и др.). Горелки компонуются в несколько (1—4) рядов по высоте, на фронтовой (рис. 27.8), на фронтовой и задней, на боковых стенках, по углам топки и даже на поде топки. Последняя компоновка горелок известна в России с начала XX в., проверена при сжигании сырой нефти и вызвана вновь к жизни в основном желанием избежать удара мазутного факела в экранные трубы и связанного с этим повышения удельной тепловой нагрузки и пережога труб. Каждая из компоновок имеет свои достоинства и недостатки, и задача конструктора заключается в том, чтобы выбрать оптимальные конструкцию горелок и их взаимную компоновку с топкой. Так как в мазуте и природном газе минеральная составляющая ничтожно мала, то конструктивных мер по шлакоулавливанию обычно не принимают. При сжигании сернистых мазутов предусматриваются мероприятия по снижению загрязнения и коррозии поверхностей нагрева, о чем сказано ниже.

Загрязнения поверхностей нагрева при сжигании сернистых мазутов

Несмотря на низкое по сравнению с твердым топливом содержание золы в сернистых мазутах ($A_{пр}$=0,1÷0,3%), загрязнения приносят много трудностей в эксплуатации, понижая КПД и надежность работы котельных установок. В то время как твердые топлива при сжигании дают на поверхностях нагрева в основном сыпучие золовые отложения, высокосернистые мазуты образуют отложения твердые, плотно прилипающие к трубам, цементирующиеся, непрерывно увеличивающиеся по толщине; такие отложения на конвективных поверхностях нагрева иногда сильно ограничивают рабочую кампанию агрегата.

Параллельно с загрязнением проявляются и коррозионные процессы. Зола высокосернистых мазутов содержит ванадий, вызывающий *высокотемпературную ванадиевую коррозию* поверхностей нагрева. Наличие серы в дымовых газах способствует повышению температуры точки росы продуктов сгорания, что вызывает *низкотемпературную* (сернокислотную) *коррозию* (см. гл. 20), при которой загрязнения увлажняются и возрастают. Итак, оба явления — загрязнения и коррозия — взаимосвязаны.

При сжигании мазутов появляются условия для образования токсичных окислов азота.

9.3. ПЫЛЕВИДНОЕ СЖИГАНИЕ ТВЕРДЫХ ТОПЛИВ

Метод сжигания каменных углей в камерной топке в виде пыли во взвешенном состоянии впервые в промышленном масштабе появился в конце XIX в. Все многообразие пылеугольных топок можно свести к двум особенностям. Во-первых, они делятся на топки с твердым (гранулированным) шлакоудалением и с жидким (рис. 9.8). Во-вторых, делятся по способу подачи пыли на топки с промбункером и на топки с прямым вдуванием пыли. Их различает одно существенное обстоя-

тельство: область зоны активного горения при твердом шлакоудалении имеет открытое экранирование, исключая сжигание пыли антрацитов и полуантрацитов, а при жидком — обязательно сопровождается закрытием экранов. Это объясняется стремлением понизить температуру топки для твердого и повысить ее для жидкого шлакоудаления. В силу этого нижняя часть топок сильно отличается, см. на рис. 9.8 холодную воронку *1* для твердого и шлаковую ванну *2* для жидкого шлакоудаления. Шлаки непрерывно удаляются механизированным устройством *3* в канал гидрозолоудаления *4*. Пыль для сжигания в обоих случаях по-

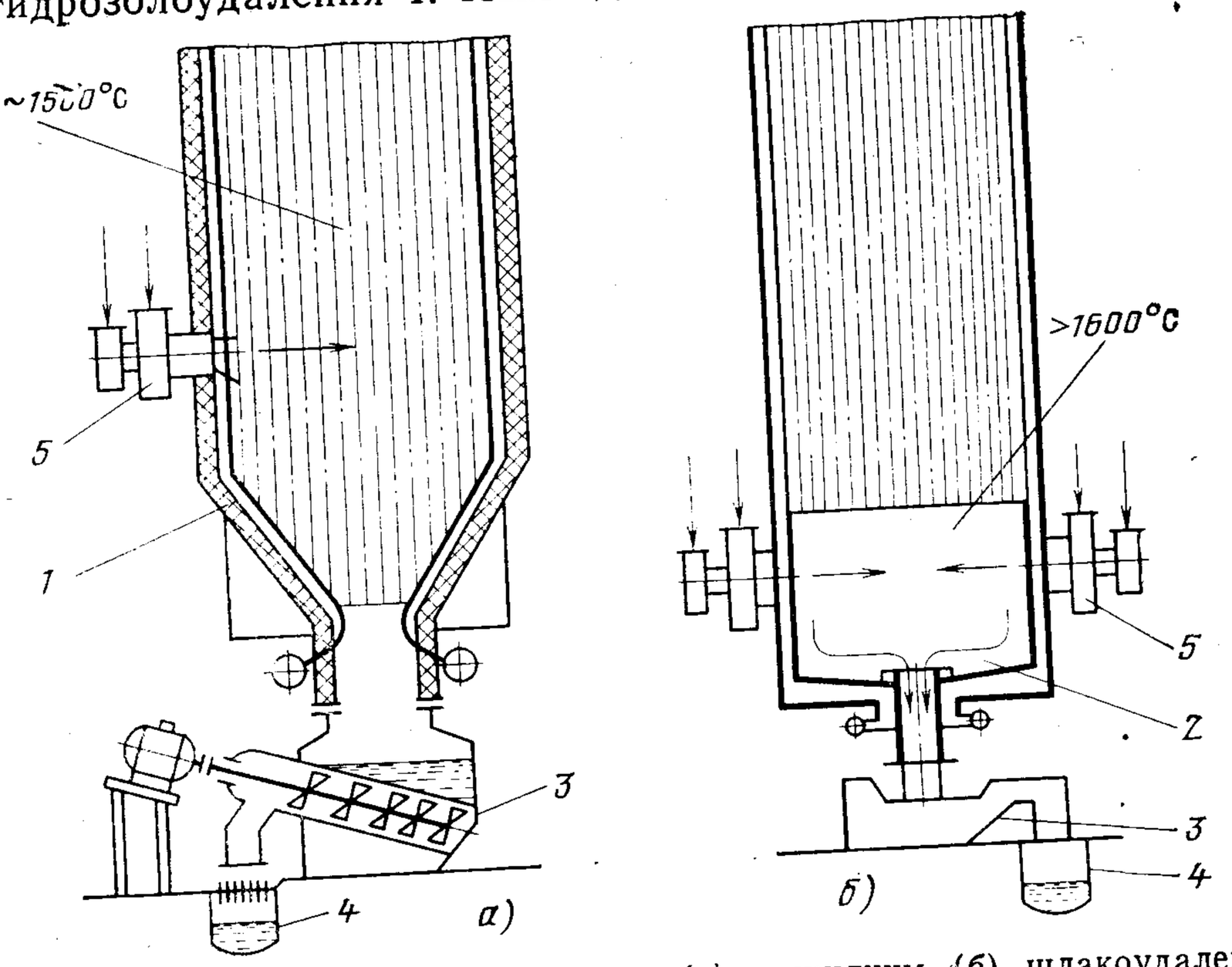


Рис. 9.8. Способы сжигаиия пыли с твердым (*а*) и жидким (*б*) шлакоудалением

дается в топку горелками *5*, которые для топок с жидким шлаком устанавливают на небольшой высоте от пода. Как сказано в § 8.5, оборудование системы пылеприготовления с промбункером сложнее и дороже по сравнению с системой прямого вдувания.

Пылеугольные горелки

Пылеугольными горелками организуется подача в топочную камеру пыли и воздуха в необходимых пропорциях, осуществляется полное или частичное их смешение, организуется зажигание горючей смеси; обеспечивается розжиг пылевого факела мазутом или горючим газом, наконец, реализуется запроектированная аэродинамика топки. Конструктивно пылеугольные горелки разбиваются на две группы — *вихревые* (центробежные) и *прямоточные* (струйные).

На рис. 9.9 показаны три конструкции вихревых и три — прямоточных горелок. На рис. 9.9,*а* представлена вихревая улиточная круглая горелка, у которой вторичный воздух закручивается улиткой, а пыль с первичным воздухом подается прямым током и рассекателем *1* направляется на коаксиальное завихреиное кольцо воздуха, выходящего из горелки. Горелка отличается высоким *критерием зажигания* при хорошем подсосе горячих топочных газов через внутренний конус факела, хорошей схемой смешения и прогрева.

На рис. 9.10 показан подсос горячих топочных газов в пылеугольный факел. Очевидно, чем больше топочиых газов подсосано непосредственно пылевой струей, тем

быстрее и интенсивнее протекает подготовка пыли к горению и выше критерий зажигания К, под которым будем понимать отношение поверхности контакта пыли с топочными газами F на условно принятой глубине раскрывающегося факела в 1 м (рис. 9.10) к сечению f струи первичного воздуха с пылью в устье горелки:

$$K = F/f. \tag{9.5}$$

Обычно для круглых горелок типа рис. 9.9,*б*, *в* критерий лежит в пределах 7—10, для прямоточных щелевых (рис. 9.9,*г*) увеличивается до 15, а для круглых с рассекателями (рис. 9.9,*а*) доходит до 40. Несмотря на высокий К, горелки с рассекателем

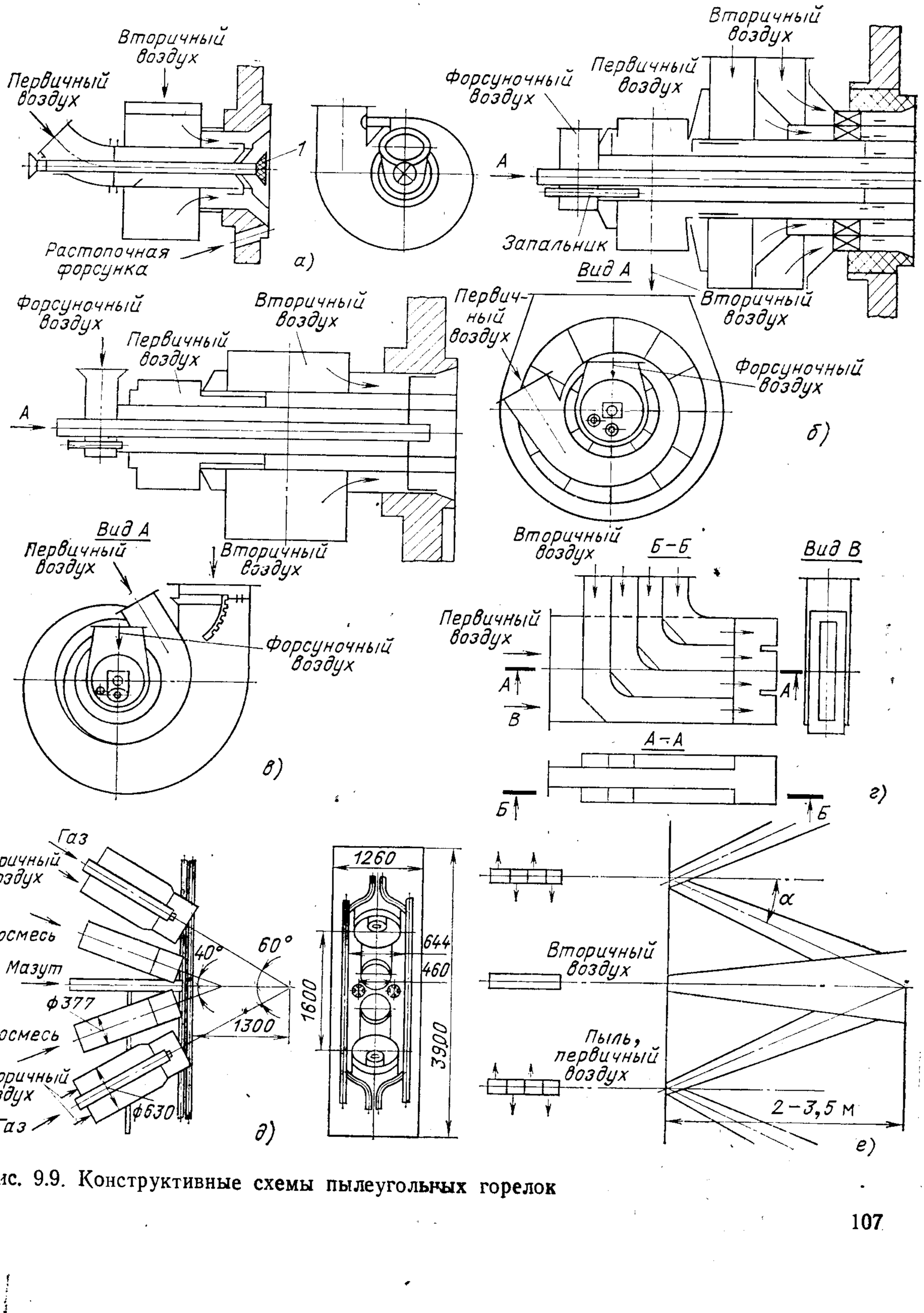


Рис. 9.9. Конструктивные схемы пылеугольных горелок

применяются редко, поскольку рассекатели быстро сгорают. Лучшие горелки имеют $K>10$.

На рис. 9.9,*б* дана пылеугольная горелка вихревая улиточно-лопаточная двухпоточная по воздуху. Воздух закручивается лопатками, пыль — улитками.

На рис. 9.9,*в* показана вихревая двухулиточная горелка, у которой воздух и пыль закручиваются улитками в одну сторону. Различают правые и левые горелки; на рис. 9.9,*в* показана правая горелка. Вихревые горелки дают хорошее перемешивание пыли с воздухом, но им присущ ряд недостатков, как, например, автономность горения факелов, выгорание внутренних деталей горелки, большой объем разводки экранных труб и др.

На рис. 9.9,*г* показана прямоточная струйная щелевая горелка МЭИ. Отличительными особенностями щелевых горелок являются: большой

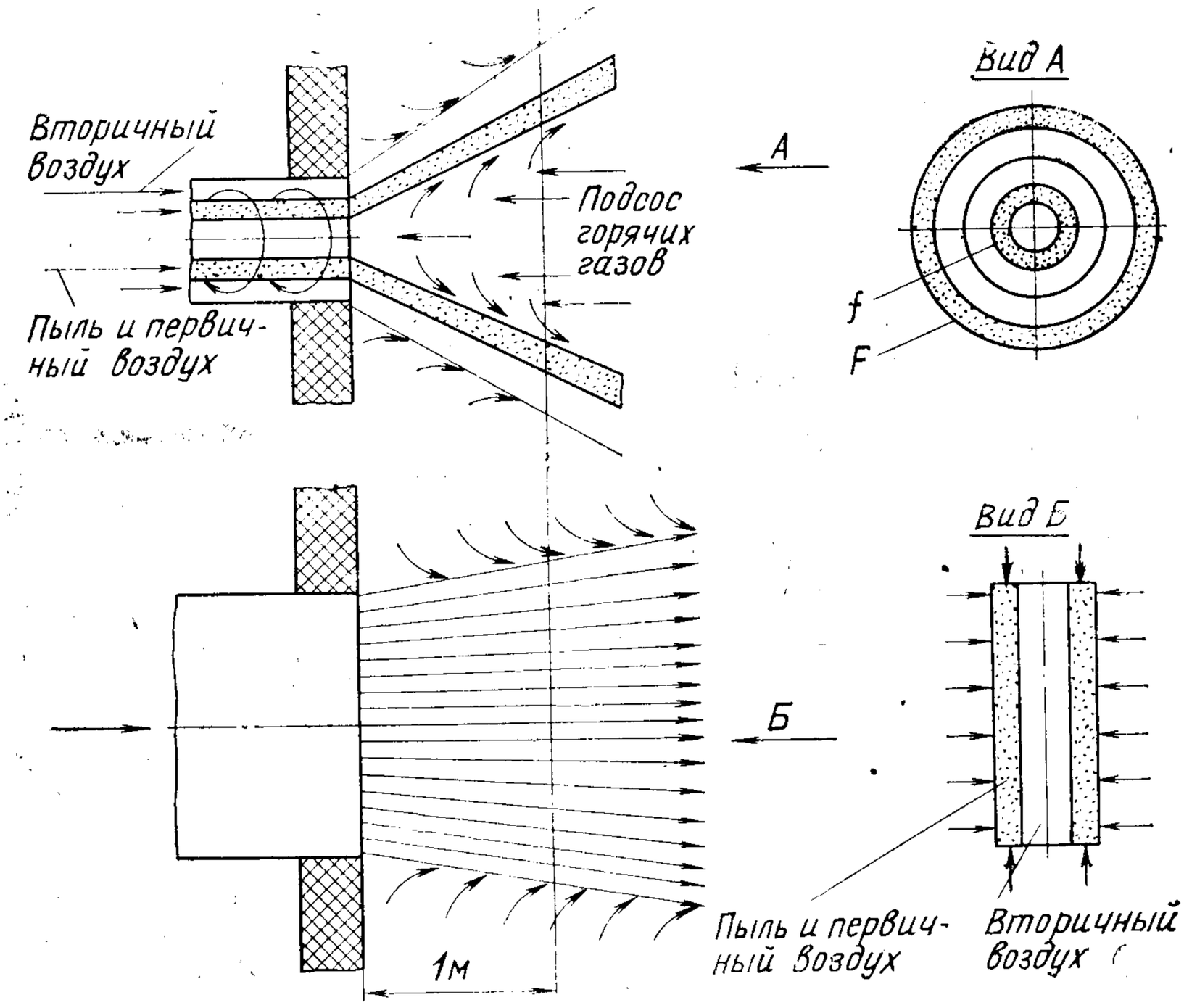


Рис. 9.10. Смесеобразование и зажигание в вихревой и прямоточной горелках

периметр поперечного сечения факела, увеличивающий контакт факела с топочными газами, внешняя подача пыли в факел, что интенсифицирует прогрев и зажигание пыли от горячих топочных газов. Основные достоинства прямоточных горелок заключаются в простоте их конструкции, в высокой надежности работы, в способности создать желательную аэродинамику топки, что видно из компоновочных схем рис. 9.11.

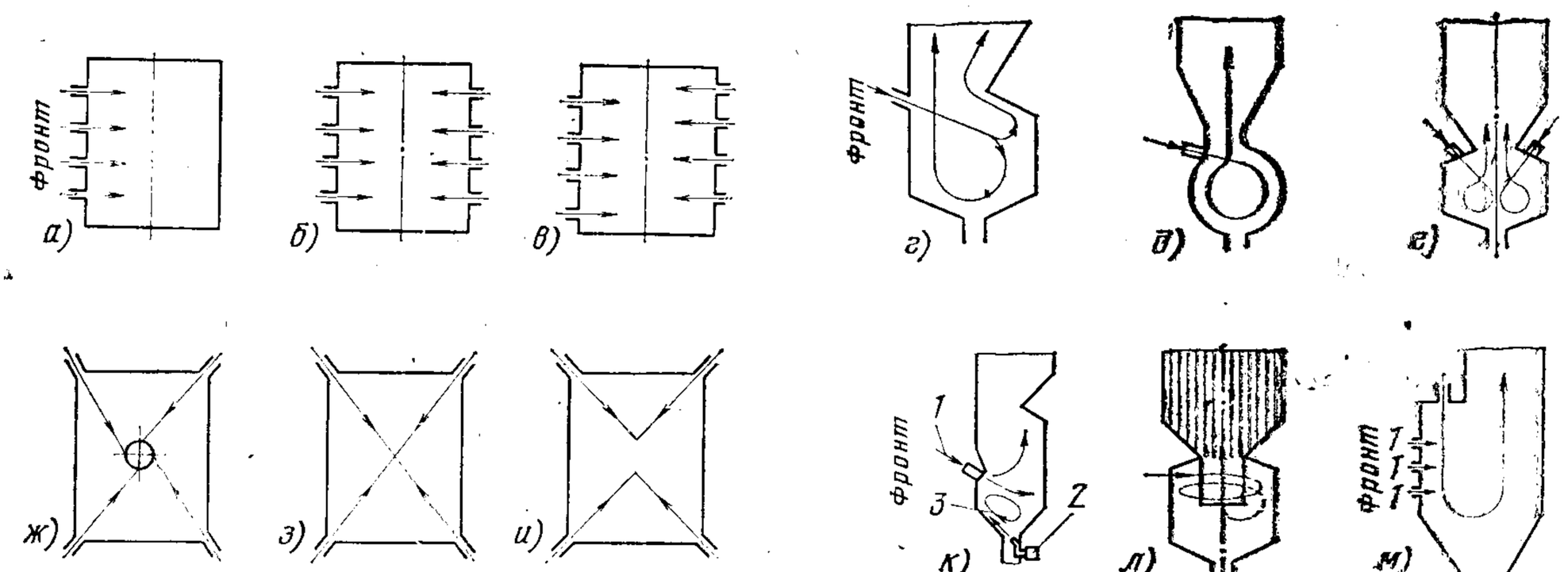
На рис. 9.9,*д* показана плоскофакельная прямоточная горелка ЦКТИ-ТКЗ. В этой горелке круглые струи первичного воздуха с пылью и вторичного направлены под углом (40 и 60°) друг к другу, что делает горизонтальный факел расплющенным. Изменением массы воздуха, пропускаемого сверху и снизу, можно в небольших пределах изменять положение факела по высоте топки, что дает некоторые возможности регулирования температуры первичного перегрева пара. Недостатком

плоскофакельных горелок является невысокий критерий зажигания ($K<10$), что не способствует интенсификации зажигания и устойчивости горения на трудносжигаемых топливах.

На рис. 9.9,*е* представлена схема прямоточных, струйных горелок МЭИ с двухступенчатым сжиганием. Выход первичного воздуха с пылью и вторичного осуществляется через вертикальные щели, расположенные друг к другу на расстоянии 1—1,5 м. Струи пылевоздушные направлены под углом $\alpha=30\div40°$ к струе вторичного воздуха. Каждый пылепитатель подает пыль к двум смежным горелкам и к каждой двумя струями, расположеннымн в шахматном порядке. Пересеченне струй происходит в камере на глубине больше 2 м. В первой ступени при самом коротком периоде индукции (К-28) сгорает часть топлива, соответствущая доле первичного воздуха при $\alpha=0{,}25\div0{,}45$. Сравнительно невысокая температура в первой ступенн ($\lesssim1000$ °С) и низкое α не способствуют образованню токсичных окнслов. После столкновения струй около середины камеры пронсходит интенсивное горение оставшегося топлива при высокой турбулизацин в короткое время τ. Последнее обстоятельство способствует глубокому выжигу топлнва и малому образованию окислов азота и бенз[а]пирена (см. гл. 20). При жидком шлакоудаленнн легко поддержнвается высокая температура у шлаковой ванны.

Компоновка горелочных устройств

Компоновка горелок и форма топочной камеры взаимосвязаны и имеют решающее значение для надежности и экономичности работы топки и котла в целом. Часть компоновочных предложений по горелочным устройствам представлена на рис. 9.11. .



Рнс. 9.11. Компоновка горелок с топкой

На рис. 9.11,*а* дана фронтальная компоновка горелок в один, реже в несколько рядов. Это широко распространенная система, что объясняется удобствами обслуживания и простотой коммуникаций топки с пылепроводами и мельницами.

На рис. 9.11,*б, в* горелки расположены на фронтовой и задней стенках, в первой — встречно-лобовое направление осей горелок, а во второй — встречно-смещенное. По ряду соображений более рациональна встречно-смещенная компоновка: во-первых, потому, что не дает подобно лобовой удара факелов в центре топки и связанного с ним шлакования из-за наброса пламени в сторону меньшего значения количества движения сталкивающихся масс (см. аэродинамику на рис. 9.12,*г*), и, во-вторых, встречно-смещенная компоновка интенсифицирует прогрев и зажигание корня факелов из-за глубокого проникновения пламен противоположно расположенных горелок.

На рис. 9.11 даны вихревые компоновки горелок с пересекающимися струями: конструкция МЭИ (рис. 9.11,*г*), НПО ЦКТИ (рис. 9.11,*д*) и ВТИ (рис. 9.11,*е*). В топке МЭИ факел делится на два неравных потока. Нижний основной вихрь, составляющий 60—80% всей пылегазовой массы, по мощности достаточен для интенсивной подготовки корня факела к горению; верхний — в 40—20% — делает поворот на 180°, не углубляясь в предтопок.

В топках ЦКТИ и ВТИ вся масса пыли и воздуха в предтопке делает поворот на 360°. Все три топки работают в промышленных условиях на угольной пыли и мазуте.

Во втором ряду на рис. 9.11,*ж—и* показаны горелки с угловой компоновкой. Наблюдения показали, что все модификации горелок, связанные с различными способами встречи пламен в середине камеры горения, равноценны по выжигу горючих и по шлакованию топки.

На рис. 9.11,*к—м* показаны три разные компоновки, не нашедшие пока широкого распространения. Это вихревая топка ЛПИ (Ленинградского политехнического института) (рис. 9.11,*к*). Особенностью топочного устройства является отсутствие мельниц, поскольку горелки *1* подают в топку не пыль, а дробленку угля, сланцев или немолотый фрезторф. Снизу по фронтовому склону холодной воронки подается мощный воздушный поток *2*, образующий вихрь *3* с горизонтальной осью вращения, в котором находятся кусочки топлива до полного их выжига. Топка пока находится в промышленной проверке.

На рис. 9.11,*л* дана топка-циклон, представляющая собой кольцевую камеру горения с верхним выводом топочных газов. Пылевоздушная смесь подается прямоточными струйными горелками тангенциально в кольцевую периферийную камеру горения циклона, где факел получает закрутку и по центральной части циклона поднимается в камеру дожигания и охлаждения.

При необходимости иметь повышенную длину факела для выжига горючих, например при сжигании антрацита, применяются «инвертные топки» с U-образным факелом (рис. 9.11,*м*) с элементами двухступенчатого сжигания, для чего по фронтовой стене в факел подают третичный воздух *1*.

Аэродинамика топок

К аэродинамике топок предъявляется ряд требований, таких как: организация достаточно энергичной турбулизации смеси в зоне интенсивного горения пыли; организация турбулизации в зоне выжига, т. е. в конце топки при догораниях коксового остатка, хотя эта вторичная турбулизация осуществляется чаще всего формой самой камеры сгорания; исключение лобового или скользящего удара горящего факела в стену топки с последующим шлакованием последней в месте соприкосновения.

На рис. 9.12 представлены типичные варианты аэродинамнки топки, снятые на воздушных моделях прн показанных массах подаваемого воздуха через горелки.

На рис. 9.12,*а* дано движение продуваемого воздуха при фронтальной компоновке прямоточных струйных горелок. Основной воздушный поток проходит к задней стенке, поднимается по ней вверх и направляется в трубные конвективные пучки. От потока, введенного в топку, отделяются два круговых рециркуляционных вихря, один — мощный в область холодной воронкн, другой — вялый, расположенный по высоте передней части топки. Этн вихрн должны подготавливать смесь к горению; в то же время они сильно снижают удельную тепловую нагрузку топочного объема.

На рис. 9.12,б представлена аэродинамика топки, снятая при встречно-смещенной компоновке и равенстве количеств движения слева и справа. Обращает внимание полное по глубине взаимное проникновение горящих факелов, что дает энергичный прогрев и зажигание пыли непосредственно после подачи ее в топку.

Турбулизация встречно-смещенных потоков настолько интенсивна, что явилась возможность упростить систему и поставить так называемые однофазные горелки МЭИ, у которых с фронта подается первичным воздухом пыль, а вторичный воздух — через заднюю стенку (это дает минимальные затраты на пылепроводы и воздуховоды). Горение пыли при однофазных горелках практически ничем не отличается от обычных двухфазных.

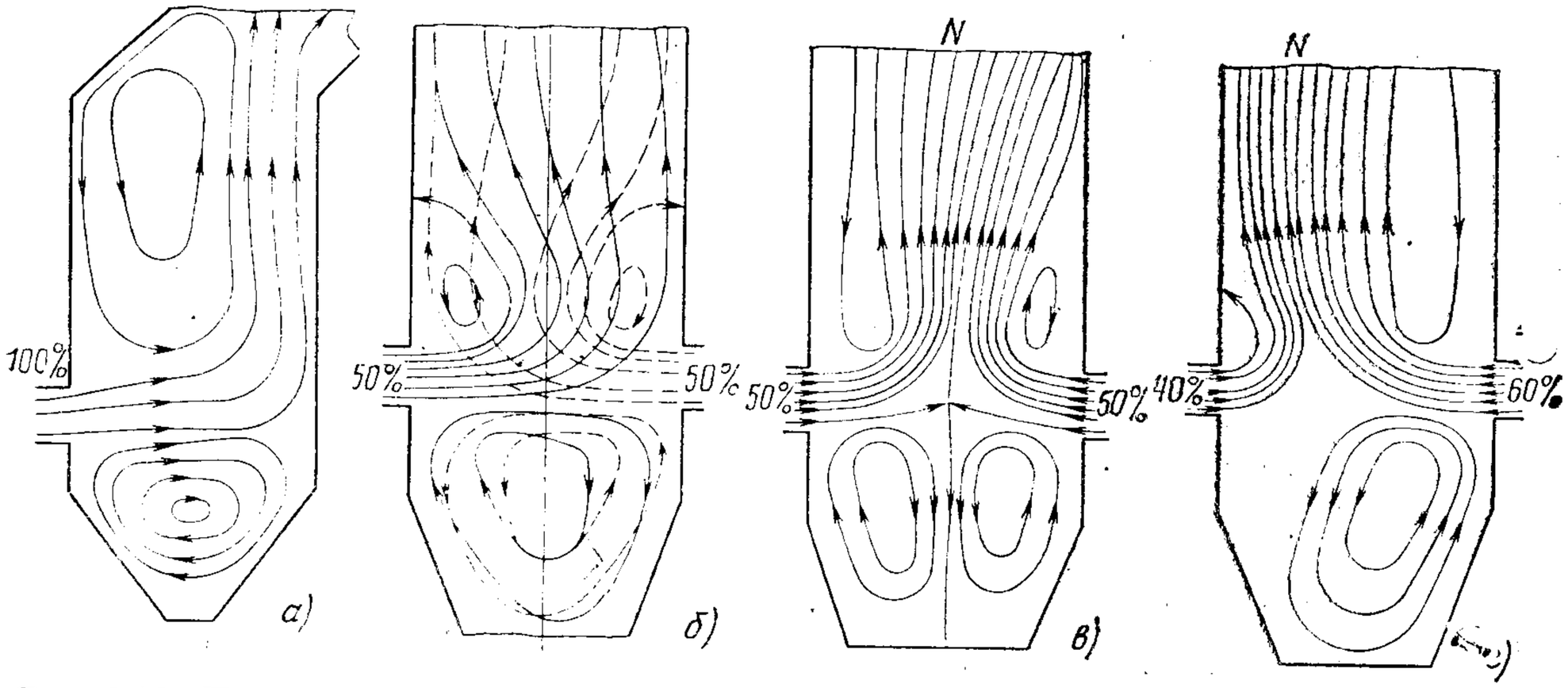


Рис. 9.12. Примеры аэродинамики пылеугольных топок

На рис. 9.12,*в* дана аэродинамика встречно-лобовой компоновки при равенстве количеств движения струй слева и справа. Встречные потоки соударяются в центре топки при практически одинаковых скоростях. В месте удара в результате торможения динамический напор трансформируется в статическое давление. При создавшемся перепаде давления общий поток растекается вверх и вниз с повышенными скоростями, а следовательно, с малым заполнением сечения топки, вследствие этого образуются большие вихри над факелом и под факелом. Поэтому на основной подъемный поток приходится только около 70 % сечения топки. Обращает внимание тот факт, что при подобной аэродинамике отсутствуют прямые удары факела в стены топки, а поэтому отсутствуют на стенах и очаги шлакования. Однако это будет справедливо только при равенстве количеств движения (рис. 9.12,*в*), а так как в эксплуатации невозможно строгое поддержание равенств количеств движения встречных пылевоздушных потоков, то шлакование топки при встречной лобовой компоновке горелок может иметь место.

Для избежания подобного шлакования у боковых стен начали выполнять свободные проходы между крайними (левыми и правыми) горелками для беспрепятственного выпуска продуктов сгорания в верхнюю часть топки.

На рис. 9.12,*г* показана аэродинамика топки при встречной лобовой компоновке горелок и неравномерном распределении по обеим сторонам количеств движения. Разница в скоростях истечения из горелок в 30 % сделала значительный перекос всей массы подаваемого воздуха, а это при горении пыли влечет энергичный наброс горящего факела на соответствующую стену и ее шлакование.

Камерные топки для сжигания пыли

Конструкция пылеугольных топок определяется принятым способом сжигания пыли с твердым или жидким шлакоудалением. Отличительными конструктивными особенностями топок с твердым шлакоудалением являются: *открытые экраны* по всей высоте топки и наличие холодной воронки.

Для топок с жидким шлакоудалением характерно наличие *закрытых (ошипованных)* экранов в зоне интенсивного горения и горизонтального или слабонаклонного пода топки с шлаковой ванной. Закрытые экраны снижают теплосъем топки и поднимают температуру ее до значения $t_{н.ж}$ — нормального жидкого шлакоудаления (см. гл. 3), так как температура жидкого шлака должна быть выше $t_к$ — критической температуры, при которой вязкий шлак принимает пластическое состояние, в котором он энергично прилипает к стенкам (шлакует).

Для обоих способов сжигания едино требование к температуре газов, покидающих топку ($\vartheta''_т$): температура должна обеспечить твердое состояние летучей минеральной части топлива во избежание шлакования труб на выходе в конвективные поверхности. Обычно $\vartheta_т'' = t_2 - (50 - 100)$ °С, причем при входе в фестонированную часть (см. рис. 1.4,*д*) ниже, а при входе в ширмы, расположенные с большим шагом (см. рис. 1.4,*е*), — выше. Шлакоулавливающая способность обычных топок, невысока, так, для топок с твердым шлакоудалением — примерно 5—10%, с жидким — в зависимости от конструкции топки. Вся остальная масса золы уносится в твердом виде в газоходы котла.

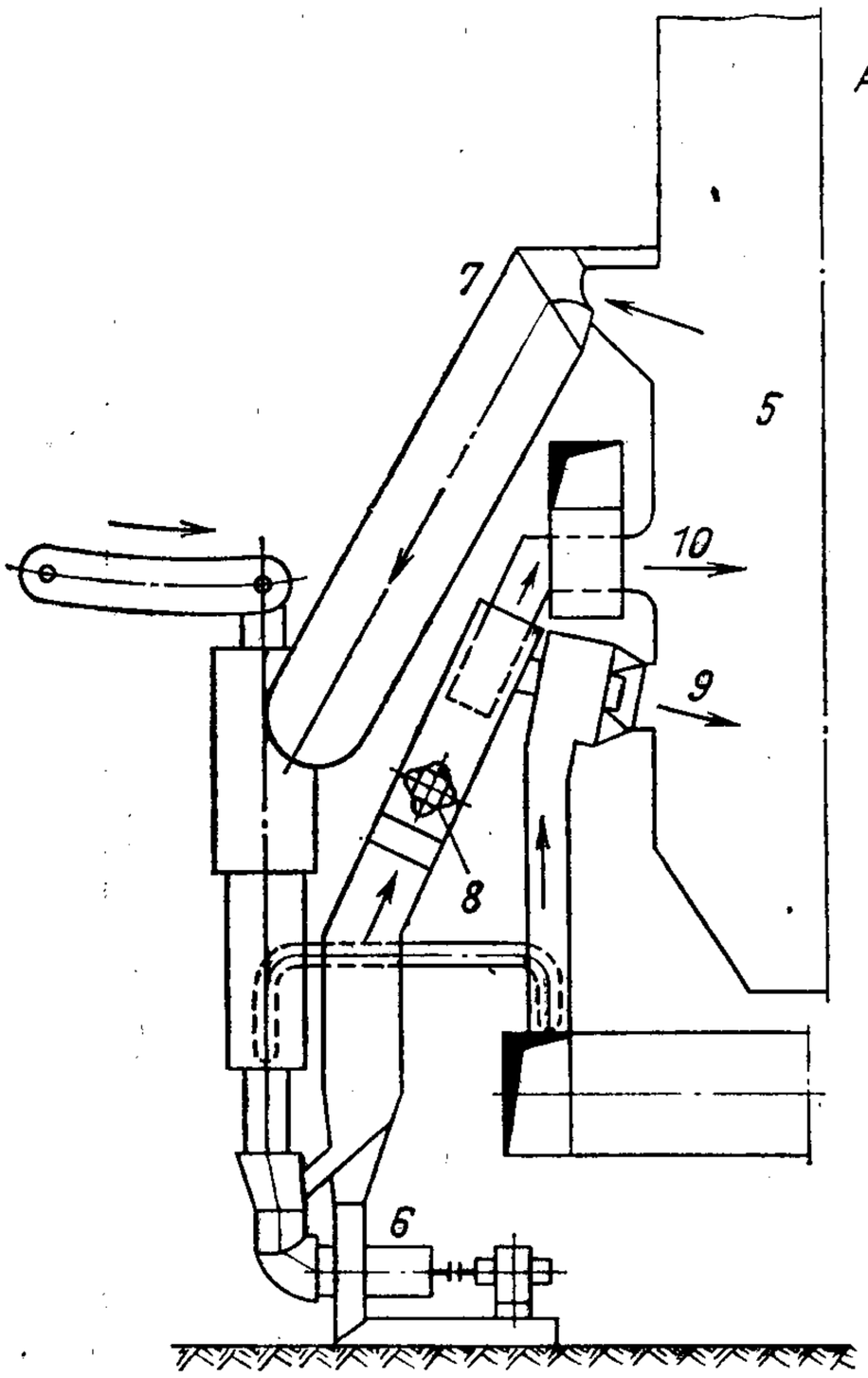
К надежности и экономичности пылеугольных топок предъявляются жесткие требования. Топки должны обеспечить высокий выжиг горючих, минимальную нагрузку при твердом шлакоудалении 40%, при жидком примерно 50% и длительно работать без капитального ремонта.

На рис. 9.13 представлены пылеугольные топочные устройства с призматическими камерами горения. На рис. 9.13,*а* показано устройство БКЗ для приготовления пыли и сжигания в топке *5* сибирских бурых углей высокой влажности с размолом в мельнице-вентиляторе *6*, сушкой топлива топочными газами *7* и использованием пылеконцентраторов *8*. В горелках *9* сжигается грубая пыль, в горелках *10* — тонкая.

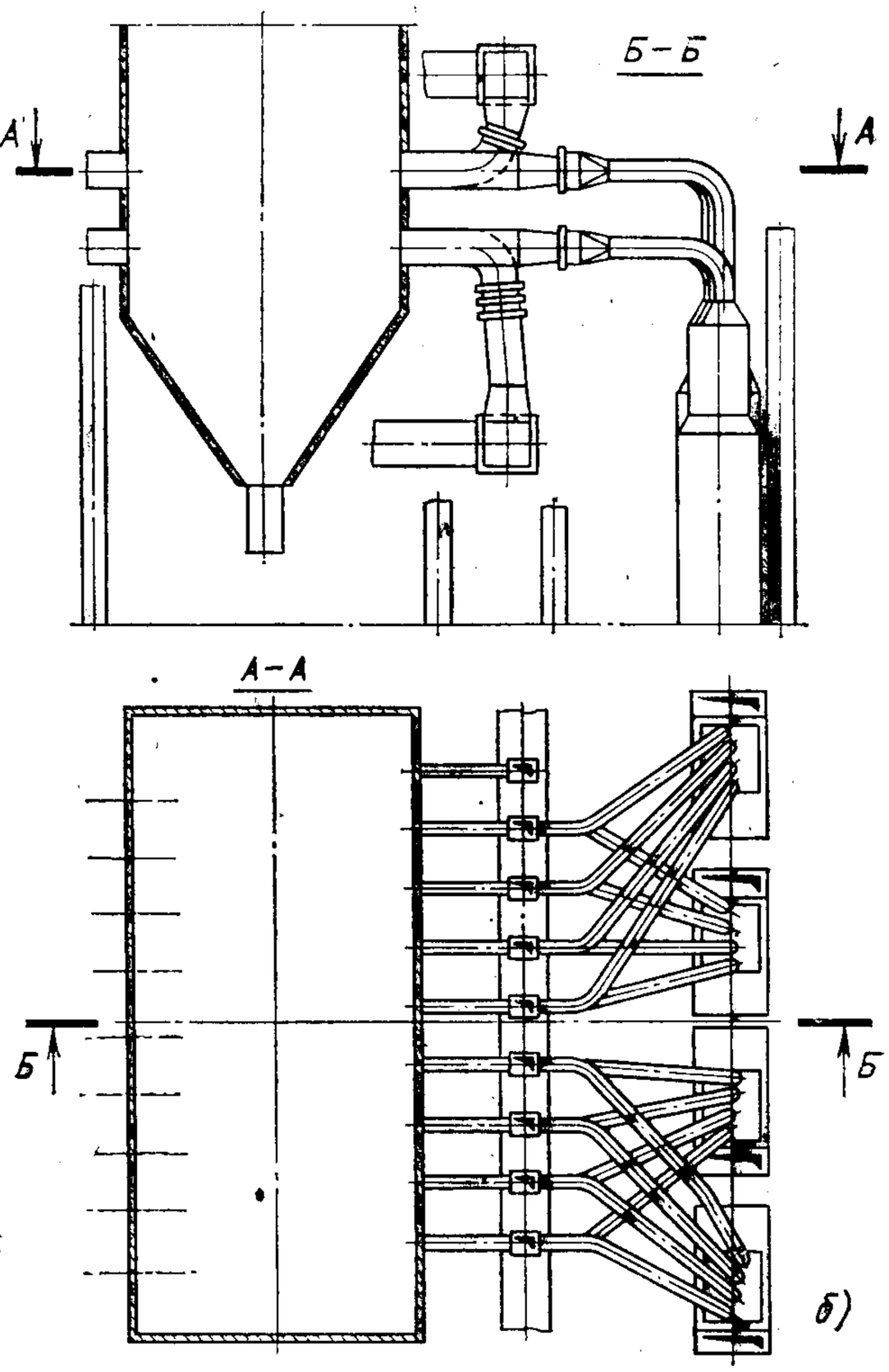
На рис. 9.13,*б* дана призматическая топка для сжигания пыли подмосковного бурого угля с твердым шлакоудалением под котлом П-59 моноблока 300 МВт. Это топка — с прямым вдуванием и высоконапорными горелками МЭИ, скомпонованными по встречно-смещенной схеме. Агрегат имеет восемь молотковых мельниц, 32 щелевых горелки, установленные в два ряда с фронта и сзади. Пыль от каждой мельницы пылепроводами подается на четыре горелки верхнего или нижнего яруса, выбранные так для того, чтобы снизить тепловой перекос при остановке мельницы. Чтобы не нарушать аэродинамики топки при остановке мельницы и для охлаждения горелок, подачу вторичного воздуха на горелки выключенной мельницы оставляют открытой.

На рис. 9.13,*в* приведен продольный разрез однокамерной призматической топки с жидким шлакоудалением. Здесь: *1* — горелки, *2* — под топки, *3* — летка, *4* — шлакоудаляющее устройство непрерывного действия. Жидкий шлак, падающий через летку в воду, гранулируется в частицы размером 1,5×1,5 мм. По углам топки устанавливаются по две горелки, обычно прямоточные струйные. По высоте эту топочную камеру можно разбить на три зоны.

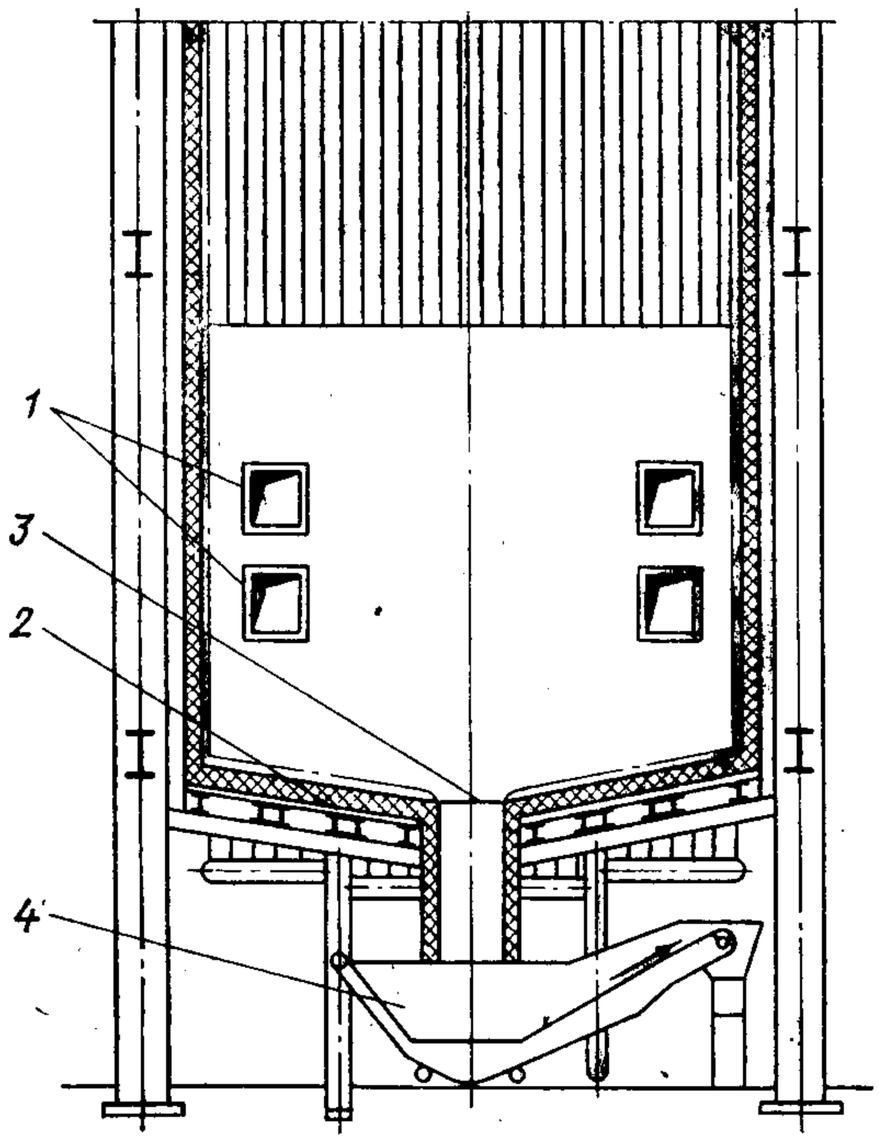
Первая зона — это зона активного горения топлива и плавления шлака, в которой необходимо утепление стен для понижения теплосъема; вторую зону можно назвать зоной шлакования, так как топочные газы, охлаждаясь, проходят через состояние затвердения жидкого шлака. Во избежание большого шлакования во второй зоне необходимо принимать меры по созданию такой локальной аэродинамики топки, при которой газы не ударяли бы в стены камеры охлаждения.



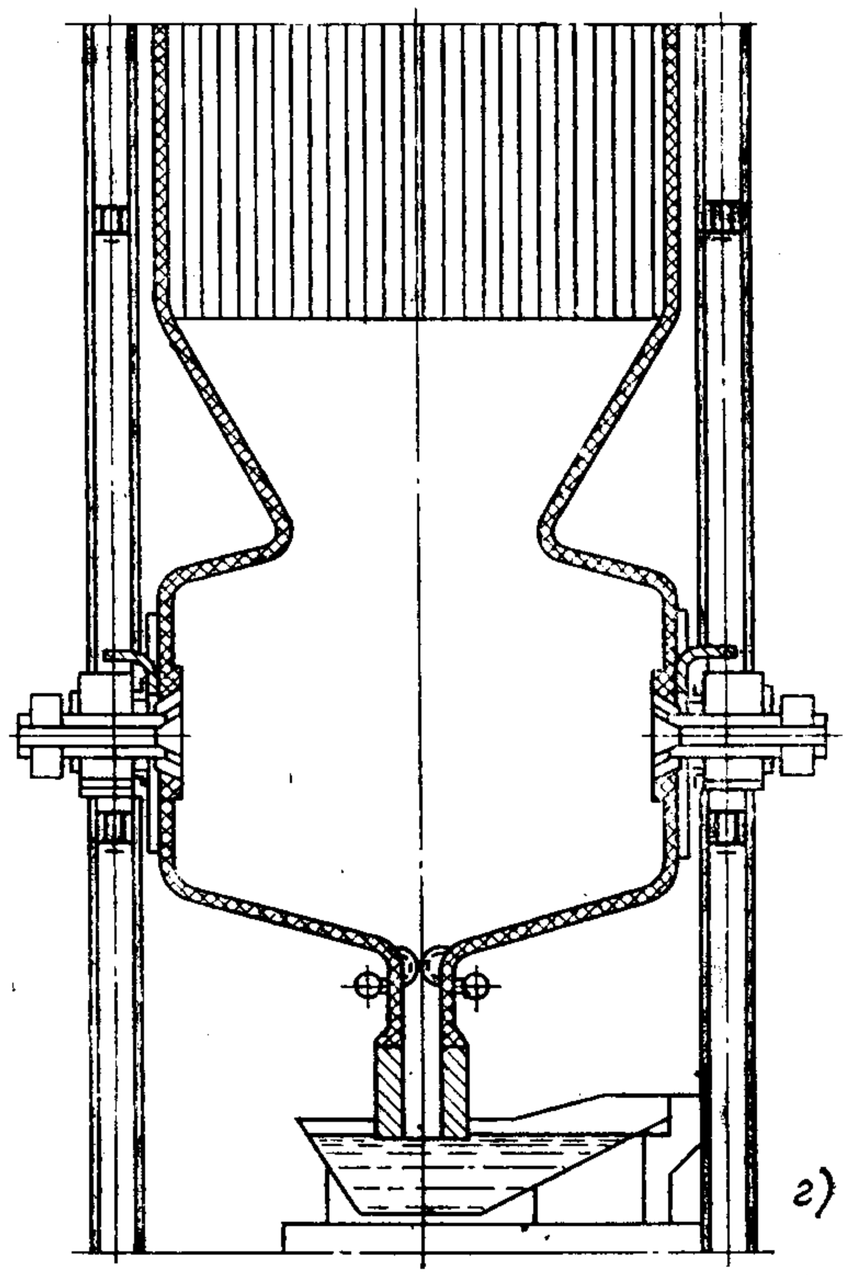
а)



б)



в)

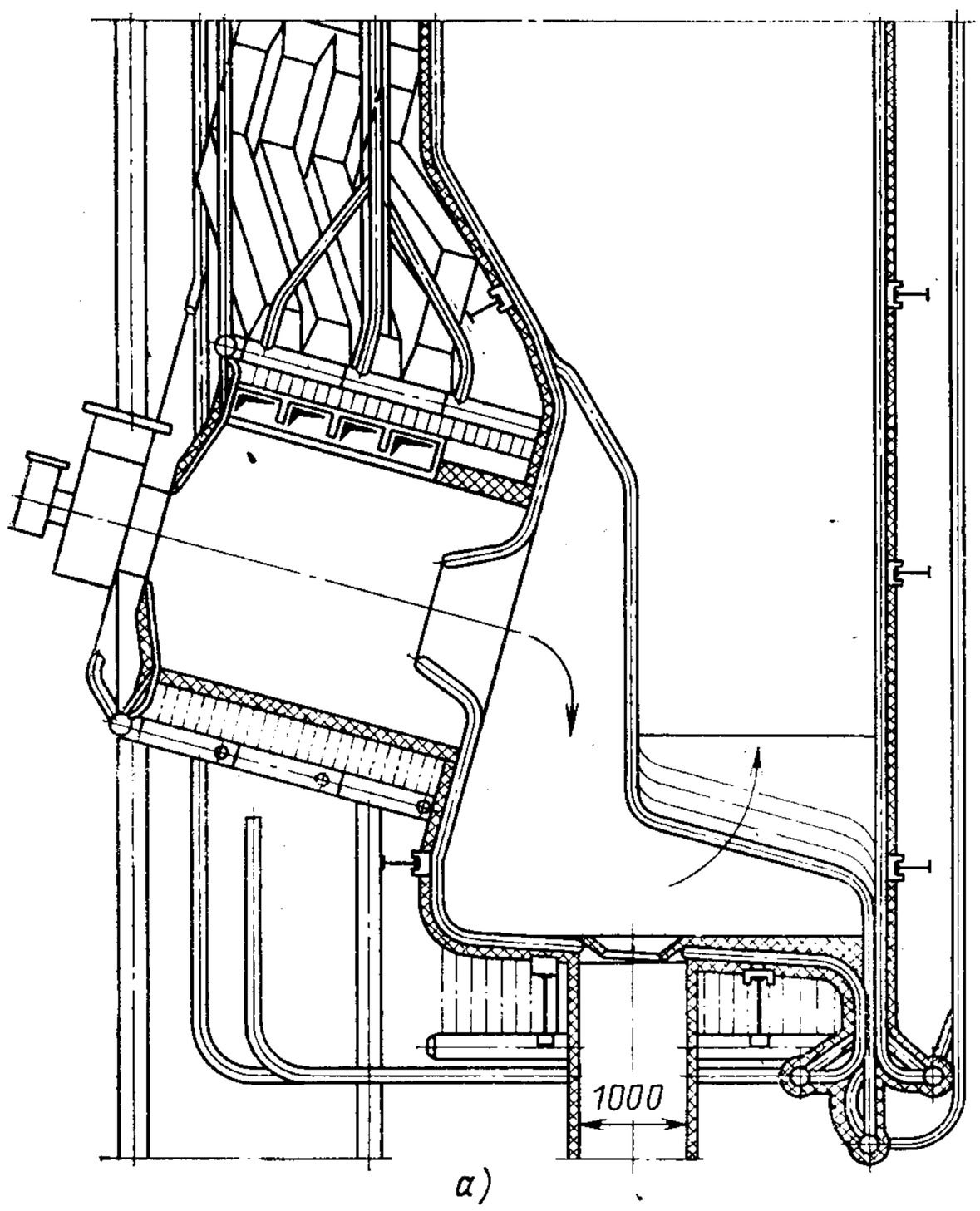


г)

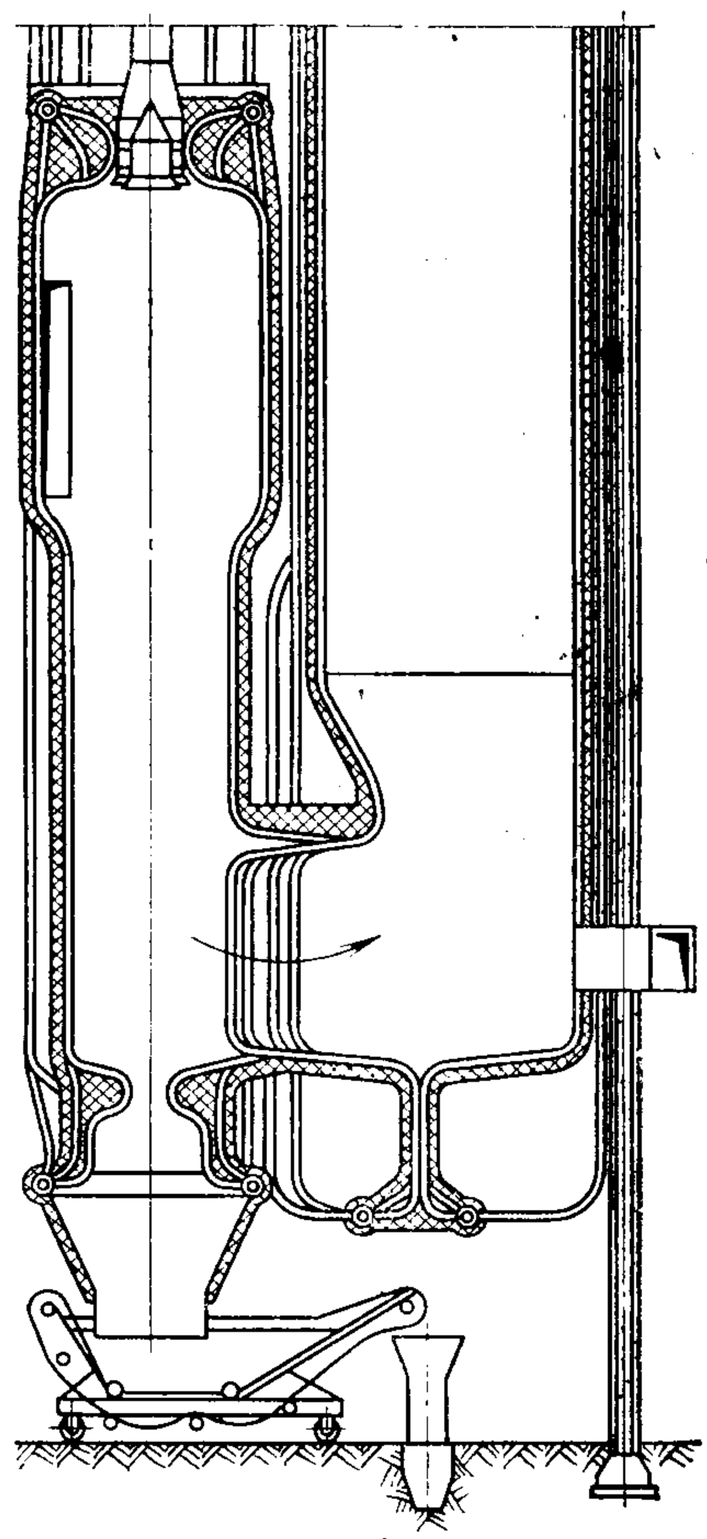
Рис. 9.13. Топки призматические и с пережимом для сжигания угольной пыли

Наконец, третья зона — это зона охлаждения, характеризуемая умеренными температурами (ниже t_2 шлаков).

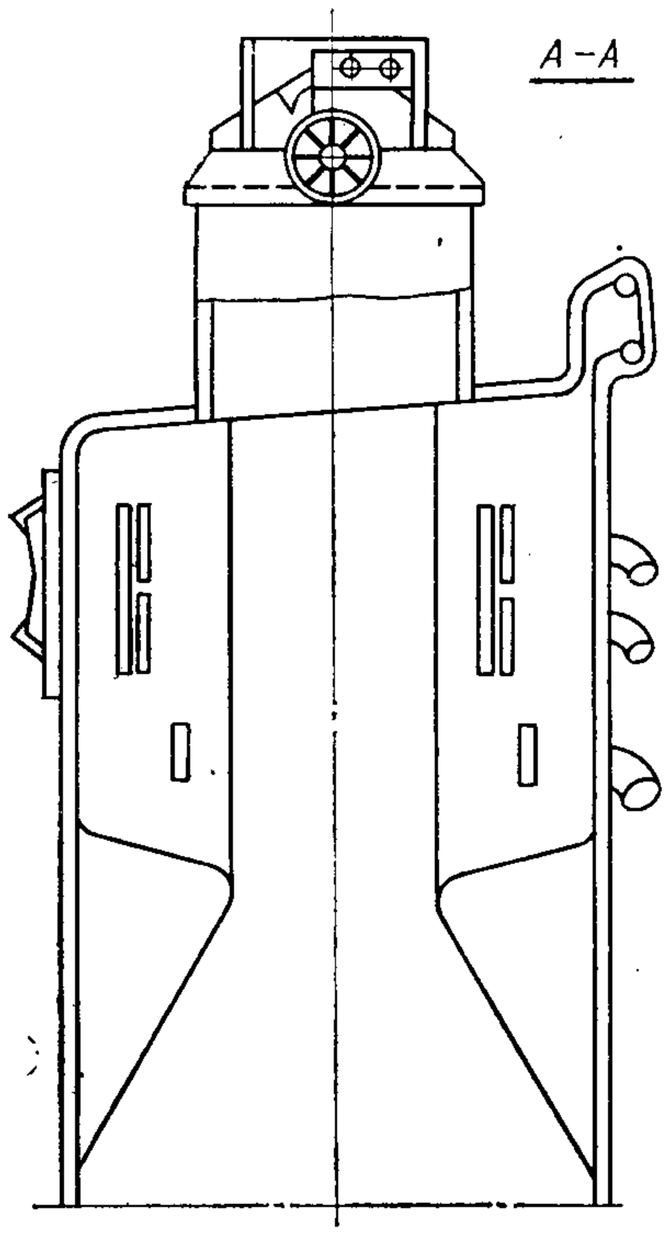
Недостатком таких открытых однокамерных топок является возможное шлакование второй зоны из-за отсутствия конструктивного разделения зон плавления и охлаждения шлаков, таких, например, как это сделано в топках двух- и трехкамерных.

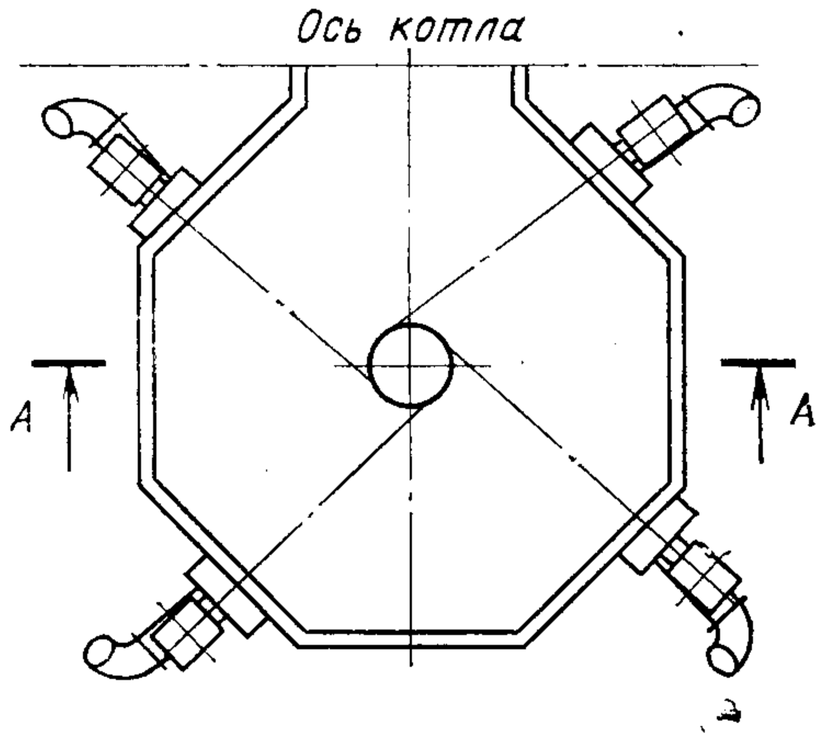


а)



б)





в)

Рис. 9.14. Высокофорсированные камеры сгорания с жидким шлакоудалением

На рис. 9.13,*г* представлена топка с жидким шлакоудалением, так называемая топка с пережимом, с экранами, закрытыми внизу в *камере горения* и открытыми вверху в *камере охлаждения.* Пережим выполняется у фронтовой и задней стен, в данном случае пережим довольно значителен; его назначение — образовать высокотемпературный предтопок. В камере сгорания (предтопке) сгорает 90—96% горючих, остатки догорают выше в камере охлаждения. Удельные средние теплонапряжения топок $BQ^{р}_{н}/V_{т}$ с гранулированным и жидким шлакоудалением в принципе одинаковы и лежат в пределах 150—400 кВт/м^3, бо́льшие значения для меньших производительностей агрегатов. Тепловые напряжения камер сгорания в 2—3 раза возрастают по сравнению с чисто призматическими открытыми камерами. Шлакоулавливание для топок с пережимом доходит до 40%, против — 25% для открытых призматических топок с жидким шлаком.

На рис. 9.14 даны конструкции циклонных пылеугольных и близких к ним топочных устройств. На рис. 9.14,*а* — горизонтальный циклонный предтопок ЦКТИ-БКЗ; на рис. 9.14,*б* — вертикальный циклон ВТИ. В циклонах сжигается грубая пыль, прнчем в горизонтальном циклоне возможно сжигание дробленки с максимальным размером кусков 5—8 мм. Пылевоздушная смесь подается горелками по оси циклонов, при входе в камеру охлаждения оба циклона имеют шлакоулавливающий пучок труб, который способствует увеличению шлакоулавливания с 65 до 85—90 %, объемное тепловое напряжение горизонтального циклона 2—6 МВт/м^3 при среднем для всей топки 0,23 МВт/м^3; тепловая форсировка поперечного сечения циклона $Q/F = 14 \div 21$ МВт/м^2. Для вертикального циклона эти цифры меньше. Диаметр циклонов до 4 м, единичная производительность по пару до 60 кг/с (210 т/ч).

Циклонные топки дают экономию на пылеприготовленин, на механическом недожоге, что повышает КПД агрегата в отдельных случаях до 94 %.

На рис. 9.14,*в* дана конструкция топки котлов БКЗ — полуоткрытого типа вихревая, восьмигранная (дубль) с тангенциальной компоновкой рабочих (внизу) и сбросных (вверху) горелок, предназначенная для сжигания шлакующих бурых углей Назаровского и Ирша-Бородинского месторождений, с жидким шлакоудалением. Котел производительностью 116 кг/с (420 т/ч) на параметры пара 13,8 МПа, 560 °С при сжигании этих углей показал себя как надежный и высокоэкономичный агрегат. В двух восьмигранных предтопках, объединенных выше одной камерой охлаждения и соединенных коротким уравнивающим газоходом, горение пыли осуществляется высокоинтенсивно при устойчивом образовании жидкого шлака и низком химическом недожоге.

9.4. ШЛАКОЗОЛОУДАЛЕНИЕ

Топки паровых котлов оборудуются *системами шлакозолоудаления.* Назначение системы шлакозолоудаления заключается в сборе и направлении уловленных шлаков и летучей золы в отвалы, расположенные вне территории ТЭС.

При замкнутой гидравлической системе шлаки и зола направляются в золоотстойники, где вода осветляется и используется повторно в цикле, а шлак и зола удаляются с территории ТЭС механизированным способом.

Удаление шлаков и золы — процесс трудоемкий и небезопасный, поэтому он должен осуществляться дистанционно, без применения ручного труда. Достигается это системами гидравлическими или пневматическими.

Пневматические системы имеют одну существенную особенность, в них удаление шлака и золы осуществляется в сухом виде с сохранением вяжущих свойств золы. Такая зола всегда может быть использована на любом строительстве.

Гидравлическая система широко распространена в мощных энергоустановках (рис. 9.15), в которых применена механизированная подача шлака и золы в каналы гидрошлакоудаления. Железобетонный канал *5* прокладывается с уклоном по длине и имеет побудительные сопла *7*, обеспечивающие смыв и транспорт шлаков. Нижняя истираю-

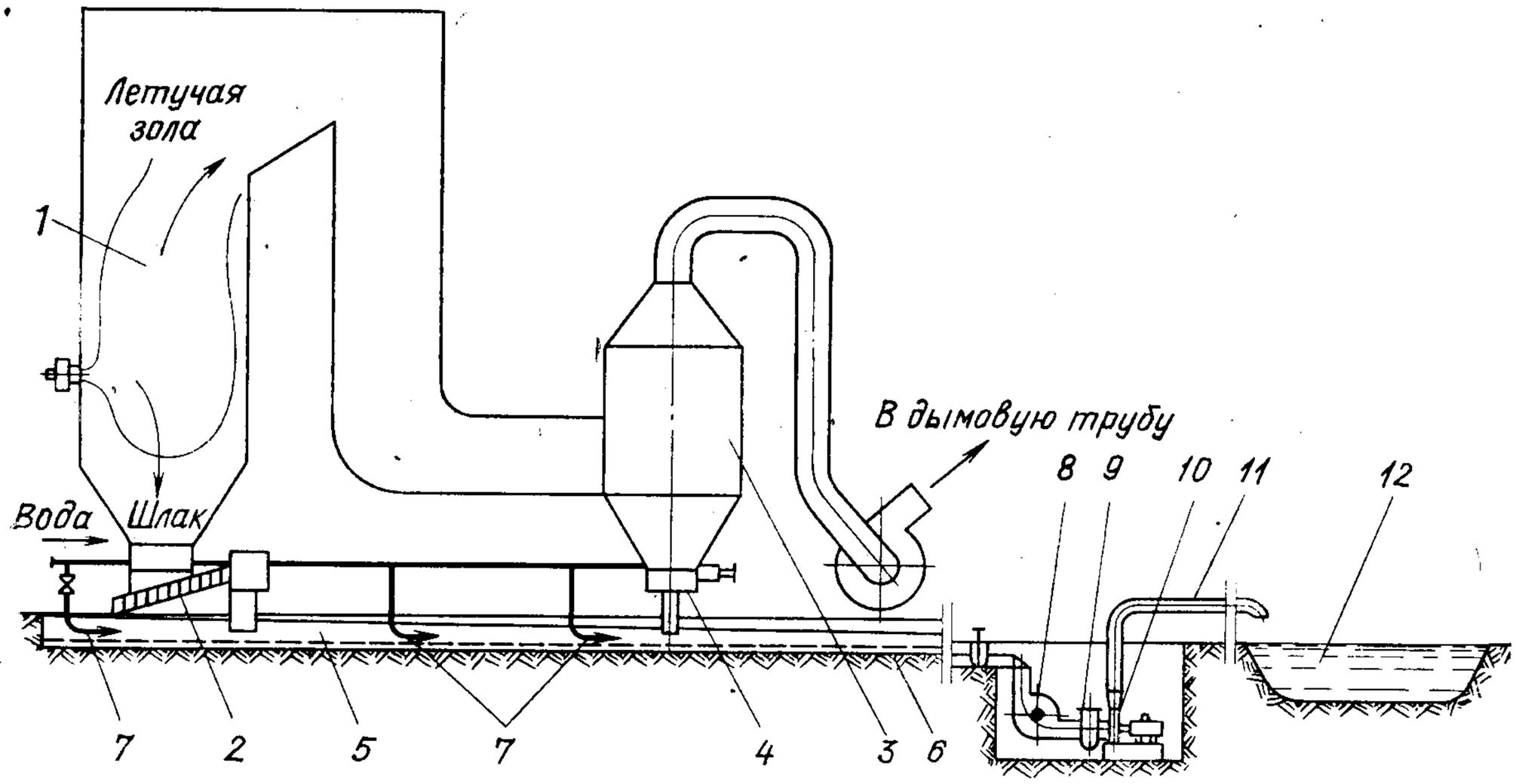


Рис. 9.15. Схема гидромеханической оборотной системы шлакозолоудаления:

1 — топка; *2* — шнек с шлакодробилкой; *3* — золоуловитель; *4* — золосмывной аппарат; *5* — шлаковый канал; *6* — диабазовая эрозионная защита канала; *7* — побудительные сопла; *8* — шлакодробилка; *9* — железоуловитель; *10* — багерный насос; *11* — шлакозолопровод; *12* — золоотстойник

щая часть канала защищена от эрозии литыми плитами *6* из твердого минерала. Пульпа по каналу подается в багерную насосную, расположенную ниже нулевой отметки котельной. Пульпа проходит шлакодробилку *8*, железоуловитель *9* и багерный насос *10*, который подает

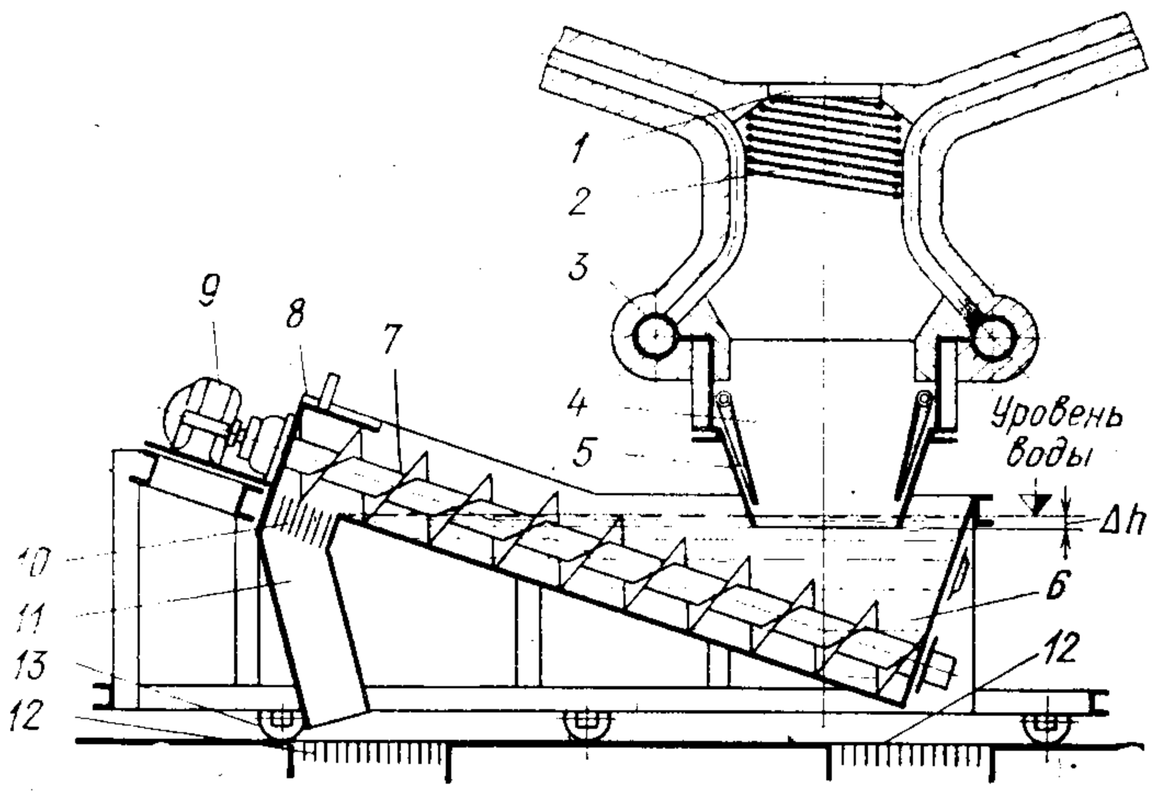


Рис. 9.16. Шнековое шлакоудаление непрерывного действия:

1 — летка; *2* — охлаждаемый водой змеевик летки; *3* — нижний коллектор экрана; *4* — шлаковый бункер; *5* — шибер; *6* — ванна с водой; *7* — шнек; *8* — дробильная камера; *9* — электродвигатель с редуктором; *10* — решетка; *11* — отводящая течка; *12* — течка канала гидрозолоудаления; *13* — ролики для откачки шнека

пульпу в закрытый шлакозолопровод *11* или в деревянный открытый лоток, которые направляют пульпу на золоотвалы или в золоотстойники *12*. Под золоотвалы используются овраги, ближайшие к ТЭС; срок накопления в них шлаков и золы должен быть не менее 25 лет.

Непрерывно действующее механизированное шлакоудаление как при твердом, так и жидком шлаке выполняется в виде скребковых транспортеров (см. рис. 9.13,*в*) и в виде простых по устройству и надежных в работе шнеков (рис. 9.16). Подъем шнека

около 20°, за ним устанавливается шлакодробилка. От поломки шнека при попадании под виток кусков шлака предохраняет подвижный шарнир, устанавливаемый у верхнего конца шнека. Для устранения присоса паразитного воздуха в топку шлаковый бункер *4* погружен на Δh в водяную ванну *6*. Шнек стоит на колесах и может для ревизии и ремонта по рельсам выкатываться из-под котла.

Для предотвращения загрязиения земельных угодий золошлакоотвалами и их уменьшения необходимо увеличивать масштабы использования в народном хозяйстве золы и шлака. Использование золы зависит от применяемых систем золоулавливания и золоудаления. Зола, уловленная мокрыми золоуловителями или поданная на золоотвалы гидравлической системой, увлажняется и поэтому теряет ряд своих ценных свойств. Сухая же зола имеет обширную область применеиия в народном хозяйстве, как, например, при содержании в золе окиси кальция (в сланцах, бурых углях Канско-Ачинского бассейна и др.) золу можно успешно использовать для щелочения кислых глинистых почв (Нечерноземной полосы) и в качестве удобрения, поскольку в золе содержатся калий и микроэлемеиты. Такая зола находит применение в производстве портландцемента. Наконец, зола используется в строительных растворах асфальтобетонных покрытий шоссейных дорог.

РАЗДЕЛ III

ТЕЛООБМЕН. МЕТОДЫ РАСЧЕТА

ГЛАВА ДЕСЯТАЯ

ТЕПЛООБМЕН В ТОПОЧНОЙ КАМЕРЕ

10.1. МЕТОДЫ РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕНА В ТОПОЧНОЙ КАМЕРЕ

Сложные физико-химические процессы, происходящие в топочных камерах, требуют создания методов расчета, достаточно полно отвечающих реальным условиям теплообмена с учетом аэродинамики и горения. В настоящее время методы расчета радиационного теплообмена в топочных камерах развиваются по различным направлениям: эмпирическому, аналитическому, а также основанному на приложении теории подобия к топочным процессам.

Эмпирический метод сводится к установлению связей между переменными величинами, полученными в результате экспериментальных исследований. Недостаток этого метода заключается в невозможности применения полученных зависимостей для других условий опыта, в трудности учета значительного числа факторов.

Аналитический метод заключается в решении систем уравнений, описывающих исследуемые процессы. Из-за большой сложности математического описания решение этих уравнений до недавнего времени было невозможно без существенного упрощения многих факторов. Однако в связи с внедрением современных математических методов и средств вычислительной техники появляется возможность осуществления поставленной задачи.

Сущность метода теории подобия базируется на анализе систем уравнений, описывающих процесс, на основании чего можно получить безразмерные критерии подобия. Конкретный вид зависимостей между критериями устанавливается в результате обработки экспериментальных данных. Этот метод является синтезом аналитического и эмпирического методов.

В настоящее время в СССР получили распространение *метод* ВТИ-ЦКТИ, основанный на применении теории подобия, и *метод*

ЭНИН, основанный на аналитических зависимостях. Помимо этих двух методов, включенных в нормативный метод расчета паровых котлов, разрабатываются расчеты топочных процессов, основанные на применении ЭВМ:

метод позонного расчета топочных камер с учетом выгорания топлива (ЦКТИ-ТКЗ);

зональный метод расчета, основанный на решении систем уравнений энергии для объемных и поверхностных зон в топочной камере (ВТИ);

метод математического моделирования комплексных процессов горения, аэродинамики и тепломассообмена в топочных камерах (МЭИ, ВТИ).

Существуют поверочный и конструкторский методы расчета топок. Для первого считаются известными геометрические характеристики топочных камер и определяется температура продуктов сгорания на выходе из топки. Для конструкторского метода расчета задается температура на выходе из топки и определяются ее геометрические характеристики.

10.2. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ И ОПТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОПОЧНЫХ КАМЕР

На рис. 10.1 показана схема открытой призматической топочной камеры с гранулированным шлакоудалением и холодной воронкой (рис. 10.1,*а*) и как вариант — с жидким шлакоудалением (рис. 10.1,*б*).

Полная поверхность стен топочной камеры $F_{ст}$ определяется как сумма поверхностей, ограничивающих весь объем топки, причем все поверхности, кроме боковой, определяются как

$$F_{ст_i} = l_i a, \qquad (10.1)$$

где l_i — расчетная длина соответствующей стены, м; a — ширина топки, определяемая расстоянием между осями крайних экранных труб, м.

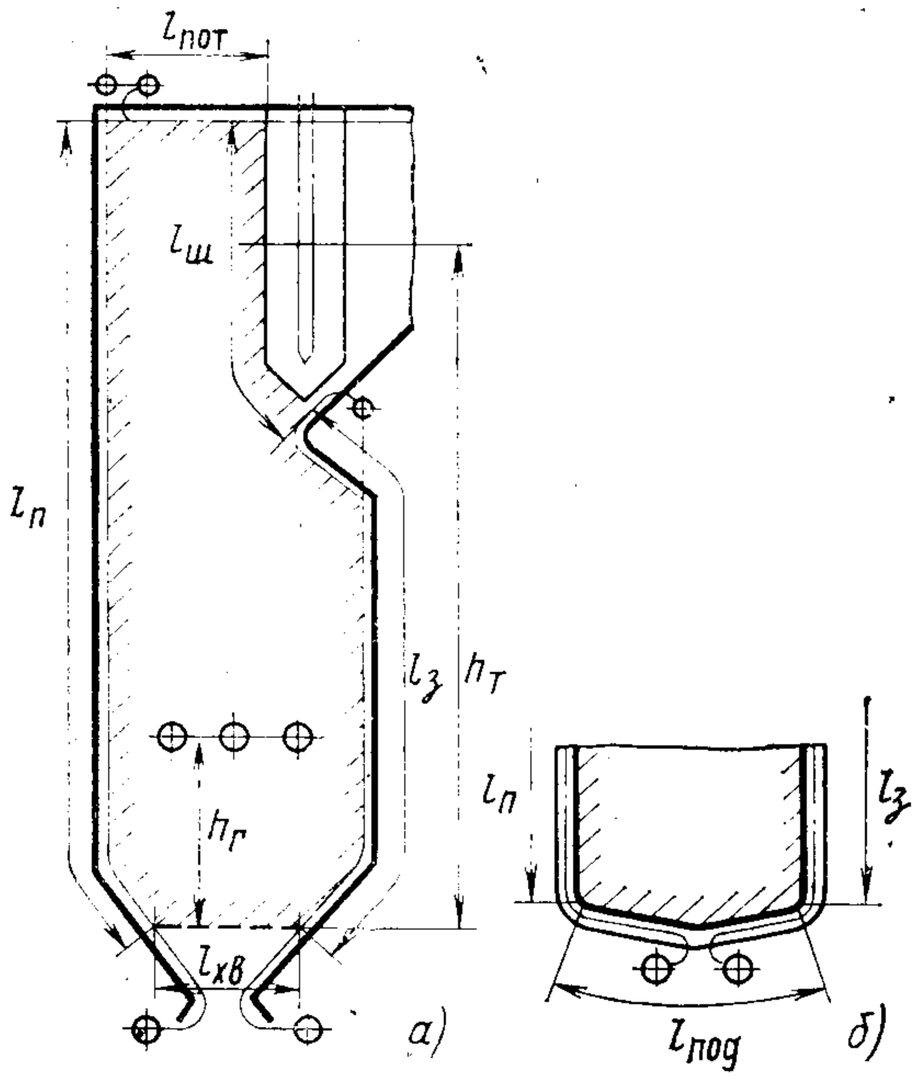


Рис. 10.1.

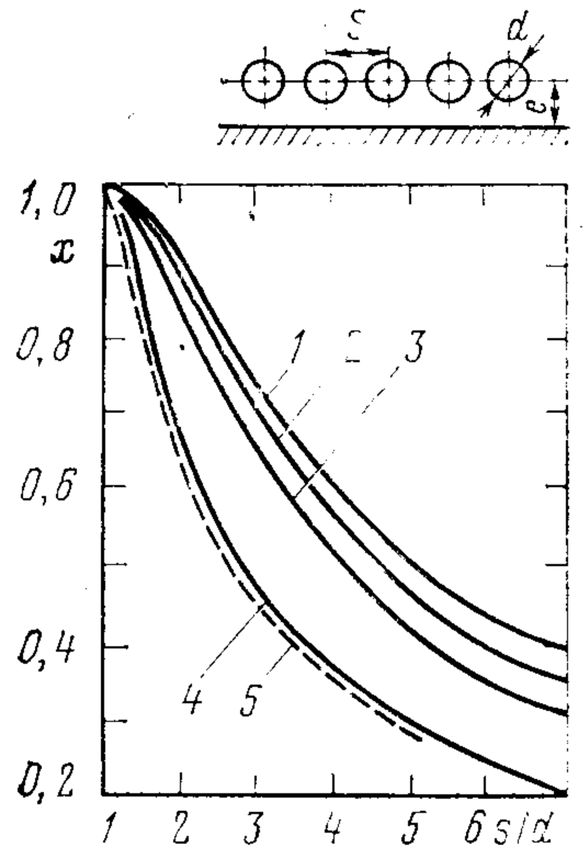


Рис. 10.2.

Рис. 10.1. Эскиз топочной камеры:
а — при гранулированном шлакоудалении; *б* — вариант пода топки для жидкого шлакоудаления

Рис. 10.2. Угловые коэффициенты для однорядного гладкотрубного экрана:
1 — с учетом излучения обмуровки при $e=1{,}4d$; *2* — то же при $e=0{,}8d$; *3* — то же при $e=0{,}5d$; *4* — то же при $e=0$; *5* — без учета излучения обмуровки при $e \geqslant 0{,}5d$

Объем топки определяется как

$$V_т = F_б a, \tag{10.2}$$

где $F_б$ — боковая поверхность стены топки, м².

Помимо полной поверхности стен топки, вводится понятие лучевоспринимающей поверхности топки $H_л$, м²:

$$H_л = \Sigma F_{пл_i} x_i, \tag{10.3}$$

где $F_{пл_i}$ — площадь соответствующей стены, занятой экраном, м²; x_i — угловой коэффициент экрана, определяющий долю падающего на экран потока энергии от всего потока излучаемой энергии.

Площадь, занятая экраном, $F_{пл_i}$ равна площади стены $F_{ст_i}$ за вычетом неэкранированной части стены $F_{н.э_i}$ (за счет разводки экранных труб для горелок, гляделок, лазов и т. д.):

$$F_{пл_i} = F_{ст_i} - F_{н.э_i}. \tag{10.4}$$

Угловой коэффициент экранов x_i зависит от их конструктивных характеристик: относительных шагов труб экрана s/d, расстояния оси труб от обмуровки e, числа рядов труб и т. д.

На рис. 10.2 показана зависимость коэффициента x от s/d и e для однорядного гладкотрубного экрана. Для холодной воронки и первого ряда труб в ширме (фестоне) принимается $x=1$, так как вся падающая теплота полностью поглощается.

Отношение лучевоспринимающей поверхности стен к их полной поверхности называется степенью экранирования χ:

$$\chi = H_л / F_{ст}. \tag{10.5}$$

Помимо степени экранирования, вводится понятие тепловой эффективности экрана и топки в целом.

Коэффициент тепловой эффективности экрана ψ, кроме углового коэффициента x, учитывает коэффициент загрязнения ζ, который определяет отношение тепловой эффективности загрязненного и чистого экранов

$$\psi = x\zeta. \tag{10.6}$$

Средний коэффициент тепловой эффективности экранов для топки

$$\psi_{ср} = \frac{\Sigma \psi_i F_{ст_i}}{F_{ст}}. \tag{10.7}$$

Одной из важнейших характеристик радиационного теплообмена в топочной камере является степень черноты топки $a_т$, зависящая в свою очередь от степени черного факела $a_ф$. Для камерных топок степень черноты определяется по формуле

$$a_т = \frac{a_ф}{a_ф + (1 - a_ф)\psi_{ср}}. \tag{10.8}$$

Степень черноты факела $a_ф$ определяется видом топлива и условиями его сжигания и зависит от эмиссионных характеристик трехатомных газов CO_2 и H_2O и твердых частиц сажи, кокса и золы. В общем

случае степень черноты факела определяется законом Бугера

$$a_ф = 1 - e^{-kps}, \tag{10.9}$$

где k — коэффициент ослабления лучей топочной средой, 1/(МПа·м); p — давление в топке, МПа. Для котлов, работающих без наддува, принимается $p=0{,}1$ МПа; s — эффективная толщина излучающего слоя, м.

Для топочной камеры s вычисляется по формуле

$$s = 3{,}6 \frac{V_т}{F_{ст}}, \tag{10.10}$$

где $V_т$ — объем топки, м³; $F_{ст}$ — поверхность стен топки, м².

При сжигании твердых топлив коэффициент ослабления лучей зависит от эмиссионных свойств и концентраций газовых, золовых и коксовых компонентов факела

$$k = k_г r_п + k_{зл}\mu_{зл} + k_{кокс}\varkappa, \tag{10.11}$$

где $k_г$, $k_{зл}$, $k_{кокс}$ — соответственно коэффициенты ослабления лучей газами, золой и коксовыми частицами, 1/(МПа·м); $r_п$ — суммарная объемная доля трехатомных газов; $\mu_{зл}$ и $\varkappa$ — безразмерные концентрации золы и кокса в дымовых газах.

При сжигании газообразного и жидкого топлива коэффициент ослабления лучей определяется степенью черноты светящейся $a_{св}$ и несветящейся (газовой) $a_г$ частей факела. К первой относят суммарное излучение трехатомных газов и сажистых частиц, ко второй — только излучение газов. Тогда

$$a_ф = m a_{св} + (1-m) a_г, \tag{10.12}$$

где m — коэффициент усреднения.

10.3. ОСНОВНЫЕ АНАЛИТИЧЕСКИЕ ЗАВИСИМОСТИ ТЕПЛООБМЕНА ИЗЛУЧЕНИЕМ В ТОПОЧНОЙ КАМЕРЕ

Количество теплоты, переданной излучением от топочной среды к поверхностям нагрева, $Q_л^т$, кДж/кг, может быть определено на основе закона Стефана — Больцмана

$$Q_л^т = \frac{\sigma_0 a_т H_л}{B_р} (T_ф^4 - T_з^4), \tag{10.13}$$

где σ_0 — коэффициент излучения абсолютно черного тела ($\sigma_0 = 5{,}67 \times 10^{-11}$ кВт·м$^{-2}$·К$^{-4}$); $a_т$ — эффективная степень черноты топочной камеры; $H_л$ — лучевоспринимающая поверхность нагрева. м²; $B_р$ — расчетный расход топлива, кг/с; $T_ф$ — эффективная температура топочной среды (факела), К; $T_з$ — температура наружного слоя загрязнений лучевоспринимающей поверхности, К.

Трудность расчета излучения в топке по уравнению (10.13) объясняется тем, что температура факела $T_ф$ переменна по длине, ширине и высоте топочной камеры и зависит от ряда факторов: вида топлива и способа его сжигания, расположения горелок, степени экранирования и т. д. Величина $T_ф$ меняется также с изменением расхода топлива и других режимных параметров. Имеется также связь между температурами $T_ф$ и $T_з$.

В связи с этим при разработке аналитических методов поверочного расчета предложены различные зависимости, связывающие эффективную температуру $T_ф$ с максимальной адиабатической температурой сгорания топлива $T_а$ и температурой в конце топки $T_т''$.

По методу ВТИ-ЭНИН величина $T_ф$ определяется для камер сгорания двухкамерных топок по формуле

$$T_ф = 0{,}925\sqrt{T_a T_т''}, \qquad (10.14$$

для камер охлаждения

$$T_ф = 1{,}05 T_т'', \qquad (10.15)$$

для однокамерных топок

$$T_ф = (1+\Delta_т+\Delta_ф+\Delta_χ) T_т'', \qquad (10.16)$$

где $\Delta_т$, $\Delta_ф$, $\Delta_χ$ — поправки на род топлива, угол наклона горелок и степень экранирования.

Адиабатическая температура T_a определяется по полезному тепловыделению в топке, равному энтальпии продуктов сгорания при коэффициенте избытка воздуха в топке.

Полезное тепловыделение в топке

$$Q_т = Q_р^р \frac{100-q_3-q_4-q_6}{100-q_4} + Q_в - Q_{в.вн} + rI_{отб}, \qquad (10.17)$$

где $Q_р^р$ — располагаемая теплота топлива, кДж/кг; q_3, q_4 и q_6 — соответственно потери теплоты от химической, механической неполноты горения и с теплом шлаков, %; $Q_в$ — теплота, вносимая в топку воздухом, кДж/кг; $Q_{в.вн}$ — теплота, внесенная в топку воздухом при подогреве его вне агрегата, кДж/кг; $I_{отб}$ — теплота рециркулирующих газов в месте их отбора, кДж/кг; r — доля рециркуляции.

Количество теплоты, переданное излучением. $Q_л^т$ [см. формулу (10.13)] будет равно количеству теплоты, определяемому тепловым балансом топочной камеры:

$$Q_л^т = Q_б^т, \qquad (10.18)$$

$$Q_б^т = \varphi(Q_т - I_т'') = \varphi V c_{ср}(T_a - T_т''), \qquad (10.19)$$

где $I_т''$ — энтальпия газов на выходе из топки, кДж/кг; φ — коэффициент сохранения теплоты; $Vc_{ср}$ — средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания в интервале температур $(T_a - T_т'')$, кДж/(кг·К).

Естественно, что разность абсолютных значений температур равна разности этих температур по стоградусной шкале $(T_a - T_т'') = (\vartheta_a - \vartheta_т'')$.

Средняя суммарная теплоемкость

$$Vc_{ср} = \frac{Q_т - I''_т}{\vartheta_a - \vartheta''_т}. \qquad (10.20)$$

Количество теплоты, переданной излучением, $Q_л^т$ будет также равно количеству теплоты, воспринятой конвекцией от внешней загрязненной поверхности экранных труб к рабочей среде, протекающей внутри труб (пару, воде). Следовательно, помимо равенства (10.18), можно записать

$$Q^т_л = Q_к^т, \qquad (10.21)$$

причем

$$Q_к^т = \frac{H_л}{B_р(\varepsilon + 1/\alpha_2)}(T_з - T_{ср}), \qquad (10.22)$$

где $\varepsilon = \delta_{зл}/\lambda_{зл}$ — термическое сопротивление слоя золовых загрязнений, равное отношению толщины слоя к коэффициенту теплопроводности, $м^2 \cdot К \cdot кВт^{-1}$; α_2 — коэффициент теплоотдачи от внутренней стенки трубы

к рабочей среде, кВт·м$^{-2}$·К$^{-1}$; $T_{ср}$ — средняя температура пара (воды), К.

Расчет топочных камер по аналитическому методу ВТИ-ЭНИН состоит в совместном решении приведенных уравнений для $Q_л^т$ (10.13), $Q_б^1$ (10.19) и $Q_к^т$ (10.22) для определения $T_з$ и $T_т''$. Этот метод рекомендуется в качестве нормативного для расчета двухкамерных топок и в качестве дополнительного — для расчета однокамерных топок.

10.4. РАСЧЕТ ИЗЛУЧЕНИЯ В ТОПКАХ НА ОСНОВЕ ТЕОРИИ ПОДОБИЯ

В качестве нормативного метода для расчета процесса излучения в однокамерных и полуоткрытых топках рекомендуется метод ЦКТИ, основанный на применении теории подобия. Определяющим является критерий Больцмана—Во, пропорциональный отношению количеств теплоты, выделенной в топке и отданной за счет радиационного теплообмена:

$$\text{Во} = \frac{\varphi B_р V c_{ср}}{\sigma_0 \psi_{ср} F_{ст} T_а^3}. \qquad (10.23)$$

На основании обработки экспериментальных данных получена критериальная зависимость безразмерной температуры на выходе из топки $\theta_т'' = T_т''/T_а$:

$$\theta_т'' = \frac{1}{M(a_т/\text{Во})^{0,6} + 1}, \qquad (10.24)$$

где $a_т$ — степень черноты топки; $M = A - Bx_т$ — параметр, учитывающий относительное положение максимальных температур (ядра факела) в топке в зависимости от топлива и способа сжигания; численные значения A и B определяются видом сжигаемого топлива, $x_т = h_г/h_т$ (см. рис. 10.1).

10.5. ПОЗОННЫЕ МЕТОДЫ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА

Приведенные методы расчета теплообмена излучением в топочной камере дают возможность определить температуру на выходе из топки по аналитическим зависимостям (см. § 10.3) или по критериальной зависимости (см. § 10.4). Однако при проектировании топочной камеры иногда определяют не только температуру на выходе из топки, но также и температуру газов в любой точке топочного пространства. Это необходимо в первую очередь для определения локальных тепловых нагрузок в топочной камере для выявления количеств теплоты, воспринимаемых различными панелями, радиационными перегревателями и т. д.

Задачу о распределении тепловых потоков по высоте топочной камеры решает позонный расчет топочной камеры.

Топка по высоте разбивается на ряд зон. Уравнения энергии записываются для каждой из зон. При этом учитывается, что изменение энтальпии в зоне равно разности между тепловыделением и радиационным теплообменом:

$$I'' - I' = (\beta''_{сг} - \beta'_{сг}) Q_н^р - \frac{\sigma_0 a_т}{B_р} (F\psi)_{эф} T^4_{эф}, \qquad (10.25)$$

где I'' и I' — соответственно энтальпии газов на выходе из зоны и входе в зону, кДж/кг; $\beta_{сг}''$ и $\beta_{сг}'$ — соответственно степень выгорания топлива в конце и начале зоны; $(F\psi)_{эф}$ — эффективное значение лучевоспринимающих поверхностей нагрева, м^2; $T_{эф}$ — эффективная температура газов в зоне, К.

Степень выгорания $\beta_{сг}$ по относительной высоте топки $h/h_т$ зависит от вида топлива и в среднем равна:

$h/h_т$	0,15	0,20	0,30	0,40	0,50	1,00
$\beta_{сг}$	0,8—0,9	0,92	0,95	0,96	0,98	0,99

В качестве первой зоны принимают зону максимального тепловыделения, ее высота для топок с гранулированным шлакоудалением считается от верхней плоскости холодной воронки до сечения, расположенного на 1,5 м выше верхних образующих горелок. Высота остальных зон принимается около 4 м. Величина $(F\psi)_{эф}$ учитывает излучение факела на экраны, а также в вышерасположенную и нижерасположенную зоны.

Обычно до выполнения позонного расчета выполняют расчет топки в целом с использованием методов, изложенных в § 10.3 или § 10.4, и определяют температуру газов в конце топки $\theta''_т$. Затем, задаваясь значениями $\beta_{сг}$ на границах каждой зоны, выполняют позонный расчет. Если в результате позонного расчета температура на выходе из топки (последней зоны) будет отличаться от ранее полученной более чем на $\pm 30°$, следует задаться другими степенями выгорания $\beta_{сг}$ и повторить расчет.

Существенным допущением данного метода является предварительное принятие степени выгорания топлива $\beta_{сг}$, в то время как она должна определяться кинетикой процесса горения, зависящей от многих факторов, в том числе от температуры газов.

Дальнейшим уточнением позонного расчета топок является метод ЦКТИ-ТКЗ, который позволяет более обоснованно учесть выгорание топлива на основе кинетики процесса горения. При этом приняты те же допущения, что и для позонного метода: одномерность характера движения топливовоздушной смеси в топке, равенство температур всех частиц топлива и газа.

Степень выгорания топлива по методу ЦКТИ-ТКЗ определяется в соответствии с формулой

$$\beta_{сг} = 1 - G\frac{Q_к}{Q_н^р}, \qquad (10.26)$$

где G — количество несгоревшего к данному времени кокса на 1 кг рабочей массы топлива, кг/кг; $Q_к$ и $Q_н^р$ — теплота сгорания кокса и рабочей массы топлива, кДж/кг.

Величина G определяется по формуле

$$G = \frac{100 - W^р}{100 - W^{пл}}\frac{K^р}{100}J_1. \qquad (10.27)$$

Здесь $W^р$ и $K^р$ — процентное содержание влаги и кокса на рабочую массу топлива; $W^{пл}$ — процентное содержание влаги на массу пыли; J_1 — относительная суммарная доля недожога частиц кокса различных размеров, находящихся в факеле.

Значение J_1 вычисляется как сумма недожога частиц различных фракций:

$$J_1 = \sum_{i=1}^{n_ф}(\delta_i/\delta_{0i})^3\Phi, \qquad (10.28)$$

где δ_i и δ_{0i} — соответственно текущий и начальный диаметр частиц фракции i; Φ и $n_ф$ — соответственно массовая доля фракции и число фракций в пыли.

Учтя, что фракция $\Phi = |\Delta R|$ (см. гл. 8), формулу (10.28) можно записать в виде

$$J_1 = \sum_{i=1}^{n_ф}\left(\frac{|\Delta R|}{\Delta\delta}\right)_{0i}\left(\frac{\delta_i}{\delta_{0i}}\right)^3\Delta\delta_{0i}, \qquad (10.29)$$

или точнее, заменяя сумму интегралом:

$$J_1 = \int_{(\delta_{0i})_\tau}^{\delta_{0l}} \left(\frac{|dR|}{d\delta}\right)_{0i} \left(\frac{\delta_i}{\delta_{0i}}\right)^3 d\delta_{0i}, \qquad (10.30)$$

где $(\delta_{0i})_\tau$ — начальный размер частицы, полностью сгоревшей к моменту времени τ; δ_{0l} — начальный размер наиболее крупной частицы.

Производная $(dR/d\delta)_{0i}$ вычисляется на основе зерновой характеристики, см. (8.2). С учетом связей между выгоранием частицы любой фракции и наиболее крупной частицы для кинетической и диффузионной областей горения можно вычислить значение интеграла J_1.

Позонный расчет топки методом ЦКТИ-ТКЗ выполняется с применением ЭВМ.

10.6. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КОМПЛЕКСНЫХ ПРОЦЕССОВ ГОРЕНИЯ, АЭРОДИНАМИКИ И ТЕПЛОМАССООБМЕНА В КАМЕРНОЙ ТОПКЕ

В последнее время МЭИ, ВТИ разрабатывают методы комплексного расчета топочных процессов на основе составления и решения систем дифференциальных уравнений. Эти уравнения описывают процессы аэродинамики систем струй, вытекающих из горелочных устройств и взаимодействующих в топочной камере с учетом аэродинамики, обусловленной конфигурацией самой топочной камеры. Помимо этого, составляются дифференциальные уравнения энергии для частиц топлива, массообмена для кислорода и продуктов сгорания. Система дифференциальных уравнений решается на ЭВМ.

В качестве примера приведем математическую модель расчета топочных процессов при сжигании полидисперсного твердого топлива в топках с щелевыми горелками. Данная математическая модель разработана МЭИ и базируется на экспериментальных исследованиях аэродинамики системы струй и топочной камеры на моделях.

Для топливовоздушных потоков, вытекающих из горелочных устройств, составляется система уравнений. Движение в топке носит трехмерный характер. Тогда система уравнений может быть записана следующим образом.

Уравнение энергии для пылевоздушной смеси

$$c_{см}\left[\rho u\frac{\partial T}{\partial x} + \rho v\frac{\partial T}{\partial y} + \rho w\frac{\partial T}{\partial z} - \frac{\partial}{\partial y}\left(\varepsilon_т\rho\frac{\partial T}{\partial y}\right) - \right.$$
$$\left. - \frac{\partial}{\partial z}\left(\varepsilon_т\rho\frac{\partial T}{\partial z}\right)\right] = Q_т + Q_{CO} + Q_{лет} - Q_{изл}. \qquad (10.31)$$

Уравнение движения

$$\rho u\frac{\partial u}{\partial x} + \rho v\frac{\partial u}{\partial y} + \rho w\frac{\partial u}{\partial z} - \frac{\partial}{\partial y}\left(\varepsilon\rho\frac{\partial u}{\partial y}\right) - \frac{\partial}{\partial z}\left(\varepsilon\rho\frac{\partial u}{\partial z}\right) = 0. \qquad (10.32)$$

Уравнение неразрывности

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0. \qquad (10.33)$$

Уравнение массообмена для кислорода

$$\rho u\frac{\partial C}{\partial x} + \rho v\frac{\partial C}{\partial y} + \rho w\frac{\partial C}{\partial z} - \frac{\partial}{\partial y}\left(\varepsilon_c\rho\frac{\partial C}{\partial y}\right) - \frac{\partial}{\partial z}\left(\varepsilon_c\rho\frac{\partial C}{\partial z}\right) =$$
$$= -\rho\,(G_т + G_{CO} + G_{лет}) \qquad (10.34)$$

Уравиеиие массообмеиа для CO_2

$$\rho u \frac{\partial C_2}{\partial x} + \rho v \frac{\partial C_2}{\partial y} + \rho w \frac{\partial C_2}{\partial z} - \frac{\partial}{\partial y}\left(\varepsilon_c \rho \frac{\partial C_2}{\partial y}\right) -$$

$$- \frac{\partial}{\partial z}\left(\varepsilon_c \rho \frac{\partial C_2}{\partial z}\right) = \rho\,(G'_{\text{т}} + G'_{\text{CO}} + G'_{\text{лет}} - G'_{\text{CO}_2}). \qquad (10.35)$$

Здесь $c_{\text{см}}$ — теплоемкость пылевоздушной смеси; $\varepsilon_{\text{т}}$, ε_u, $\varepsilon_{\text{с}}$ — соответственно коэффициеиты турбулеитного обмена для температуры, скорости и концентрации; C и C_2 — концеитрации O_2 и CO_2.

В правой части уравнения (10.31) записаны количества теплоты, выделяющейся из-за сгорания частиц топлива различных размеров, окиси углерода, летучих и потери теплоты за счет излучения факела на экраны топки. В правых частях уравнений (10.34) и (10.35) записаны количества кислорода (двуокиси углерода), измеияющиеся за счет горения углерода, CO, летучих и восстановления CO_2.

Приведенная система уравнений решается для начальных участков струй, основных участков, участков совместного движения в топочной камере. Для возможности решения уравнений в частных производиых применяются численные методы.

ГЛАВА ОДИННАДЦАТАЯ

ТЕПЛООБМЕН В ПОЛУРАДИАЦИОННЫХ И КОНВЕКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЯХ НАГРЕВА

11.1. СИСТЕМА УРАВНЕНИЙ ЭНЕРГИИ ПО ГАЗАМ И РАБОЧЕМУ ТЕЛУ ПРИ ТЕПЛООБМЕНЕ

Тепловой расчет поверхностей нагрева парового котла производится на основе применения аналитических методов и теории подобия к процессам теплообмена. При этом учитываются все сложности процессов: сочетание радиационной и конвективной теплоотдачи от газового потока, присутствие твердых примесей в дымовых газах, сложный характер омывания поверхностей, наличие наружных и внутренних загрязнений, особенности формы поверхностей нагрева — ребристых, плавниковых труб, волнистых набивок РВП и т. д.

В расчете поверхностей нагрева, расположенных непосредственно за топочной камерой, например ширмовых, необходимо учитывать излучение, проникающее из топочной камеры. Такие поверхности называют *полурадиационными*. За ними по ходу газов располагают конвективные поверхности.

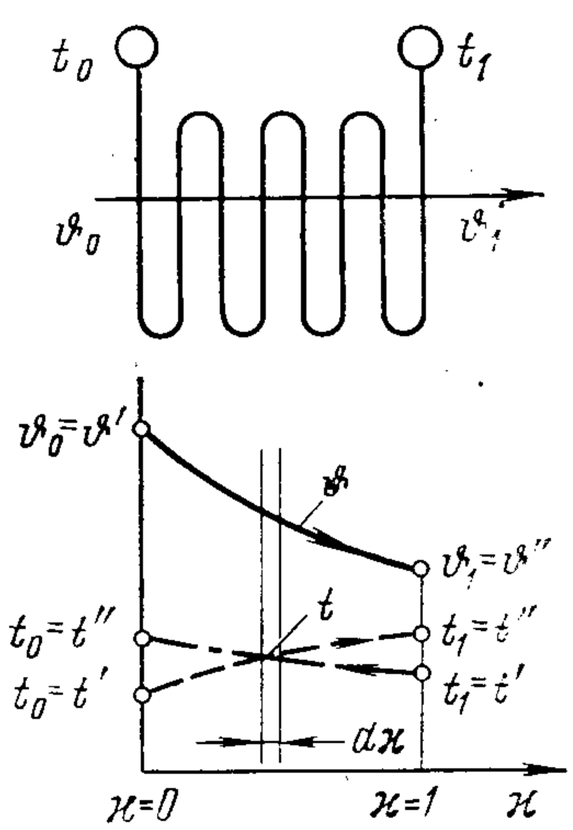


Рис. 11.1. Расчетная схема теплообмеиника

Для поверхности нагрева можно составить дифференциальные уравнения энергии по газам и рабочему телу. Изменение количества теплоты в элементе теплообменника длиной dx (рис. 11.1), отданной газами и воспринятой рабочим телом, равно количеству теплоты, переданной за счет теплопередачи. Без учета дополнительных источников теплоты за счет присосов и лучистой теплоотдачи из топки систему дифференциальных уравнений для газов и рабочего тела можно за-

писать в виде

$$\left.\begin{aligned} -\varphi B_{\text{р}} dI &= k(\vartheta - t)\frac{H}{X}dx; \\ \pm D\,\mathrm{d}i &= k(\vartheta - t)\frac{H}{X}dx, \end{aligned}\right\} \qquad (11.1)$$

где $B_{\text{р}}$ — расчетный расход топлива, кг/с; D — расход рабочего тела (пара, воды), кг/с; φ — коэффициент сохранения теплоты; I — энтальпия газа, отнесенная к 1 кг топлива, кДж/кг; i — энтальпия рабочего тела, кДж/кг; k — текущее значение коэффициента теплопередачи, кВт·м$^{-2}$·К$^{-1}$; $(\vartheta - t)$ — текущее значение разности температур газа и рабочего тела (температурный напор), К; H/X — отношение поверхности к длине теплообменника, м^2/м; x — текущее значение длины теплообменника по ходу газов, м.

В первом уравнении системы (11.1) знак минус показывает, что энтальпия газов уменьшается по длине теплообменника. Во втором уравнении системы (11.1) знак плюс принимается для прямотока, знак минус — для противотока. Система (11.1) является нелинейной вследствие зависимости энтальпий и коэффициента теплопередачи от температуры.

Покажем, как может быть решена эта система, если в первом приближении пренебречь зависимостями теплоемкостей и коэффициента теплопередачи от температуры. Дифференциалы энтальпий можно представить как

$$dI = V_{\text{г}} c_{\text{г}} d\vartheta; \qquad (11.2)$$

$$di = c\,dt, \qquad (11.3)$$

где $V_{\text{г}}$ — объем газов, отнесенный к 1 кг топлива, м^3/кг; $c_{\text{г}}$ — теплоемкость газов, кДж/(м^3·К); c — теплоемкость рабочего тела, кДж/(кг·К).

Систему (11.1) удобно записать в виде

$$\left.\begin{aligned} -d\vartheta &= b(\vartheta - t)d\varkappa; \\ dt &= a(\vartheta - t)d\varkappa, \end{aligned}\right\} \qquad (11.4)$$

где $d\varkappa = \dfrac{dx}{X}$; $b = \dfrac{kH}{\varphi B_{\text{р}} V_{\text{г}} c_{\text{г}}}$; $a = \pm\dfrac{kH}{Dc}$.

Способ решения системы (11.4), принятый в нормативном методе теплового расчета котельных агрегатов, заключается в приведении двух дифференциальных уравнений для температур к одному уравнению для температурных напоров. Вычитая почленно уравнения системы (11.4), можно получить

$$d(\vartheta - t) = -(a+b)(\vartheta - t)d\varkappa \qquad (11.5)$$

или

$$\frac{d(\vartheta - t)}{\vartheta - t} = -(a+b)d\varkappa. \qquad (11.6)$$

Обозначим температуры при $\varkappa = 0$ буквами ϑ_0 и t_0 и при $\varkappa = 1$ буквами ϑ_1 и t_1. Проинтегрируем уравнение (11.5), считая a и b постоянными:

$$\int_{(\vartheta_0 - t_0)}^{(\vartheta_1 - t_1)} d(\vartheta - t) = -(a+b)\int_0^1 (\vartheta - t)d\varkappa. \qquad (11.7)$$

Интеграл в правой части обозначим как среднеинтегральный температурный напор Δt

$$\int_0^1 (\vartheta - t)\,d\varkappa = \Delta t. \qquad (11.8)$$

Тогда уравнение (11.7) после интегрирования левой части запишется в виде

$$(\vartheta_1 - t_1) - (\vartheta_0 - t_0) = -(a+b)\Delta t. \tag{11.9}$$

Запишем интеграл уравнения (11.6)

$$\int_{(\vartheta_0 - t_0)}^{(\vartheta_1 - t_1)} \frac{d(\vartheta - t)}{\vartheta - t} = -(a+b)\int_0^1 d\varkappa. \tag{11.10}$$

В результате интегрирования получим

$$\ln \frac{\vartheta_1 - t_1}{\vartheta_0 - t_0} = -(a+b). \tag{11.11}$$

Из выражений (11.9) и (11.11) исключим $-(a+b)$. Тогда

$$\Delta t = \frac{(\vartheta_1 - t_1) - (\vartheta_0 - t_0)}{\ln \dfrac{\vartheta_1 - t_1}{\vartheta_0 - t_0}}. \tag{11.12}$$

Полученное выражение в теории теплопередачи получило название среднелогарифмического температурного напора. В выражении (11.9) значение Δt подставляется из формулы (11.12), а величина k в выражениях a и b обычно вычисляется по среднеарифметическим значениям температур газа и рабочего тела. Такой способ решения дифференциальных уравнений энергии для теплообменников удобен для ручного расчета. Для поверочных расчетов паровых котлов на ЭВМ применяются другие методы решений уравнений энергии (см. гл. 16).

Интегралы уравнений системы (11.4) можно представить в виде

$$\left.\begin{aligned} -\int_{\vartheta_0}^{\vartheta_1} d\vartheta &= b\int_0^1 (\vartheta - t)d\varkappa; \\ \int_{t_0}^{t_1} dt &= a\int_0^1 (\vartheta - t)d\varkappa. \end{aligned}\right\} \tag{11.13}$$

Обозначив $\vartheta_0 = \vartheta'$; $\vartheta_1 = \vartheta''$ и, кроме того, $t_0 = t'$; $t_1 = t''$ для прямотока, а $t_0 = t''$, $t_1 = t'$ для противотока (рис. 11.1) и раскрыв значения a и b, получим:

$$\left.\begin{aligned} \varphi B_p(I' - I'') &= kH\Delta t; \\ D(i'' - i') &= kH\Delta t, \end{aligned}\right\} \tag{11.14}$$

где левые части уравнений выражают соответственно количество теплоты, переданной газами и воспринятой рабочим телом по балансу, а правые — количество теплоты, переданной за счет теплопередачи. Эти количества теплоты обычно относят к единице расхода топлива. Тогда баланс теплоты по газам, рабочему телу и теплопередаче выразится как

$$Q_б^г = \varphi(I' - I''); \tag{11.15}$$

$$Q_б^{р.т} = \frac{D}{B_p}(i'' - i'); \tag{11.16}$$

$$Q_т = \frac{kH}{B_p}\Delta t. \tag{11.17}$$

При необходимости в формулах (11.15), (11.16) следует учесть дополнительные источники теплоты — присосы и излучение из топки:

$$Q_б^г = \dot{\varphi}(I' - I'' + \Delta\alpha I^0_{прс});$$

$$Q_б^{р.т} = \frac{D}{B_p}(i'' - i') - Q_л,$$

где $\Delta\alpha$ — присосы в поверхности нагрева; $I^0_{\text{прс}}$ — энтальпия присасываемого воздуха; $Q_л$ — теплота, полученная лучевоспринимающими поверхностями излучением из топки.

11.2. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА. СКОРОСТИ ГАЗОВ И РАБОЧЕГО ТЕЛА

Расчетная поверхность нагрева в конвективных теплообменниках принимается равной полной поверхности труб, м²,

$$H = \pi d l z_1 z_2, \tag{11.18}$$

где d — расчетный диаметр труб, равный наружному диаметру для перегревателей, экономайзеров, переходных зон и среднему между наружным и внутренним диаметру труб для трубчатого воздухоподогревателя, м; l — средняя длина одного хода змеевика или трубы воздухоподогревателя, м; z_1 и z_2 — соответственно число труб поперек и по ходу газов (или воздуха для ВП).

Формула (11.18) применяется при поверочных расчетах, когда известны все геометрические характеристики поверхности нагрева. При конструкторских расчетах известно заранее количество теплоты, которое должно быть передано данной поверхности нагрева, но неизвестна сама величина этой поверхности. Тогда поверхность нагрева находят преобразованием формулы (11.17)

$$H = B_р Q_т / k\Delta t, \tag{11.19}$$

где $Q_т = Q_б^г = Q_б^{р.т}$.

Это значит, что количество теплоты, переданное за счет теплообмена, равно количеству теплоты, отданному газами и воспринятому рабочим телом.

Расчетную поверхность ширмовых перегревателей принимают равной удвоенной площади плоских поверхностей, проходящих через оси труб с учетом углового коэффициента x. Расчетную поверхность регенеративного воздухоподогревателя определяют как двухстороннюю поверхность пластин набивки.

Расчетное живое сечение для прохода газов в змеевиковых поверхностях нагрева и воздуха в трубчатом воздухоподогревателе определяют по формуле

$$F_г = ab - z_1 l d, \tag{11.20}$$

где a и b — размеры газохода (воздуховода) в расчетном сечении, м; d и l — наружный диаметр и длина труб, м.

Живое сечение для прохода среды внутри труб

$$F = z \frac{\pi d_{вн}^2}{4}, \tag{11.21}$$

где $d_{вн}$ — внутренний диаметр труб, м; z — число параллельно включенных труб, внутри которых движется среда.

Для расчета теплоотдачи излучением продуктов сгорания требуется определить эффективную толщину излучающего слоя. Если газовый объем ограничен со всех сторон ограждающими плоскостями, толщина излучающего слоя подсчитывается, как для топки, по формуле (10.10).

Для гладкотрубных пучков эта формула преобразуется

$$s = 0{,}9 d \left(\frac{4 s_1 s_2}{\pi d^2} - 1 \right), \tag{11.22}$$

где s_1 и s_2 — соответственно поперечный и продольный шаги труб.

Для ширмовых поверхностей нагрева

$$s = \frac{1{,}8}{\frac{1}{A}+\frac{1}{B}+\frac{1}{C}}, \qquad (11.23)$$

где A, B, C — соответственно высота, ширина и глубина единичной камеры, образованной двумя соседними ширмами, м.

Живое сечение для прохода газов и рабочего тела определяет скорость соответствующей среды, рассчитываемую по среднеарифметическим значениям температур, избытков воздуха, давлений:

$$w_г = \frac{B_р V_г g_г (\vartheta + 273)}{F_г \cdot 273}, \qquad (11.24)$$

где $g_г$ — доля расхода газов, пропускаемых через рассчитываемый газоход (при пропуске всего количества газов $g_г = 1$); $\vartheta = 0{,}5(\vartheta' + \vartheta'')$ — среднее значение температуры газов, °С; $F_г$ — расчетное живое сечение для прохода газов, м².

Скорость воздуха в воздухоподогревателе

$$w_в = \frac{B_р \beta_{вп} V^0 g_в (t + 273)}{F_в \cdot 273}, \qquad (11.25)$$

где $g_в$ — доля расхода воздуха, пропускаемого через воздухоподогреватель; $t = 0{,}5(t' + t'')$ — средняя температура воздуха, °С; $F_в$ — расчетное живое сечение для прохода воздуха, м²; $\beta_{вп}$ — отношение количества воздуха к теоретически необходимому в воздухоподогревателе.

Скорость пара и воды

$$w_{п(в)} = \frac{D g v_{ср}}{F_{п(в)}}, \qquad (11.26)$$

где g — доля расхода пара (воды) через данную поверхность нагрева; $v_{ср}$ — средний удельный объем пара (воды), м³/кг; $F_{п(в)}$ — расчетное живое сечение для прохода пара (воды), м².

В табл. 11.1 даны рекомендуемые Нормами теплового расчета геометрические параметры и наивыгоднейшие скорости омывания конвективных поверхностей. На рис. 11.2 показаны компоновки змеевиков трубных пучков: коридорный в области повышенных и шахматный — пониженных температур газа. В табл. 11.1 также приведены ориентировочные значения наружных диаметров и шагов труб для поверхностей нагрева. Если золовой износ не ограничивает скорость газов, как, например, для жидких и газообразных топлив, то скорость выбирается на основе технико-экономиче-

Таблица 11.1. **Ориентировочные значения наружных диаметров, шагов труб и экономически наивыгоднейших скоростей газов и рабочего тела для котлов высокого давления**

Наименование поверхности	Компоновка труб	d, мм	s_1, мм	s_2, мм	$w_г^{эк}$, м/с	$w_{р.т}^{эк}$, м/с	$\rho w_{р.т}^{эк}$, кг/(м²·с)
Ширмы сверху топки	Коридорная	28—42	⩾550	$(1{,}1—1{,}25)d$	—	20—30	1200—1500
Ширмы в газоходе	То же	28—42	350—400	$(1{,}1—1{,}25)d$	—	15—25	900—1200
Перегреватели в горизонтальном газоходе	То же	28—42	$(2{,}5—3{,}5)d$	$(2—2{,}5)d$	12—16	18—25	1000—1200
Перегреватели в конвективной шахте	Шахматная	28—42	$(3—3{,}5)d$	$(2—2{,}5)d$	11—15	15—20	900—1000
Вторичные перегреватели	То же	54—60	$(3—4)d$	$(2—2{,}5)d$	17—20	25—30	300—350
Экономайзеры	То же	28—38	$(3—4)d$	$(2—2{,}5)d$	11—15	0,8/1,5*	700/1200
Трубчатые ВП	То же	33—40	$(1{,}2—1{,}5)d$	$(1—1{,}1)d$	9—13	4—6	—
РВП	—	—	—	—	9—11	6—8	—

* Первая цифра—для некипящего экономайзера, вторая—для кипящего.

ского расчета. При увеличении скорости газов улучшается теплообмен, уменьшается требуемая поверхность нагрева, в результате чего снижаются капитальные затраты на изготовление данной поверхности нагрева. С другой стороны, при увеличении скорости газов растет гидравлическое сопротивление поверхности и увеличиваются эксплуатационные расходы на тягу. В результате можно определить экономически наивыгоднейшие скорости газов, соответствующие минимуму суммарных годовых затрат. Таким же образом можно найти и экономически наивыгоднейшие скорости рабочего тела. Ориентировочные значения этих скоростей приведены в табл. 11.1.

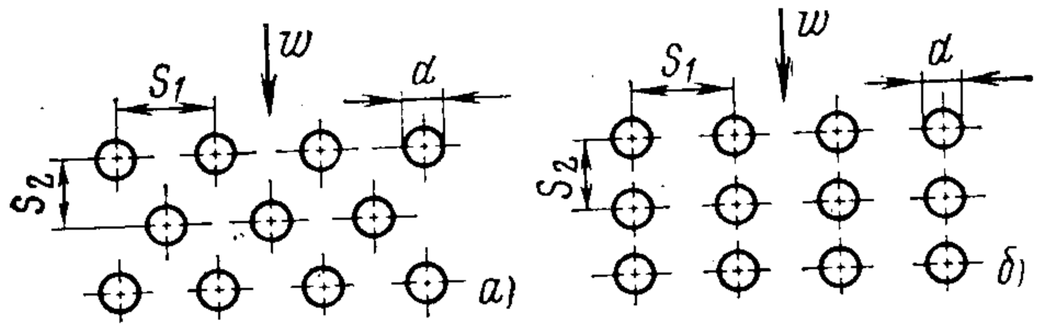


Рис. 11.2. Компоновка труб в конвективных пучках:
а — шахматная; *б* — коридориая; S_1 — поперечиый шаг; S_2 — продольный шаг

Однако для зольных твердых топлив допустимые значения скоростей газов определяются условиями заноса (загрязнения) и износа (эрозии) поверхностей нагрева летучей золой, поэтому они отличаются от экономически наивыгоднейших.

Таблица 11.2. **Ориентировочные значения предельно допустимых скоростей газов**

Топливо	$w_г^{мин}$, м/с	$w_г^{макс}$, м/с		Топливо	$w_г^{мин}$, м/с	$w_г^{макс}$, м/с	
		$s_1/d=2,5$	$s_1/d=4$			$s_1/d=2,5$	$s_1/d=4$
Бурый уголь	6	9	8	Антрацитовый штыб	6	11	10
Каменный уголь	6	10	9	Экибастузский уголь	6	7	6
Тощий уголь	6	12	10				

В табл. 11.2 даны минимальные значения скоростей газов для типовых твердых топлив, рекомендуемые из условий предотвращения заноса, а также максимальные значения, рекомендуемые из условий предотвращения износа поверхностей нагрева. Эти скорости рекомендуются для поверхностей, расположенных на входе в первый пакет конвективной шахты.

11.3. КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

При расчете передачи теплового потока от газов к рабочему телу через стенки поверхностей нагрева котлов необходимо учитывать возможность появления наружных и внутренних загрязнений: наружные возникают из-за осаждения золы или сажи при омывании труб потоком дымовых газов; внутренние могут быть обусловлены появлением накипи. Как внутренние, так и наружные загрязнения уменьшают количество передаваемой теплоты. Однако внутренние загрязнения, создавая термическое сопротивление оттоку теплоты к охлаждающей среде (воде, пару), могут вызвать недопустимый рост температуры стенки трубы. Поэтому их величина должна быть минимальной.

Расчет теплоотдачи из-за небольшой толщины стенки металлических труб поверхностей нагрева ведут, как для многослойной плоской стенки. Коэффициент теплопередачи при этом от газов к рабочему телу будет выражаться следующей зависимостью:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_з}{\lambda_з} + \frac{\delta_м}{\lambda_м} + \frac{\delta_н}{\lambda_н} + \frac{1}{\alpha_2}}, \qquad (11.27)$$

где α_1 — коэффициент теплоотдачи от газов к стенке, кВт/(м²·К); α_2 — коэффициент теплоотдачи от стенки к рабочему телу, кВт/(м²·К); $\lambda_з$, $\lambda_м$, $\lambda_н$ — соответственно коэффициенты теплопроводности слоя золовых загрязнений, металлической стенки трубы и слоя внутренних загрязнений (накипи), кВт/(м·К); $\delta_з$, $\delta_м$, $\delta_н$ — соответственно толщины слоя золовых загрязнений, металлической стенки трубы и слоя внутренних загрязнений, м.

Термическое сопротивление слоя золовых загрязнений $\delta_з/\lambda_з$ называют коэффициентом загрязнения ε:

$$\varepsilon = \delta_з/\lambda_з. \qquad (11.28)$$

Термическим сопротивлением металлической стенки трубы $\delta_м/\lambda_м$ обычно пренебрегают из-за большого значения $\lambda_м$. Однако в расчетах паро-паровых теплообменников, а также в расчетах температуры металлической стенки эту величину следует учитывать.

Термическое сопротивление слоя внутренних отложений (накипи) $\delta_н/\lambda_н$ в расчетах не учитывают, так как при нормальной эксплуатации толщина этого слоя должна быть весьма малой. Коэффициенты теплоотдачи и теплопроводности, входящие в формулу (11.27), зависят от большого числа факторов, в том числе от температур газов и рабочего тела.

Как упоминалось, при выводе уравнений теплообмена [см. формулу (11.17)] коэффициент теплопередачи и все составляющие его коэффициенты подсчитываются по средним значениям температур на входе и выходе из поверхности нагрева. Для заданных поверхностей нагрева коэффициент теплопередачи (11.27) приобретает конкретное значение в зависимости от особенностей теплообмена. Так, например, для ширмовой поверхности нагрева вводится множитель $Q_л/Q_б$, учитывающий теплоту, воспринятую из топки. Тогда коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \left(1 + \frac{Q_л}{Q_б}\right)\left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2}\right)}, \qquad (11.29)$$

где $Q_б$ — количество теплоты, отданной поверхности газами, кДж/кг; $Q_л$ — количество теплоты, передаваемое ширмам излучением из топки, кДж/кг.

Величину $Q_л$ учитывают при определении количества теплоты, воспринятой паром по балансу. Коэффициент загрязнения ε зависит от сорта сжигаемого топлива и несколько увеличивается с ростом температуры газов.

Для конвективных перегревателей, имеющих шахматное расположение труб, и при сжигании твердого топлива коэффициент теплопередачи рассчитывается по формуле

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2}\right)\alpha_1}. \qquad (11.30)$$

Коэффициент загрязнения ε для поперечно омываемых шахматных пучков уменьшается с увеличением скорости газов и крупности золовых частиц в газах, так как это способствует процессу самоочистки поверхностей нагрева. Коэффициент загрязнения будет уменьшаться при меньших значениях диаметров труб и продольных шагов между ними, что препятствует удержанию слоя загрязнений на трубах и в промежутках между рядами труб.

В некоторых случаях из-за отсутствия данных о коэффициенте загрязнения ε вводят коэффициент эффективности ψ, представ-

ляющий собой отношение коэффициентов теплопередачи загрязненных и чистых труб.

Коэффициент ψ учитывают при сжигании газа и мазута, а также в коридорных пучках при сжигании твердого топлива. В этом случае для перегревателей

$$k = \psi \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}. \tag{11.31}$$

Для экономайзеров, переходных зон, а также для перегревателей сверхкритического давления $\alpha_2 \gg \alpha_1$, поэтому для этих поверхностей нагрева формулы (11.30) и (11.31) принимают соответственно вид

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \alpha_1}; \tag{11.32}$$

$$k = \psi \alpha_1. \tag{11.33}$$

Грубчатые воздухоподогреватели рассчитываются с помощью коэффициента использования ξ, учитывающего влияние загрязнений труб, неполноты омывания и перетоков воздуха:

$$k = \xi \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}. \tag{11.34}$$

Коэффициент эффективности ψ принимается в пределах 0,6—0,7, коэффициент использования ξ — в пределах 0,70—0,85.

Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке α_1 определяют как сумму коэффициентов теплоотдачи за счет конвекции $\alpha_к$ и излучения $\alpha_л$ с учетом коэффициента использования ξ_1, учитывающего неравномерность омывания поверхности нагрева газами:

$$\alpha_1 = \xi_1 (\alpha_к + \alpha_л). \tag{11.35}$$

Коэффициент ξ_1 принимают равным 0,85 для ширмовых перегревателей при скорости газов $w_г \geqslant 4$ м/с; для конвективных поверхностей нагрева $\xi_1 = 1$.

Коэффициенты теплоотдачи конвекцией $\alpha_к$ могут быть найдены на основе теории подобия, устанавливающей связь между определяемым критерием Нуссельта и определяющими критериями Рейнольдса и Прандтля:

$$\mathrm{Nu} = A\,\mathrm{Re}^m \mathrm{Pr}^n, \tag{11.36}$$

где A, m и n — экспериментально определяемые константы.

Для поперечно омываемых коридорных пучков и ширм расчетная формула для коэффициента теплоотдачи конвекцией имеет вид

$$\alpha_к = 0{,}2 C_z C_s \frac{\lambda}{d} \mathrm{Re}^{0{,}65} \mathrm{Pr}^{0{,}33}, \tag{11.37}$$

где C_z и C_s — соответственно поправки на число рядов труб по ходу газов и геометрическую компоновку пучков; λ — коэффициент теплопроводности потока, кВт·м$^{-1}$·К$^{-1}$. При $z_2 \geqslant 10$ $C_z = 1$. Для конвективных перегревателей $C_s \approx 1$, для ширмовых — при $s_1/d > 3$ $C_s \approx 0{,}6$.

Для поперечно омываемых шахматных пучков

$$\alpha_к = C_z' C_s' \frac{\lambda}{d} \mathrm{Re}^{0{,}6} \mathrm{Pr}^{0{,}33}. \tag{11.38}$$

При $z_2 \geqslant 10$ $C'_z = 1$. Величина C'_s примерно равна 0,35.

Для продольного омывания поверхностей нагрева газовым, водяным и паровым потоками

$$\alpha_к = 0{,}023 C_t C_d C_l A \frac{\lambda}{d} \mathrm{Re}^{0{,}8} \mathrm{Pr}^{0{,}4}, \qquad (11.39)$$

где C_t, C_d, C_l, A — соответственно поправки на температуру потока, эквивалентный диаметр для кольцевых каналов, длину трубы или канала, тип набивки для РВП.

Коэффициент теплоотдачи излучением продуктов сгорания, входящий в выражение (11.35), определяют как количество теплоты, переданной от газов к стенке за счет радиационного теплообмена $q_л$ и отнесенной к разности средних температур газов ϑ и загрязненных стенок лучевоспринимающих поверхностей $t_з$:

$$\alpha_л = q_л / (\vartheta - t_з). \qquad (11.40)$$

Для запыленного потока количество теплоты, переданной радиацией, в соответствии с законом Стефана — Больцмана пропорционально разности четвертых степеней абсолютных температур газа и загрязненных стенок

$$q_л = \sigma_0 \frac{a_з + 1}{2} a (T^4 - T_з^4), \qquad (11.41)$$

где σ_0 — коэффициент излучения абсолютно черного тела, кВт·м$^{-2}$·К$^{-4}$; $a_з$ — степень черноты загрязненных стенок (обычно принимают $a_з = 0{,}8$); a — степень черноты потока, определяемая по формуле (10.9).

Температура загрязненной стенки зависит от суммарного — конвективного и лучистого теплового потока $(Q_к + Q_л)$, коэффициента теплоотдачи от стенки к рабочему телу, протекающему в трубах α_2, коэффициента загрязнения ε, а также от средней температуры рабочего тела t:

$$t_з = t + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2}\right) \frac{B_р}{H} (Q_к + Q_л). \qquad (11.42)$$

Формула (11.42) применяется для расчетов температуры $t_з$ высокотемпературных поверхностей нагрева. Для экономайзеров и переходных зон при температурах газов $\vartheta > 400$ °С разность между $t_з$ и t может приниматься примерно равной 60 °С, при $\vartheta \leqslant 400$ °С разность примерно равна 25 °С.

РАЗДЕЛ IV

ГАЗО- И ГИДРОДИНАМИКА

ГЛАВА ДВЕНАДЦАТАЯ

ГАЗОДИНАМИКА ВОЗДУШНОГО И ГАЗОВОГО ТРАКТА ПАРОГЕНЕРИРУЮЩИХ АГРЕГАТОВ

12.1. ОБЩИЕ ВОПРОСЫ ГАЗОДИНАМИКИ

В современных паровых котлах скорость газа и воздуха в поверхностях нагрева и газоходах составляет 5—30 м/с, в отдельных конструкциях высоконапорных агрегатов скорости газов 100—200 м/с, в установках МГД-генераторов скорости газов достигают скорости звука.

Известно, что для газов квадрат скорости звука (скорости распространения малых возмущений) определяется формулой $c^2_0 = dp/d\rho$. Используя ее, запишем формулу для определения скорости звука

$$c_0 = \sqrt{KRT}, \qquad (12.1)$$

где $K=c_p/c_v$ — показатель адиабаты; R — газовая постоянная; T — температура, К.

Скорость звука для воздуха при $K=1{,}4$ и $R=287{,}14$ Дж/(кг·К) подсчитывается по формуле

$$c_0 = 20{,}1\sqrt{T}. \tag{12.2}$$

При высоких скоростях, приближающихся к скорости звука, в расчетах необходимо учитывать сжимаемость газа, при этом находят число Маха — отношение скорости газа или воздуха к скорости звука

$$M=w/c_0. \tag{12.3}$$

При $M<1$ имеет место дозвуковое течение газа, при $M>1$ — сверхзвуковое.

Отношение плотностей для газов (при учете и без учета сжимаемости), используя уравнения состояния и движения, получим

$$\rho/\rho_0=[1+0{,}5(K-1)M^2]^{1/(K-1)}. \tag{12.4}$$

По формуле (12.4) определим, до какой скорости газа можно не учитывать влияние сжимаемости. Пусть нас устраивает погрешность в определении плотности $\sim 2\%$, из формулы (12.4) найдем для воздуха число Маха, значение которого будет $M=0{,}2$, а при $c_0=340$ м/с получается $w=70$ м/с. Следовательно, при скорости воздуха (газа) <70 м/с погрешность в определении плотности от неучета сжимаемости составит $<2\%$, что вполне приемлемо для инженерных расчетов.

Установим связь для изменения параметров газа при течении по трубопроводу переменного сечения. Используя уравнения неразрывности и энергии для одномерного стационарного потока (гл. 13), а также формулу для числа Маха, объединим их, и тогда результат запишем в виде

$$\frac{d\rho}{\rho}=\frac{M^2}{1-M^2}\frac{df}{f}. \tag{12.5}$$

Уравнение (12.5) позволяет проанализировать влияние перемены сечения, по которому движется газ, на изменение скорости и плотности потока с учетом сжимаемости.

Газ, движущийся при $M<1$ (дозвуковой поток), в расширяющейся трубе ($df>0$) тормозится, а в суживающейся, когда $df<0$, будет ускоряться. Газ, движущийся при $M>1$ (сверхзвуковой поток), в расширяющейся трубе, наоборот, ускоряется, а в суживающейся — тормозится. Изменение плотности будет обратно изменению скорости, что следует из уравнения неразрывности.

12.2. ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ ЭЛЕМЕНТОВ ПАРОВОГО КОТЛА

Подача воздуха в котел осуществляется обычно дутьевым вентилятором (центробежным или осевым), дымовые газы удаляются из агрегата при помощи дымососа в принципе аналогичной конструкции (см. § 12.3). Из небольших установок газы удаляются за счет естественной тяги дымовой трубы.

В газовоздушном тракте котла применяются два способа транспортировки воздуха и газов: с помощью уравновешенной тяги и за счет наддува.

Во многих котельных установках широко распространена уравновешенная схема с разрежением по газоходам (рис. 12.1). В этом случае воздух для горения подается дутьевым вентилятором в воздухоподогреватель и оттуда в топочную камеру. Дымосос создает небольшое

разрежение вверху топки — около 20 Па и преодолевает сопротивление конвективной шахты и газоходов. Поскольку конвективная шахта и газоходы котла находятся под разрежением, то в них происходит присос воздуха из помещения котельной через различные неплотности. Дымосос работает на частично запыленных газах после золоуловителей. Дутьевые вентиляторы создают полное давление 2500—5000 Па, дымососы — 3000—4500 Па.

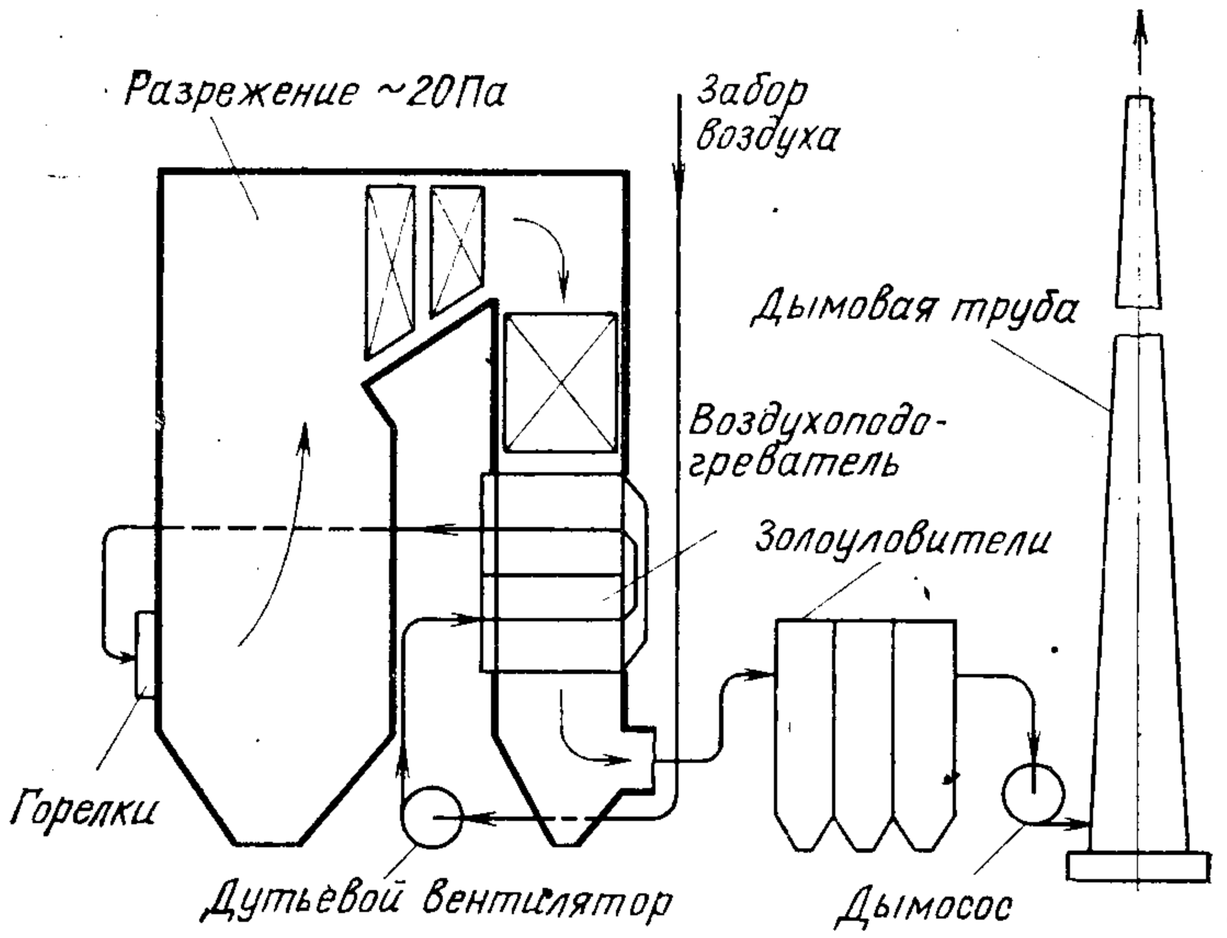


Рис. 12.1. Схема газовоздушного тракта котельной установки

Производительность тягодутьевых машин зависит от паропроизводительности котла. Так, для агрегата П-67 к блоку 800 МВт, предназначенного для работы на канско-ачинских бурых углях, проектом предусмотрена установка трех дымососов производительностью по 530 м³/с с полным давлением 5800 Па при частоте вращения 83 об/с. В дальнейшем намечено создание более мощных дымососов из расчета два дымососа на котел.

Схема под наддувом организована на некоторых современных мощных котлах, оборудованных цельносварными мембранными экранами. В этом случае все газоходы, топочная камера и воздухоподогреватель находятся под наддувом. При этом исключается дымосос, работающий на запыленном потоке газов, наддув осуществляется дутьевыми вентиляторами с полным давлением 3000—6000 Па, а в специальных конструкциях высоконапорных агрегатов с избыточным давлением около 0,3—0,6 МПа — компрессором.

Количество холодного воздуха, подаваемого вентилятором, $V_{х.в}$, м³/с, зависит от массы сжигаемого топлива $B_р$, его можно подсчитать по формуле

$$V_{х.в}=\alpha_в B_р V^0 T_{х.в}/273, \qquad (12.6)$$

где $\alpha_в$ — коэффициент избытка воздуха перед вентилятором; $T_{х.в}$ — температура холодного воздуха, К.

Расход дымовых газов перед дымососм $V_д$, м³/с, рассчитывается по формуле

$$V_д=B_р[V^0_г+(\alpha_д-1)V^0]T_д/273, \qquad (12.7)$$

где $\alpha_д$ — коэффициент избытка воздуха перед дымососом; $T_д$ — температура газов перед дымососом, К.

При движении газа (воздуха) в каналах, газоходах и поверхностях нагрева давление теряется при преодолении сопротивлений трения, местных сопротивлений на изменение скорости и на нивелирной составляющей. Расчет аэродинамических сопротивлений производят для каждого вида потерь. При обтекании газом решетки из трубных поверхностей нагрева трудно отделить потери на трение и преодоление местных сопротивлений, поэтому на основании экспериментальных данных находят общие потери.

Как показывают опыты, коэффициент трения λ зависит от характера движения (турубулентного или ламинарного) и от относительной шероховатости Δ/r поверхности труб (где Δ — высота выступов шероховатостей; r — радиус трубы).

Развитое турбулентное движение газа или воздуха наиболее часто встречается в элементах котла. При турбулентном движении со сравнительно небольшими значениями Re и невысокими значениями относительной шероховатости Δ/r толщина ламинарного слоя у стенки может быть больше выступов шероховатости. В этом случае относительная шероховатость не влияет на λ, тогда газовоздухопроводы считаются «технически гладкими». Границей этой зоны ориентировочно можно принять значения $4000 \leqslant \mathrm{Re} \leqslant 40r/\Delta$. С увеличением Re проявляется зависимость от относительной шероховатости. Границами этой зоны будут $40r/\Delta \leqslant \mathrm{Re} \leqslant 1000r/\Delta$. Здесь коэффициент трения рассчитывается по опытной формуле А. Д. Альтшуля (при $M \ll 1$)

$$\lambda = 0{,}11 \sqrt[4]{(\Delta/d_{эк}) + 68/\mathrm{Re}}, \qquad (12.8)$$

где $\Delta = 0{,}1 \div 0{,}2$ мм для стальных труб и стальных газовоздуховодов, $\mathrm{Re} = d_э w/\nu$; $d_э = 4f/\Pi$ (Π — смоченный периметр сечения).

При $\mathrm{Re} > 1000r/\Delta$ будет зона квадратичного сопротивления, где коэффициент трения зависит только от относительной шероховатости $\lambda(r/\Delta)$ и рассчитывается по формуле (13.13).

Для газовоздуховодов котлов при адиабатическом течении сопротивление трения $\Delta p_{тр}$, Па, описывается формулой

$$\Delta p_{тр} = 0{,}5\lambda (l/d_э) \rho w^2. \qquad (12.9)$$

При неадиабатическом течении газовоздушного потока, т. е. в условиях теплообмена для воздухоподогревателей, к формуле (12.9) следует сделать поправку, учитывающую неодинаковость плотности в поперечном сечении канала, в результате получим

$$\Delta p_{тр}^{неад} = \Delta p_{тр} \left(\frac{2}{\sqrt{T_{ст}/T + 1}} \right)^2, \qquad (12.10)$$

где T и $T_{ст}$ — средние по рассчитываемому участку тракта абсолютные температуры текущей среды и стенки, К.

При течении газа по газоходу постоянного сечения, но с переменной температурой часть давления тратится на преодоление дополнительного сопротивления из-за изменения скоростного напора. Потери давления на ковективное ускорение (см. гл. 13) рассчитываются по формуле

$$\Delta p_{к.у} = \rho_2 w^2_2 - \rho_1 w^2_1, \qquad (12.11)$$

где w_1, w_2 — скорости газа по концам газохода. Такое течение газов в котлах встречается, например, при движении дымовых газов в трубах воздухоподогревателя.

Потери давления, связанные с переменой поперечного сечения газовоздуховода или его поворотом, зависят от местных вихреобразова-

ний и определяются по формуле

$$\Delta p_м = 0{,}5\zeta_м \rho w^2, \qquad (12.12)$$

где $\zeta_м$ — коэффициент местных сопротивлений, который определяется по Нормам аэродинамического расчета.

Образование вихрей связано с затратой энергии, а следовательно, с дополнительными гидравлическими потерями. Такие явления наблюдаются в диффузорах, поворотах, отводах и тому подобных элементах газового тракта котла, а поэтому местные потери имеют большое значение.

Для расширяющегося канала — диффузора скорость газа вдоль линии тока падает (при $M<1$), а давление, наоборот, возрастает, т. е. $p_2>p_1$. Вектор скорости в отдельных местах пограничного слоя может снизиться до нуля или даже повернуть навстречу основному движению. Это произойдет из-за недостатка кинетической энергии на преодоление разности давлений p_2-p_1, и поэтому образуются вихри, создающие большие потери энергии. Эти потери тем больше, чем больше градиент давления вдоль оси трубопровода dp/dz. Во избежание образования вихрей диффузоры следует конструировать с малым углом раскрытия $\alpha\leqslant 12°$.

Для сужающегося канала — конфузора скорость газа возрастает по ходу потока (при $M<1$), и тогда в соответствии с уравнением Бернулли давление $p_2<p_1$, так как увеличивается скоростной напор. Вихри здесь отсутствуют, скорость возрастает и в пограничном слое.

При резком расширении или сужении потока образуются вихри и соответствующие потери давления. Коэффициент местного сопротивления ζ при внезапном изменении сечения зависит от соотношения сечений f_1/f_2 и направления движения: $\zeta_{вх}=0\div 0{,}5$, $\zeta_{вых}=0\div 1{,}0$ и выбирается по Нормам аэродинамического расчета котлов. При внезапном расширении $\zeta_{раш}$ можно определить из формулы (13.16).

При повороте газовоздуховода, а с ним и потока образуются вихри по тем же причинам. Однако возрастание p_2 здесь будет происходить неодинаково вдоль сечения: на наружной кромке поворота давление повышается, у внутренней — уменьшается (в соответствии с уравнением Бернулли). В этом случае вихри образуются на наружной кромке до поворота, а на внутренней — после.

Повороты канала следует конструировать с плавным изменением направления стенок, при плавном повороте коэффициент сопротивления $\zeta_{пов}$ будет много меньше, чем для резкого. Так, при повороте на 90° при плавном исполнении с $R_{пов}/d_{кан}=1$ $\zeta_{пов}^{плав}=0{,}2$, а при резком — $\zeta_{пов}^{рез}=1{,}2$.

Сопротивления поверхностей нагрева из труб при поперечном обтекании газами составляют бо́льшую часть общего аэродинамического сопротивления котла. При поперечном омывании пучка труб основную часть общего сопротивления составляют местные потери. При обтекании пучков труб потери на трение относительно малы. При исследовании газодинамических сопротивлений определяют общие потери, а опытный материал обрабатывают в соответствии с теорией подобия в виде критерия Эйлера как функции Рейнольдса

$$Eu = cRe^n,$$

где c, n — коэффициенты, определяемые экспериментально.

Подставив соответствующие значения для критерия Эйлера, получим сопротивление трубной решетки при поперечном омывании

$$\Delta p = 0{,}5 c \mathrm{Re}^n \rho w^2. \qquad (12.13)$$

Ниже приведены расчетные формулы гидравлического сопротивления для различных видов трубных пучков.

Сопротивление коридорного пучка труб из Z рядов

$$\Delta p_{\text{кор}} = 0{,}5 c_{\text{кор}} \mathrm{Re}^n \rho w^2 Z, \qquad (12.14)$$

где $n = -0{,}2$; $c_{\text{кор}} \approx 1{,}0$ для тесных пучков при $S_1 \approx S_2 \approx 1{,}5d$.

Сопротивление шахматного пучка труб из Z рядов (с учетом различной структуры потока между трубами и на выходе из пакета)

$$\Delta p_{\text{шахм}} = 0{,}5 c_{\text{шахм}} \mathrm{Re}^n \rho w^2 (Z+1), \qquad (12.15)$$

где $n = -0{,}27$; $c_{\text{шахм}} \approx 1{,}6$ для тесных пучков при $S_1 \sim 2d$, $S_2 \sim d$.

В ряде случаев применяются шахматные мембранные трубные пучки. Плоскими мембранами соединяют прямые участки труб между петлями витков. Сопротивление таких цельносварных панелей больше, чем для такой же конфигурации гладкотрубных шахматных пучков, примерно на 10%, т. е.

$$\Delta p_{\text{шахм}}^{\text{мемб}} = 1{,}1 \Delta p_{\text{шахм}}.$$

При движении газа в вертикальных газоходах необходимо учитывать нивелирную составляющую общего перепада давления. Газы с повышенной температурой по сравнению с окружающей средой имеют уменьшенную плотность $\rho_г$, что создает разность массы столбов воздуха и газа. Таким образом возникает естественный напор, иначе самотяга. В подъемных газоходах самотяга направлена на преодоление сопротивления, в опускных — препятствует движению и должна преодолеваться внешним источником энергии.

При отсутствии сопротивлений и неизменной скорости газа из уравнения Бернулли простым преобразованием получается формула для определения самотяги

$$\Delta p_{\text{сам}} = \mp g (Z_2 - Z_1)(\rho_в - \rho_г), \qquad (12.16)$$

где $\rho_в$, $\rho_г$ — плотность окружающего воздуха и дымовых газов; Z_1, Z_2 — начальное и конечное расположение по высоте (знак «—» показывает на самотягу, «+» — на сопротивление).

Общий перепад давлений в котельной установке складывается из газодинамических сопротивлений отдельных элементов. Суммарный перепад определяется раздельно для воздушного и газового трактов для агрегатов с дутьевыми вентиляторами и дымососами. Для котлов под наддувом рассчитывают общее газовоздушное сопротивление.

При установке дымососа все газоходы котла находятся под разрежением. Дымосос преодолевает сопротивления, начиная с верха топки, где поддерживают разрежение ~20 Па, и далее по всему газовому тракту.

Для сильно запыленных золой дымовых газов учитывается поправка на $\mu_{\text{зол}}$, и тогда формула для определения перепада давления принимает вид

$$\Sigma \Delta p_{\text{зап}} = \Sigma \Delta p (1 + \mu_{\text{зол}}), \qquad (12.17)$$

где $\mu_{\text{зол}} = 0{,}01 a_{\text{ун}} A^р / (\rho^0_г V_г)$ — концентрация золы в газах.

Суммарное сопротивление газового тракта котла $\Sigma \Delta p_{\text{газ}}$, Па, определяют с учетом запыленности потока и воздействия самотяги:

$$\Sigma \Delta p_{\text{газ}} = \Sigma \Delta p_{\text{зап}} \mp \Sigma \Delta p_{\text{сам}}. \qquad (12.18)$$

Полное сопротивление воздушного тракта котла рассчитывают также с учетом действия самотяги

$$\Sigma\Delta p_{\text{воз}} = \Sigma\Delta p_{\text{воз}} \mp \Sigma\Delta p_{\text{сам}} - \Sigma\Delta p_{\text{сам}}^{\text{топ}}, \qquad (12.19)$$

где $\Sigma\Delta p_{\text{сам}}^{\text{топ}}$ — разрежение в топке на уровне ввода воздуха, за счет самотяги.

Для выброса газов в атмосферу служат дымовые трубы. Высота труб устанавливается в соответствии с санитарными нормами, при этом учитываются загрязненность газов золой и количество вредных выбросов (окислов серы, азота и др.). Для энергетических блоков высота дымовых труб 120—250 м и даже больше. Внутренний диаметр трубы определяется исходя из скорости газов 20—30 м/с. При расчете дымовой трубы необходимо определять не только ее самотягу, но и ее полное сопротивление — на вход, трение и выход газов.

При увеличении высоты трубы уменьшается ее жесткость, а следовательно, и прочность. Для труб **большей высоты (>250 м)** целесообразно конструировать их многоствольными (удобно — четырехствольными), когда четыре смежные трубы, объединенные металлическим каркасом, поднимаются вверх, постепенно сближаясь. Для четырех котлов к блокам 300 МВт четырехствольная труба имеет высоту 320 м. Диаметр ствола 4,8 м. Скорость дымовых газов составляет 25 м/с. На высоте 300 м все четыре ствола объединены в единый вывод. Увеличение выходного сечения объединенной трубы до $d_{\text{об}}=9{,}6$ м создает условия для образования мощной выходной струи, поднимающейся дополнительно на десятки метров.

12.3. ТЯГОДУТЬЕВЫЕ МАШИНЫ

Задача тягодутьевых машин — отсос дымовых газов и подача воздуха для обеспечения нормальной работы котла на всех нагрузках. Большое значение имеет обеспечение надежности их работы, ибо лопатки дымососов подвергаются износу летучей золой. Большое значение имеет также экономичная работа тягодутьевых машин, так, от рациональной аэродинамики ротора зависит КПД (50—90%), а следовательно, и расход на собственные нужды котельной установки.

В тягодутьевых установках применяются следующие машины: центробежные (радиальные) вентиляторы с лопатками, загнутыми вперед (рис. 12.2,*а*), с лопатками, загнутыми назад (рис. 12.2,*б*), и осевые машины (рис. 12.3).

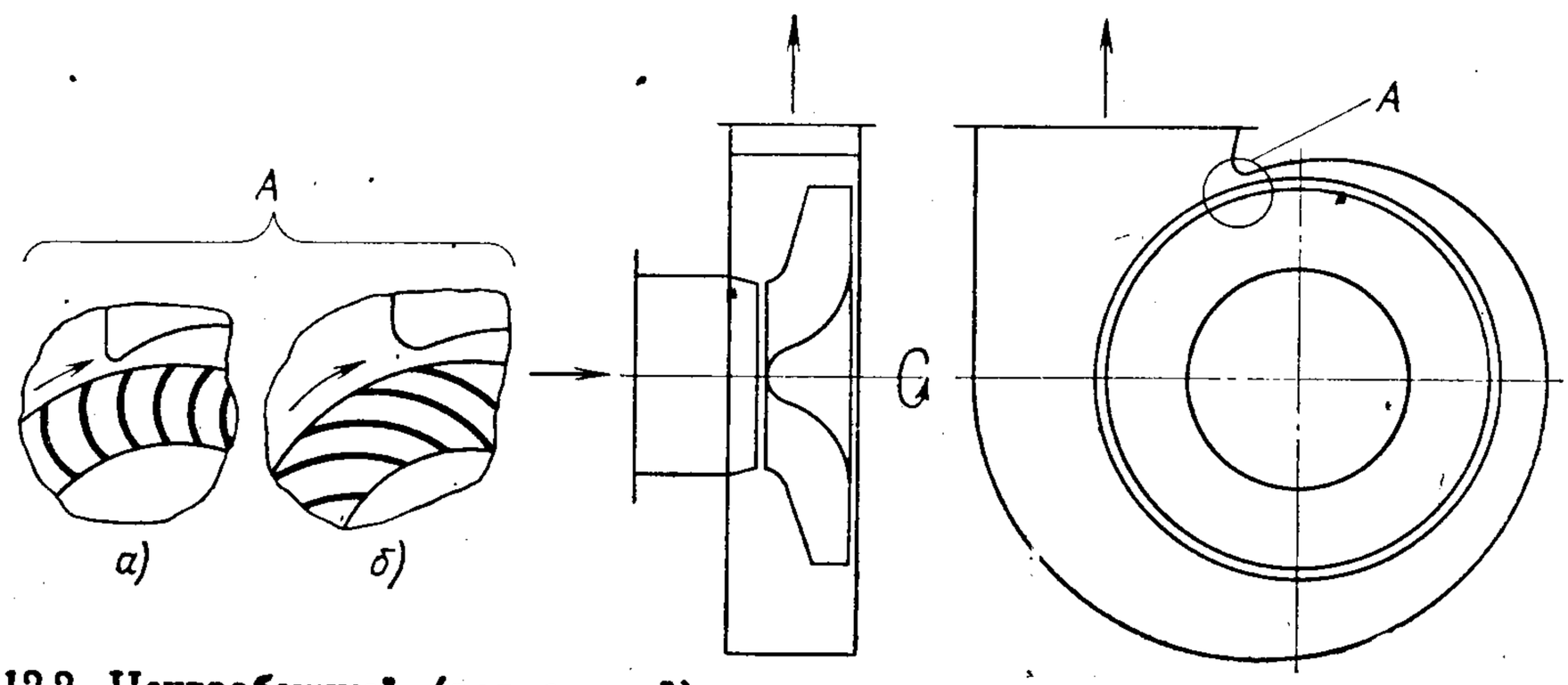


Рис. 12.2. Центробежный (радиальный) вентилятор:
а — лопатки, загнутые вперед; *б* — лопатки, загнутые назад

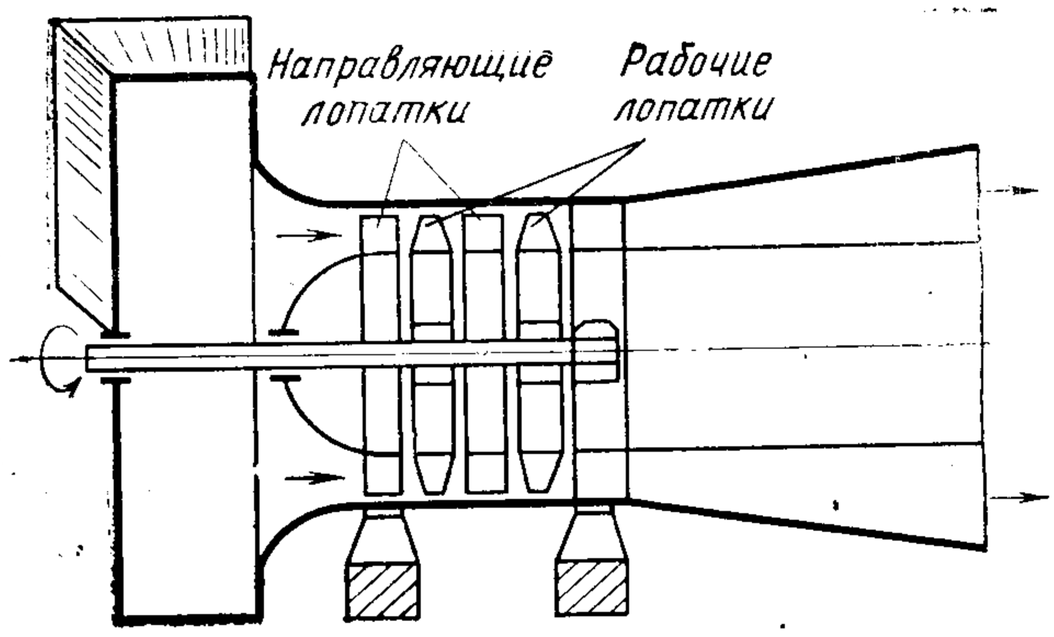


Рис. 12.3. Осевая тягодутьевая машина

Вентиляторы и дымососы с лопатками, загнутыми вперед, нашли широкое применение потому, что при умеренных значениях окружной скорости можно создать достаточно высокие давления. Однако эти машины имеют невысокий КПД (65—70%). Такие тягодутьевые машины распространены в котельных установках относительно небольшой мощности.

Центробежные тягодутьевые машины с лопатками, загнутыми назад, являются наиболее совершенными—КПД=85÷90%. Однако повышение давления получается в 2--2,5 раза меньшим, чем у машин с лопатками, загнутыми вперед.

Поскольку развиваемое давление пропорционально квадрату расхода на выходе из рабочего колеса, то приходится применять более высокую окружную скорость, что требует весьма тщательной балансировки ротора. Запыленность газового потока отрицательно сказывается на работе рабочего колеса.

Для котлов к энергоблокам мощностью 300 МВт и выше в качестве дымососов получили распространение осевые машины. В них газ движется вдоль оси. Осевые тягодутьевые машины имеют достаточно высокие КПД (около 85%). Коэффициент повышения давления на ступень — невысокий, поэтому применяют несколько ступеней. На электростанциях работают двухступенчатые осевые дымососы. В связи с повышенной окружной скоростью осевые машины имеют высокий уровень шума. Большая доля динамического давления создает определенные трудности превращения его в статическое. Малый радиальный зазор между лопатками и кожухом создает дополнительные требования к монтажу и эксплуатации.

Расчет характеристик центробежных машин

В тягодутьевой центробежной машине за счет скоростного напора создается избыточное давление в соответствии с уравнением Бернулли. Работа на адиабатическое сжатие единицы объема газа без потерь на трение зависит от разности давлений, а именно:

$$\Delta p_{ад} = \frac{K}{K-1} p_1 [(p_2/p_1)^{(K-1)/K} - 1], \qquad (12.20)$$

где $K=c_p/c_v$; p_1, p_2 — начальное и конечное давление, МПа.

Формулу (12.20) можно видоизменить. Для этого разложим в ряд выражение в скобках и, оставив два члена разложения, получим

$$\Delta p_{ад}=\Delta p[1-0{,}5\Delta p/(Kp_1)], \qquad (12.21)$$

где $\Delta p=p_2-p_1$, МПа.

Поскольку тягодутьевые машины обычно создают полное давление Δp равным около $5\cdot10^{-3}$ МПа, а давление на входе $p_1\sim101\cdot10^{-3}$ МПа, то с достаточной точностью можно считать, что $0{,}5\Delta p/(Kp_1)\ll1$, и тогда для дальнейшего расчета получим

$$\Delta p_{ад}\approx\Delta p. \qquad (12.22)$$

Для тягодутьевых машин с полным давлением >5000 Па формулу (12.22) не следует применять, ибо при этом ошибка может составить несколько процентов. Для таких машин нужно использовать формулу (12.21).

Расход энергии N, МВт, для привода тягодутьевой машины определяется по формуле

$$N = V\Delta p_{ад}/(\eta_{вен}, \eta_{дв}, \eta_{рег}), \qquad (12.23)$$

где V — производительность, м³/с; $\eta_{вен}$, $\eta_{дв}$, $\eta_{рег}$ — коэффициенты полезного действия вентилятора (дымососа), электродвигателя и регулирующих устройств.

Для современных дутьевых вентиляторов с лопатками, загнутыми назад (см. рис. 12.2,*б*), на оптимальном режиме $\eta_{вен}=0{,}88$. Для дымососов с лопатками, загнутыми вперед (см. рис. 12,2,*а*), $\eta_{дым}=0{,}7$. Для электродвигателей $\eta_{дв}=0{,}9$.

Для обеспечения надежной работы котельной установки при различных отклонениях от расчетных условий во время эксплуатации тягодутьевые машины выбираются со значительным запасом (до 15—25 %) по мощности, поэтому необходимо учитывать $\eta_{рег}\sim 0{,}85$. Запас по производительности для вентиляторов и дымососов 5—10 %, по перепаду давления 10—20 %.

При изменении расхода воздуха (газов) происходит одновременное изменение сопротивления газовоздушного тракта — пропорционально квадрату расхода [см. формулу (12.9)], потребной мощности — пропорционально кубу расхода.

Изменение частоты вращения тягодутьевой машины приводит к пропорциональному изменению расхода

$$G = G_{ном}(n/n_{ном}), \qquad (12.24)$$

где n, $n_{ном}$ — текущая и номинальная (расчетная) частота вращения.

Создаваемое полное давление будет меняться согласно формуле

$$\Delta p = \Delta p_{ном}(n/n_{ном})^2, \qquad (12.25)$$

ибо Δp изменяется пропорционально квадрату расхода.

Потребляемая мощность меняется по соотношению

$$N = N_{ном}(n/n_{ном})^3, \qquad (12.26)$$

так как в формулу для определения мощности входит произведение расхода на создаваемое полное давление.

При снижении нагрузки КПД регулирования уменьшается. В определенных пределах приближенно можно записать

$$(\eta_{рег}/\eta_{рег}^{ном}) \approx (N_{ном}/N)(V/V_{ном})^3. \qquad (12.27)$$

Регулирование производительности тягодутьевых машин

Регулирование производительности тягодутьевых центробежных машин может осуществляться двумя способами: дросселированием потока дымовых газов или воздуха и изменением частоты вращения ротора вентилятора.

График на рис. 12.4 показывает, с какой эффективностью по затратам электроэнергии это может осуществляться на практике; кривая A характеризует теоретический расход энергии при идеальном (без потерь) регулирования вентилятора изменением его частоты вращения; кривая *1* дает изменение расхода энергии дросселированием заслонками потока воздуха или газов, поступающих в вентилятор.

Способ регулирования производительности дросселированием прост в устройстве и обслуживании: регулирование осуществляется поворотными заслонками на трассе газа или воздуха, однако это самый неэкономичный метод из-за больших энергетических потерь. О потерях энергии на дросселирование дает представление заштрихованная площадь на рис. 12.4 между идеальной кривой A и кривой дросселирования *1*.

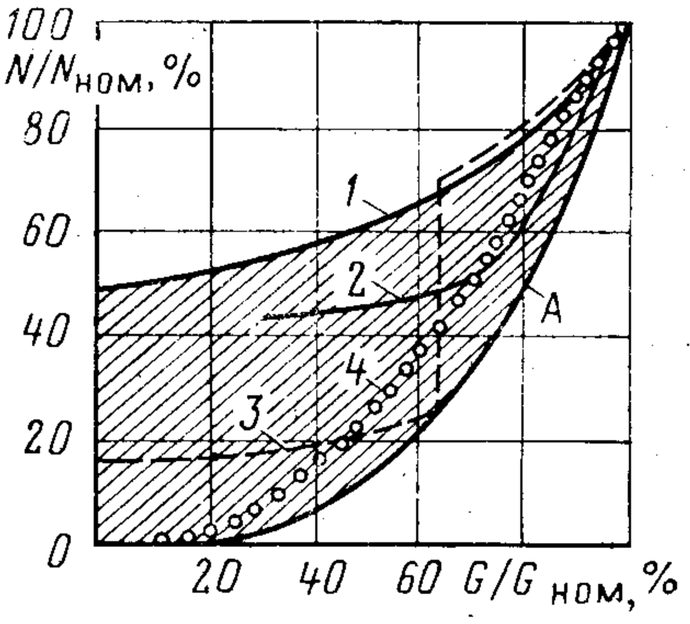


Рис. 12.4. Характеристика эффективности систем регулирования тягодутьевых машин

Кривая *2* характеризует экономичность регулирования производительности тоже дросселированием, но особыми направляющими аппаратами (системой лопаток) на всасе вентилятора, установленными аксиально (вдоль оси) или радиально. Сущность этого способа регулирования заключается в том, что с помощью дистанционного направляющего аппарата поток закручивается так, что создается почти безударный ввод его в крыльчатку. Особенно большой эффект этот метод дает при нагрузках 70 % и выше. В условиях, где преобладают высокие коэффициенты нагрузок оборудования, это регулирование особенно эффективно.

Кривые *3* и *4* относятся к регулированию частотой вращения: кривая *3* с помощью установки двухскоростного электродвигателя, а *4* — гидромуфты. По кривой *3* максимальная экономичность регулирования отвечает нагрузкам агрегата меньше ~60 %.

ГЛАВА ТРИНАДЦАТАЯ

ОБЩИЕ ВОПРОСЫ ГИДРОДИНАМИКИ

13.1. ДВИЖЕНИЕ НАГРЕВАЕМОЙ СРЕДЫ В ТРУБАХ

В качестве рабочей среды современных энергетических агрегатов обычно используется вода — в экономайзерной части агрегата вода движется в виде жидкости, обладающей свойством устойчиво сохранять занимаемый объем, в испарительной части у агрегатов докритического давления протекает пароводяная смесь, т. е. двухфазная жидкость, а в перегревательных поверхностях нагрева течет однофазная среда — перегретый пар. В прямоточных котлах сверхкритического давления по всему тракту агрегата протекает однофазная жидкость с переменной плотностью.

При изменении температуры и давления вода (или пар) изменяет удельный объем v и плотность $\rho = 1/v$.

Сжимаемость жидкости (пара) — способность к изменению удельного объема v под действием давления p характеризуется модулем сжатия $E = -v/(\partial v/\partial p)$. Данные по $\partial v/\partial p$ содержатся в термодинамических таблицах воды и водяного пара.

Воду во многих случаях можно считать несжимаемой жидкостью, ибо при изменении давления от 10 до 20 МПа объем воды при 50 °С изменяется всего на 0,5%. При том же изменении давления, но при 500 °С объем пара изменится на 55%. Поэтому пар можно считать несжимаемым только с определенным приближением и при изменении давления примерно на 1—2%, тогда $\Delta v = 0{,}5 \div 1\%$.

Рассмотрим движение вязкой жидкости, полностью заполняющей ограниченный объем, например трубу. Считаем, что все характерные величины (скорость, плотность и т. д.) непрерывны в пространстве. Когда поле скоростей движущейся жидкости остается неизменным в данной точке во времени, движение считают установившимся или стационарным. Если же со временем скорости в данном месте изменяются, то движение неустановившееся.

В практических расчетах скорости приходится усреднять по площади поперечного сечения трубы f, тогда средняя скорость $\bar{w}$ определяется по формуле

$$\bar{w} = (1/f)\int_f w\,df, \tag{13.1}$$

или во времени

$$\bar{w} = (1/\tau_0)\int_{\tau_1}^{\tau_1+\tau_0} w\,d\tau. \tag{13.2}$$

В дальнейшем будем изучать, как правило, одномерное движение жидкости, т. е. такое, при котором все величины меняются вдоль одного направления, например оси трубы (оси z). В этом случае ускорение

$$\frac{dw}{d\tau}=\frac{\partial w}{\partial \tau}+w\frac{\partial w}{\partial z}. \qquad (13.3)$$

В уравнении (13.3) первое слагаемое правой части — изменение скорости во времени в определенной точке, т. е. это *локальная* составляющая ускорения. Второе слагаемое показывает изменение скорости по длине — это *конвективная* составляющая ускорения.

Для установившегося движения локальная часть ускорения всегда равна нулю, а конвективная будет равна нулю только при условии неизменности w вдоль оси, т. е. при условии постоянства поперечного сечения потока и отсутствии обогрева.

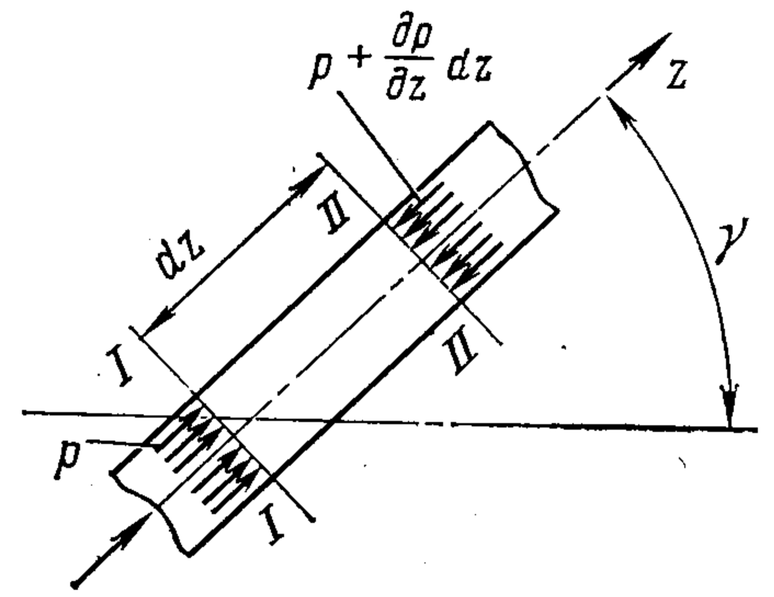


Рис. 13.1. Элемент жидкости, нагруженный силами давления

Полную механическую энергию текущей жидкости, отнесенную к ее массе, для установившегося движения можно записать, используя уравнение Бернулли, а именно

$$Э_{уд}=z+\frac{p}{g\rho}+\frac{w^2}{2g}. \qquad (13.4)$$

Составляющие уравнения Бернулли: z — нивелирная высота (ось z — вертикальна), характеризующая потенциальную энергию; $p/(g\rho)$ — пьезометрическая высота; $w^2/(2g)$ — высота скоростного напора, которая учитывает кинетическую энергию.

Уравнение (13.4) после умножения всех членов на $g\rho$ превращается в уравнение полного напора (без учета потерь на трение)

$$p_{пол}=zg\rho+p+\rho w^2/2. \qquad (13.5)$$

В практических исследованиях движения жидкости по трубам обычно используется уравнение количества движения. Полное изменение количества движения за единицу времени потока жидкости на отрезке трубы диаметром d и длиной dz (рис. 13.1) получим как

$$dK_{пол}=\frac{\partial K}{\partial z}dz+\frac{\partial D}{\partial \tau}dz,$$

где $D=(\rho w)f$ — массовый расход. Запишем изменение всех сил $dF_{пол}$, действующих на элемент жидкости, здесь участвуют силы: давления $F_{дав}$, гидравлического сопротивления $F_{гид}$, земного притяжения (нивелирная составляющая) $F_{нив}$, т. е. — $dF_{пол}=dF_{дав}+dF_{гид}+dF_{нив}$.

Из баланса $dK_{пол}=dF_{пол}$ получим уравнение

$$\frac{\partial p}{\partial z}+\frac{\lambda}{2d}\rho w^2+g\rho\sin\gamma+\frac{\partial \rho w^2}{\partial z}+\frac{\partial \rho w}{\partial \tau}=0, \qquad (13.6)$$

где λ — коэффициент трения [см. (13.13]; γ — угол наклона к горизонтали.

Это уравнение написано для единицы объема жидкости в Н/м^3 и представляет собой баланс сил, действующих на жидкость, протекающую в трубе: давления, гидравлического сопротивления, нивелирной составляющей, конвективного и локального ускорений.

Для установившегося движения производная по времени равна нулю, и тогда для трубы получим обыкновенное дифференциальное уравнение

$$dp+\frac{\lambda}{2d}\rho w^2\,dz+g\rho\sin\gamma\,dz+d\rho w^2=0. \qquad (13.7)$$

Для установившегося движения при $f=\text{const}$ на основании уравнения неразрывности получаем

$$(\rho w)f=\text{const}. \qquad (13.8)$$

При решении уравнения движения жидкости по трубе (13.7) часто имеет место почти линейное изменение ρ и w по длине. Проинтегрировав это уравнение, получим формулу для перепада давления в трубе

$$\Delta p=(\lambda l/d)(\rho w)\bar{w}/2+g\bar{\rho}l\sin\gamma+(\rho w)(w_2-w_1), \qquad (13.9)$$

где $\bar{w}$, $\bar{\rho}$ — средние значения скорости ($\bar{w}=(\rho w/\bar{\rho})$ и плотности; w_1, w_2 — значения скорости в начале и в конце участка трубы длиной l.

Трубы котлов обогреваются снаружи, подводимая теплота передается протекающей жидкости, при этом уравнение теплопередачи записывается как внутренний удельный тепловой поток, кВт/м^2,

$$q_в=\alpha(t_м-t), \qquad (13.10)$$

где α — коэффициент теплоотдачи от стенки к рабочей среде.

Уравнение баланса тепловой энергии нагреваемой жидкости имеет вид

$$(\rho w)(\partial i/\partial z)+\rho(\partial i/\partial\tau)=q_в h_в/f, \qquad (13.11)$$

где i — энтальпия жидкости; $h_в=\pi d_в$ — внутренний периметр трубы, причем $q_в h_в l=Q_в$. При условии $\partial i/\partial\tau=0$ получим переданное рабочей среде количество теплоты $Q_в=(\rho w)f\Delta i$, кВт.

Для неустановившегося движения внутренний тепловой поток пополнится за счет теплоты, аккумулированной в металле труб. Поэтому вместо (13.10) получим баланс тепловых потоков от наружной стороны трубы к жидкости

$$q_н h_н=\alpha(t_м-t)h_в+c_м\rho_м f_м(\partial t_м/\partial\tau), \qquad (13.12)$$

где $\rho_м$ — плотность металла трубы; $c_м$ — теплоемкость металла трубы; $f_м$ — поперечное сечение трубы по металлу; $t_м$ — средняя по толщине металла температура стенки трубы.

13.2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ

На основании теоретической разработки Прандтля и опытов Никурадзе получена формула для профиля скоростей при турбулентном движении жидкости в трубе, выражающая логарифмический закон. Однако более простой вид формулы для профиля скоростей при турбулентном движении записывается степенной зависимостью $w/w_{макс}=(1-y/r)^n$, ($n\approx 1/7$ для технически гладких труб). На рис. 13.2 показаны профили скоростей в трубе в относительных координатах для турбулентного потока.

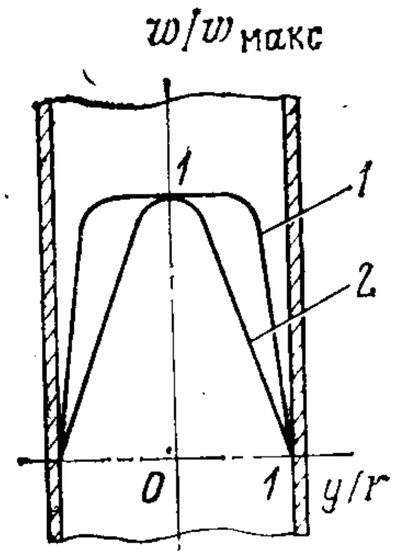


Рис. 13.2. Профиль скоростей жидкости в трубе при турбулентном течении:
1 — при $Re=3\cdot10^6$; *2* — при $Re=4\cdot10^3$

Практический интерес представляют шероховатые трубы при развитом турбулентном потоке. В этом случае λ зависит от относительной шероховатости Δ/r, где Δ — выступы шероховатости. Для котельных труб среднее значение $\Delta=0{,}08$ мм для перлитных сталей и $\Delta=0{,}01$ мм — для аустенитных. Коэффициент трения шероховатых труб для однофазной жидкости при развитом турбулентном потоке можно определить по формуле Никурадзе

$$\lambda=[1{,}74+2\lg(r/\Delta)]^{-2}, \qquad (13.13)$$

для двухфазной среды — см. (13.47).

Потери давления за счет трения на участке прямой трубы длиной l для однофазной среды находим из формулы (13.9) .[с учетом $(\rho w)=$ $=\text{const}$ при $f=\text{const}$]

$$\Delta p_{тр}=(\lambda l/d)(\rho w)^2/(2\bar{\rho}), \qquad (13.14)$$

где $\bar{\rho}$ — средняя по длине трубы плотность протекающей жидкости. При продольном протекании рабочей среды в межтрубном пространстве d заменяют на эквивалентный диаметр $d_э=4f/П$ ($П$ — смоченный периметр).

Трубная система в различных агрегатах — паровых котлах и парогенераторах АЭС — сложна и имеет многократные повороты, изменение диаметра трубы, раздвоение потока за счет тройников и т. д., что вызывает потери давления, характеризующиеся коэффициентом сопротивления для местных потерь $\zeta_{мест}$. Потери давления для местных сопротивлений пропорциональны скоростному напору, а именно

$$\Delta p_{мест}=\Sigma\zeta_{мест}\rho w^2/2. \qquad (13.15)$$

При плавном повороте оси трубы на угол γ теряется давление потока жидкости за счет вихреобразования. Коэффициент сопротивления местных потерь зависит от угла поворота и его крутизны, т. е. отношения R/d (R — радиус гиба). Для крутых поворотов с $R/d=1$ $\zeta=0{,}36$ при $\gamma=60°$ и $\zeta_{пов}=0{,}48$ при 90°. Для плавных поворотов с $R/d=4$ $\zeta_{пов}=0{,}16$ при $\gamma=60°$ и $\zeta_{пов}=0{,}24$ при 90°.

Из уравнения Бернулли (13.5), записанного для горизонтального участка, можно определить потери давления при внезапном расширении потока

$$\Delta p_{рас}=(\rho_1 w^2{}_1/2)(1-f_1/f_2)^2, \qquad (13.16)$$

где $(1-f_1/f_2)^2=\zeta_{расш}$ — коэффициент сопротивления при местной потере давления от внезапного расширения (индексом 1 обозначено суженное, индексом 2 — расширенное сечение).

В котлах устанавливаются дроссельные шайбы на начальных участках труб. Часто это — цилиндрические шайбы (сверленые цилиндры с $d_ц\approx l_ц$). Для таких дроссельных шайб можно найти коэффициент местного сопротивления на основании формулы (13.16). Окончательная формула для определения потерь давления в дроссельной шайбе

$$\Delta p_ш=\zeta_ш\rho_т w^2{}_т/2, \qquad (13.17)$$

где $\zeta_ш=2[(d_т/d_ш)^2-1]^2$ — коэффициент сопротивления дроссельной цилиндрической шайбы ($d_т$, $d_ш$ — внутренний диаметр трубы, шайбы).

При раздваивании потока на две равные части в раздающем тройнике возникают потери давления из-за поворота потока и вихреобразований. Обычно скорости в трубе и в разветвлении принимают одинаковыми — это будет равнопроходной тройник.

Для таких тройников с углом $\gamma=60°$ коэффициенты местных сопротивлений: для раздающего тройника $\zeta^{раз}_{тр}\approx 0{,}40$, для собирающего $\zeta^{раз}_{тр}\approx 0{,}85$ (отнесенные к скорости в ответвлении).

13.3. ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВУХФАЗНОГО ПОТОКА

Внешний обогрев парогенерирующих труб приводит к постепенному увеличению энтальпии теплоносителя, и при этом локальная энтальпия может достичь на внутренней стенке энтальпии парообразования (при докритическом давлении). Здесь энтальпия жидкости будет равна энтальпии насыщения i' для данного давления.

Закипание начинается в центрах парообразования при локальной энтальпии, немного большей i'. Пузырьки, оторвавшиеся от стенки под напором набегающего потока воды, движутся к оси трубы. Это будет так называемый пузырьковый режим кипения. Пузырек диаметром d удерживается у стенки силами поверхностного натяжения

$$F_{нат}=\sigma l_{нат}, \qquad (13.18)$$

где σ — коэффициент поверхностного натяжения; $l_{нат}$ — длина линии действия сил поверхностного натяжения. За счет сил динамического воздействия потока воды пузырек смывается со стенки.

Пузырек пара омывается потоком воды, имеющей сильно возрастающие скорости в направлении оси трубы. В этом случае по уравнению Бернулли возникнет разное давление на поверхность пузырька. Там, где относительная скорость между водой и пузырьком меньше, давление будет больше, чем на противоположной стороне. Это обстоятельство приводит к появлению силы F_r, действующей на пузырек пара и увлекающей его в направлении оси трубы. Пузырьки всплывают, кроме того, вращаются, объединяются в комплексы. При таком сложном движении концентрация пузырьков пара вдоль радиуса трубы зависит от r/r_0 и паросодержания φ. Наибольшее количество пузырей обычно сосредоточивается примерно на расстоянии $r/r_0=0{,}5\div 0{,}6$.

Кроме пузырькового режима кипения, при котором отдельные цепочки пузырей отрываются от стенки обогреваемой трубы, может встретиться пленочный режим кипения, при котором у стенки трубы образуется паровая пленка. Такой режим весьма нежелателен, так как создает большое тепловое сопротивление. Температура стенки трубы может возрасти до недопустимого значения — наступает кризис теплообмена. По опытам пленочный режим при естественной циркуляции в вертикальной трубе возникнет лишь при высоких значениях q (подробнее см. § 15.8).

Структура потока пароводяной смеси

Вода, протекающая в трубах, смачивает стальные стенки, и поэтому значительная часть воды протекает в виде непрерывного слоя вдоль стенки трубы. Средняя часть трубы занята пароводяной смесью или влажным паром. Различают четыре основных режима потока: а) пузырьковый; б) снарядный; в) дисперсно-кольцевой (стержневой); г) эмульсионный (рис. 13.3).

Пузырьковое движение характеризуется наличием в воде отдельных пузырьков пара небольших размеров. По мере роста массы пара пузырьки могут объединяться и образовывать большие соединения в виде снаряда. Паровые снаряды могут слиться в сплошной стержень из влажного пара, занимающий всю среднюю часть поперечного сече-

ния трубы. При возрастании скорости потока происходит движение большого количества мелких пузырей пара в несущем потоке жидкости, это будет эмульсионный режим течения.

Установление того или иного режима течения потока пароводяной смеси для трубы зависит от паросодержания, скорости движения, физических констант жидкости и состояния поверхности стенок. Увеличение паросодержания и соответственно скорости потока при прочих равных условиях заставляет пароводяную смесь последовательно пройти все структуры режима течения потока от пузырьковой до эмульсионной.

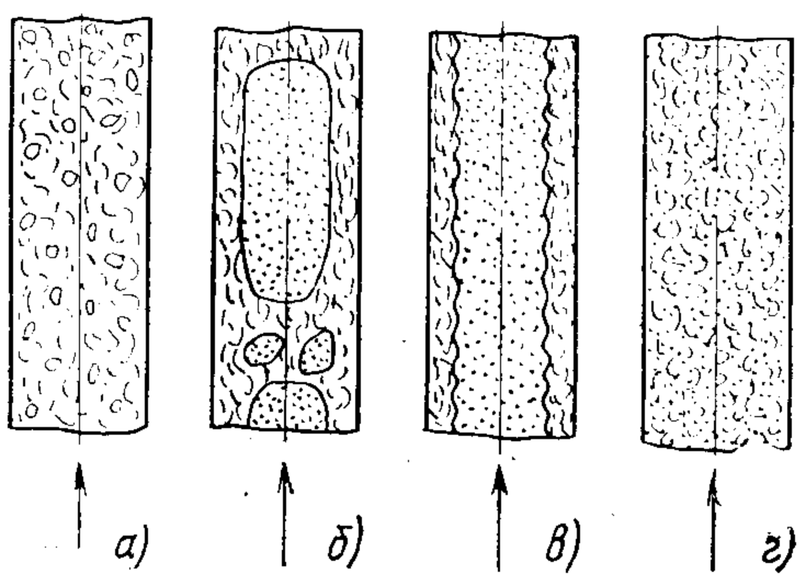


Рис. 13.3. Режимы течения потока пароводной смеси:

а — пузырьковый; *б* — снарядный; *в* — стержневой; *г* — эмульсионный

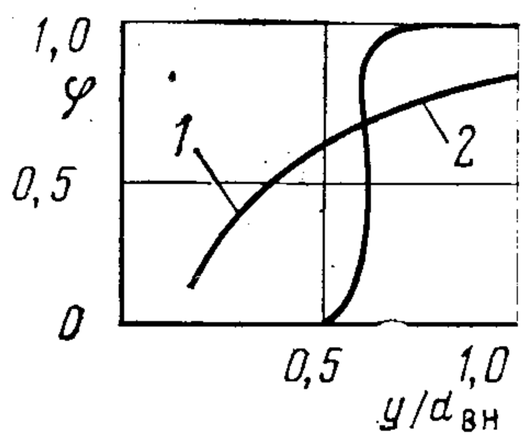


Рис. 13.4. Изменение истинного паросодержания по высоте поперечного сечения горизонтальной трубы:

1 — при $\beta=0{,}40$; *2* — при $\beta=0{,}88$. Примечанне: ось *y* направлена вертнкально по диаметру трубы

При подъемном движении пароводяной смеси в трубах влажный пар всегда занимает центральное положение. Наиболее правильная симметрия потока получается в вертикальных трубах. Для горизонтальных труб при больших скоростях потока получается аналогичная картина, только ось парового стержня смещается вверх от оси трубы. При малых скоростях пароводяная смесь может расслаиваться: вода потечет в нижней части трубы, а пар — в верхней. Если труба имеет наклон к горизонтали $\gamma>15°$, то расслоения обычно не наблюдается.

На расслоенный режим течения потока оказывает влияние диаметр трубы: чем больше диаметр, тем легче возникает расслоение, например, при $d\geqslant 25$ мм будет расслоение потока при $w_0=1$ м/с. На расслоение потока влияет также паросодержание φ [см. формулу (13.30)]. Изменение истинного объемного паросодержания по высоте трубы диаметром $d=60$ мм при $p=9{,}8$ МПа и $w_0=0{,}23$ м/с показано на рис. 13.4.

Скорость пароводяной смеси

Согласно Нормам гидравлического расчета котлов приняты следующие понятия для скорости движения пароводяной смеси: средняя скорость пароводяной смеси в рассматриваемом сечении $w_{см}$, приведенная скорость воды w'_0 и пара w''_0, скорость циркуляции w_0.

Средняя по сечению трубы скорость пароводяной смеси представляет собой отношение объемного расхода к полному сечению:

$$w_{см}=Dv_{см}/f, \qquad (13.19)$$

где D — расход массы смеси (пара и воды); $v_{см}$ — средний по сечению удельный объем пароводяной смеси.

Приведенная скорость получается как отношение объемного расхода воды или пара к полному сечению трубы, т. е.

$$w'_0 = D'v'/f,\ w''_0 = D''v''/f, \qquad (13.20)$$

где D', D'' — массовый расход воды, пара; v', v'' — удельный объем воды, пара. При этом массовый расход смеси в трубе $D = D' + D''$.

Широкое распространение получило понятие — скорость циркуляции w_0, т. е. отношение суммарного массового расхода при удельном объеме воды к полному сечению трубы:

$$w_0 = (D' + D'')\,v'/f. \qquad (13.21)$$

Удобство применения w_0 для изучения движения потока в парообразующих трубах заключается в том, что до начала парообразования эта скорость равна скорости воды $w_в$ (рис. 13.5) и ее легко рассчитать.

Паросодержание

Масса пара в воде определяется через массовое расходное паросодержание x, кг/кг, которое рассчитывается как отношение массового расхода пара к суммарному расходу пара и воды:

$$x = D''/(D'' + D'). \qquad (13.22)$$

Массовое расходное паросодержание можно выразить через отношение скоростей:

$$x = w''_0\rho''/(w_0\rho'), \qquad (13.23)$$

где ρ', ρ'' — плотность воды, пара на линии насыщения.

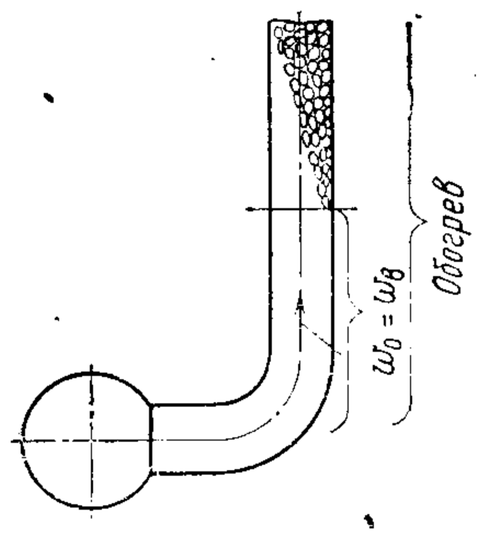


Рис. 13.5. Начальный участок парообразования в вертикальной трубе

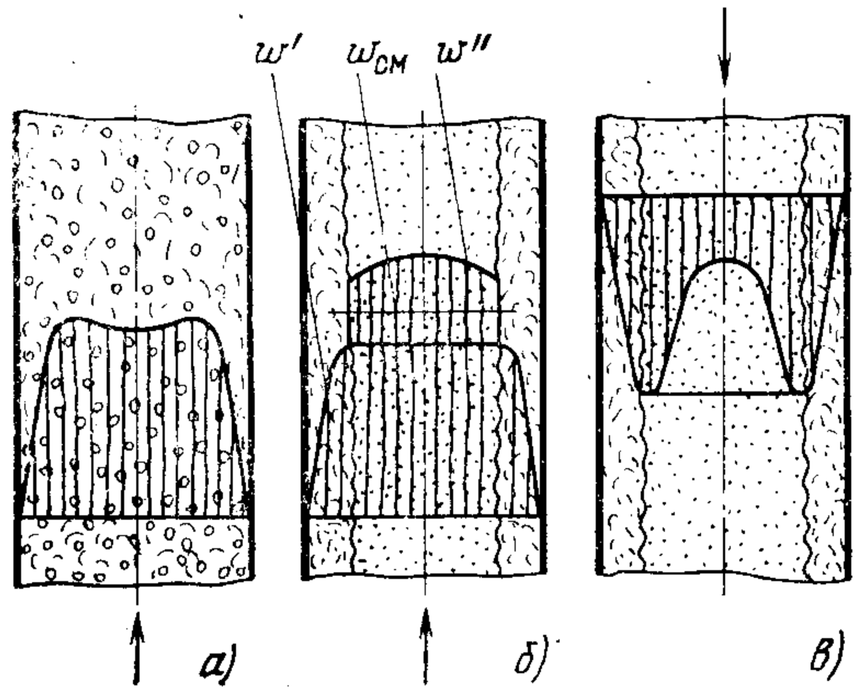


Рис. 13.6. Эпюры скоростей пароводяного потока:

***а* — для подъемного движения пароводяной смеси при пузырьковой структуре;**
***б* — для подъемиого движения пароводяной смеси при стержневой структуре;**
***в* — для опускиого движения пароводяиой смеси при стержневой структуре**

Для определения $w_{см}$ необходимо знать удельный объем пароводяной смеси, который находится по формуле

$$v_{см} = (1 - x)\,v' + xv''. \qquad (13.24)$$

Скорость пароводяной смеси выражается через приведенные скорости воды и пара, а именно: $w_{см} = (D'v' + D''v'')/f$, тогда

$$w_{см} = w'_0 + w''_0. \qquad (13.25)$$

Кроме того, скорость $w_{см}$ можно выразить через w_0 и x:

$$w_{см} = w_0[1 + x(\rho'/\rho'' - 1)]. \qquad (13.26)$$

В записанных формулах для скоростей имеем дело со скоростями для данного сечения трубы, в практике расчетов парогенераторов имеем же дело с обогреваемыми трубами, в этом случае находят средние значения скоростей по длине заданного участка трубы. Обычно на определенном участке трубы интенсивность наружного обогрева $q_н(l)$ можно считать почти неизменной по длине l, тогда массовое паросодержание x будет увеличиваться непрерывно и равномерно, а его среднее значение

$$\bar{x}=0{,}5(x_{нач}+x_{кон}), \qquad (13.27)$$

где $x_{нач}$, $x_{кон}$ — начальное и конечное массовое расхóдное паросодержание.

Для воды и пара изменение удельных объемов можно принять линейным и определять по средней энтальпии потока. С учетом $q_н(l)=$ $=$const средний удельный объем пароводяной смеси рассчитывается по формуле

$$\bar{v}_{см}=(1-\bar{x})\bar{v}'+\bar{x}\bar{v}''. \qquad (13.28)$$

При движении жидкости по обогреваемым трубам удобно пользоваться массовой скоростью (ρw), кг/(м²·с), которая представляет отношение массового расхода к поперечному сечению, $(\rho w)=D/f$. Для f=const при установившемся движении получается равенство массовых скоростей для любого участка трубы

$$(\rho w)'=(\rho w)_{см}=(\rho w)''=\text{const}. \qquad (13.29)$$

Пар при движении в трубе пароводяной смеси занимает в основном центральную часть, а вода течет главным образом у стенок. Найдем долю сечения трубы, занятую паром:

$$\varphi=f''/(f''+f'), \qquad (13.30)$$

где f', f'' — площади поперечного сечения трубы, занятые водóй и паром.

Величину φ называют истинным объемным (или напорным) паросодержанием потока пароводяной смеси. Словом истинное подчеркивается то обстоятельство, что здесь учитывается реальное распределение скоростей пара и воды для данного сечения вертикальной трубы. Поскольку плотность пара ρ'' всегда значительно меньше плотности воды ρ', то пар в воде будет всплывать. Происходит скольжение пара относительно воды: пар обгоняет воду при подъемном движении и отстает при опускном. Распределение скоростей пара и воды при подъемном движении смеси в трубе с учетом скольжения для пузырькового и стержневого режима течения потока и при опускном — для стержневого дано на рис. 13.6.

Записав f' и f'' через расход воды и пара соответственно $f'=$ $=D'(\rho'w')$, $f''=D''/(\rho''w'')$, получим

$$\varphi=x/[x+(1-x)\rho''w''/(\rho'w')], \qquad (13.31)$$

где w', w'' — истинные скорости воды и пара в пароводяной смеси.

Формуле для φ можно придать другой вид через соотношение приведенных и истинных скоростей. Для этого запишем истинную скорость пара $w''=D''v''/(f\varphi)$, где $f\varphi$ — часть трубы, занятая паром; затем истинную скорость воды $w'=D'v'/[f(1-\varphi)]$, причем $f(1-\varphi)$ — часть трубы, занятая водой.

Теперь, используя формулу (13.20), получаем:

$$\varphi=w''_0/w'', \quad \varphi=1-w'_0/w'. \qquad (13.32)$$

Из формулы (13.31) находится отношение истинных скоростей пара и воды

$$w''/w' = x\rho'(1-\varphi)/[(1-x)\rho''\varphi]. \qquad (13.33)$$

Паросодержание φ часто характеризуют как напорное. Это обстоятельство объясняется тем, что φ применяют при расчете движущегося напора циркуляции. В этом случае плотность смеси $\rho_{см}$ получится:

$$\rho_{см} = (1-\varphi)\rho' + \varphi\rho''. \qquad (13.34)$$

Теперь запишем формулу скорости пароводяной смеси

$$w_{см} = D/(\rho_{см} f). \qquad (13.35)$$

Другой важной характеристикой пароводяного потока является р а с х о д н о е о б ъ е м н о е п а р о с о д е р ж а н и е β, представляющее отношение объемного расхода пара к объемному расходу пароводяной смеси:

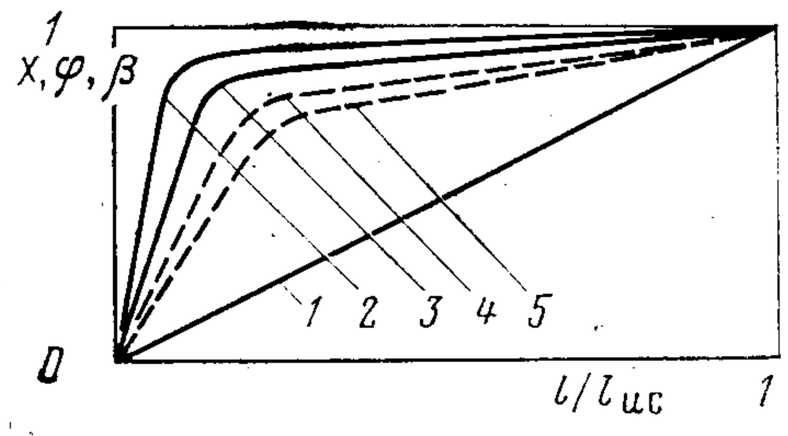


Рис. 13.7. Изменение x, β, φ на испарительном участке трубы с подъемным движением при $q(l) = \text{const}$: *1* — x; *2* — β; *3* — φ при $p = p_a$; *4* — β; *5* — φ при $p = p_b > p_a$

$$\beta = D''v''/(D''v'' + D'v'). \qquad (13.36)$$

Формулу для β запишем через массовое паросодержание:

$$\beta = x/[x + (1-x)\rho''/\rho']. \qquad (13.37)$$

Такое же выражение найдем из формулы (13.31) при условии пренебрежимо малого скольжения, т. е. $w'' \approx w'$.

Другую формулу для β можно получить через отношение скоростей пара и пароводяной смеси. Учтя формулы (13.20), (13.25) и (13.36), получим:

$$\beta = w''_0/w_{см}. \qquad (13.38)$$

На рис. 13.7 показано, как изменяются β и φ для парогенерирующей трубы при изменении паросодержания $x = 0 \div 1$, при условии $q(l) = \text{const}$. Обращает на себя внимание то, что даже при небольшой массе пара объемное паросодержание вначале быстро растет, а затем постепенно приближается к единице.

13.4. ДВИЖЕНИЕ ПАРОВОДЯНОЙ СМЕСИ В ТРУБАХ

Рассмотрим вначале движение отдельных пузырей пара в воде. Одиночные пузыри пара, находящиеся в покоящейся воде, всплывают за счет только гравитационных сил, обусловленных разностью плотностей воды ρ' и пара ρ'' со скоростью w''.

Для пузырьков пара, движущихся через воду, запишем в общем виде силу сопротивления

$$F_{сопр} = \zeta\Omega\rho'(w'')^2/2, \qquad (13.39)$$

где ζ — коэффициент сопротивления формы; Ω — поперечное сечение.

Сила, обеспечивающая пузырьку движение вверх,

$$F_{дв} = V(\rho' - \rho'')g, \qquad (13.40)$$

где V — объем пузырька.

При равенстве сил сопротивления и движущей найдем скорость всплытия

$$w'' = \sqrt{2gV(\rho' - \rho'')/(\zeta \rho' \Omega)}. \qquad (13.41)$$

Для небольших пузырьков число $\mathrm{Re}<2$, и тогда сопротивление подчиняется закону Стокса, по которому для шарообразного тела радиусом r_0 сила сопротивления

$$T = 6\pi\nu'\rho' r_0 w''. \qquad (13.42)$$

Подставив значения величин V, ζ, Re, Ω в формулу (13.41), найдем

$$w'' = 2g(\rho' - \rho'')r_0^2\alpha/(9\rho'\nu'), \qquad (13.43)$$

где α — поправочный коэффициент, учитывающий, что реальный пузырек пара омывается непосредственно водой без промежуточной плотной пленки. Поправочный коэффициент α учитывает, что вязкость воды и пара различна: $\nu'' < \nu'$. Скорость всплытия небольших сферических пузырей, рассчитанная по формуле (13.43), и скорость, определенная по опытам, при $\alpha \approx 1{,}5$ совпадают. За счет динамического воздействия набегающего потока жидкости пузырьки (размером >2 мм) сплющиваются. Одиночный сплющенный пузырек в невозмущенном потоке воды всплывает по спиральной линии, при этом вертикальная составляющая скорости всплытия уменьшается. При дальнейшем росте при всплытии пузырьки еще больше расплющиваются, что приводит к дополнительному увеличению коэффициента сопротивления.

Теперь очевидно, что при движении пароводяной смеси большое значение имеет скольжение пара вдоль жидкости с опережением при подъемном и отставанием при опускном потоке.

На основании формулы (13.33) найдем отношение истинных скоростей пара и воды как

$$w''/w' = A(1-\varphi)/\varphi, \qquad (13.44)$$

где $A = x\rho'/[(1-x)\rho'']$, при неизменном массовом паросодержании и определенном давлении $A = \mathrm{const}$.

Паросодержание φ определяется по опытным данным, так как аналитически рассчитать отношение w''/w' весьма трудно, ибо оно само зависит от φ.

Между объемными паросодержаниями φ и β на основании формул (13.32) и (13.38) существует простая зависимость, а именно:

$$\varphi = \beta c, \qquad (13.45)$$

где $c = w_{\text{см}}/w''$.

Для определения β используют формулу (13.37). Для определения истинного объемного паросодержания φ имеется большой экспериментальный материал. Использование результатов исследований для расчетов требует обработки опытов с учетом гидродинамического подобия.

При развитом турбулентном потоке в трубах агрегатов с определенной шероховатостью коэффициент трения автомоделен в отношении критерия Re. Таким образом, для исследования развитого установившегося турбулентного потока (при известном режиме течения) можно ограничиться зависимостью между критериями Эйлера — Eu и Фруда — Fr; $f(\mathrm{Eu}, \mathrm{Fr}) = 0$.

Оба критерия Eu и Fr зависят от ($w_{\text{см}}$, p, φ, β). Поэтому для гидродинамически подобных систем зависимость истинного объемного паросодержания имеет вид

$$\varphi = f(w_{\text{см}}, p, \beta) \qquad (13.46)$$

(при этом подразумевается обязательное выполнение геометрического подобия).

Эту общую формулу можно расшифровать, используя (13.45), где коэффициент c будет зависеть также от $w_{\text{см}}$, p, β. Поскольку характер изменения $\varphi(x)$ и $\beta(x)$ аналогичен (рис. 13.7), коэффициент пропорциональности c будет иметь достаточно простую зависимость.

На рис. 13.8 показано изменение коэффициента по результатам многочисленных опытов, в основном ВТИ и ЦКТИ.

На рис. 13.9 показано изменение истинного объемного паросодержания c в зависимости от массы пара в трубе для различных давлений. Отметим, что при подъемном движении, когда $(w''/w') \geqslant 1$, $\varphi \leqslant \beta$, а при опускном движении — наоборот.

Расположение трубы наклонно под углом γ к горизонтали приводит к снижению $\varphi_{\text{накл}}$, например при $\gamma=60°$ и $p=8{,}0$ МПа для $w_{\text{см}}=0{,}5$ м/с уменьшение составит 0,72.

Пар при движении пароводяной смеси занимает в основном среднюю часть трубы, а водяная пленка течет около стенок, и возникают касательные напряжения трения. Наличие скольжения пара наиболее отчетливо проявляется в вертикальных трубах. Обгоняющий пар при

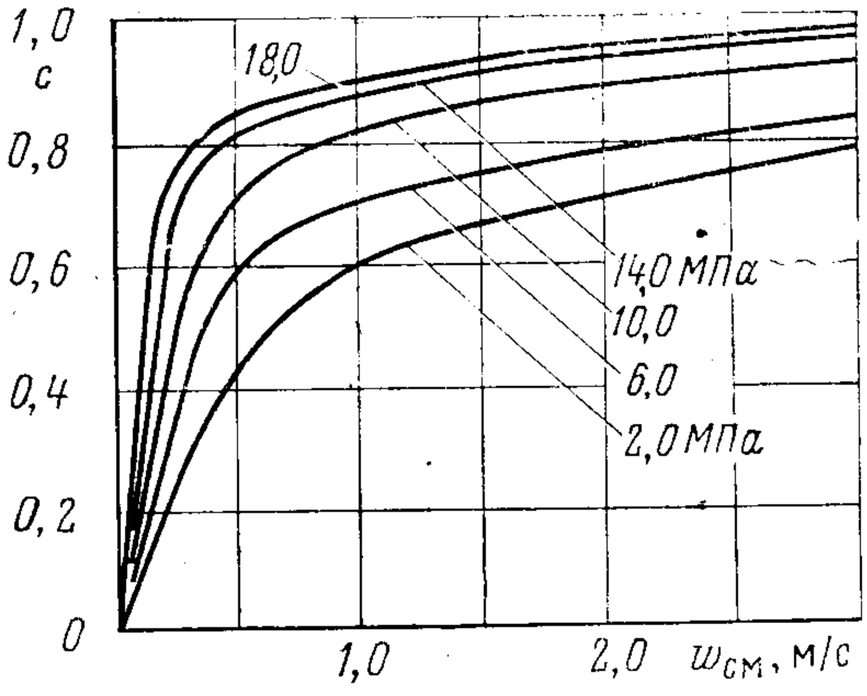


Рис. 13.8. Значение коэффициента c в формуле для определения φ у вертикальных подъемных труб

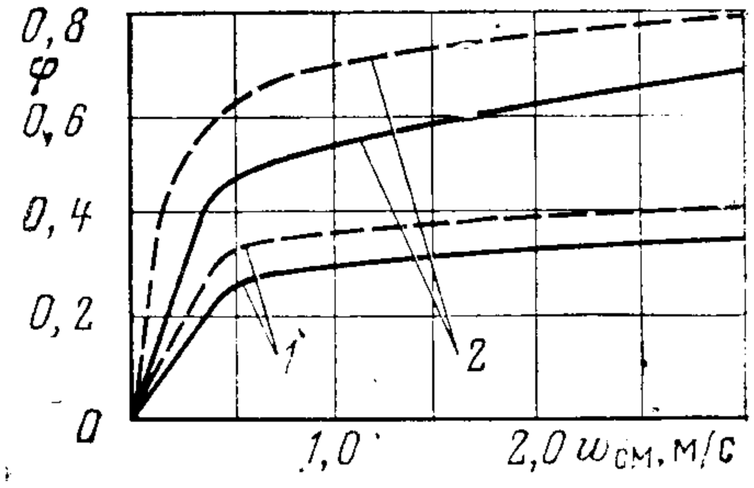


Рис. 13.9. Истинное объемное паросодержание φ в зависимости от β и давления:

1 — при $\beta=0{,}4$; *2* — при $\beta=0{,}8$; сплошная — для $p=6$; пунктирная — для $p=14$ МПа

подъемном движении в небольшой степени увлекает за собой отдельные слои воды, что сказывается на общем перепаде давления при движении пароводяной смеси.

Расчет потерь давления от трения при движении пароводяной смеси выполняется по формуле

$$\Delta p_{\text{тр}}^{\text{см}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{(\rho' w_0)^2}{2\rho'} \left[1 + \bar{\psi} \bar{x} \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1\right)\right], \qquad (13.47)$$

где $\bar{\psi}$ — поправочный коэффициент, учитывающий влияние двухфазного потока на коэффициент трения. Изменение его значения показано на рис. 13.10 (для обогреваемых труб дано среднее значение $\bar{\psi}$).

Потери напора на местные сопротивления при движении пароводяной смеси определим по формуле

$$\Delta p_{\text{мес}}^{\text{см}} = \zeta^{\text{см}} \frac{(\rho' w_0)^2}{2\rho'} \left[1 + x \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1\right)\right], \qquad (13.48)$$

где $\zeta^{\text{см}}$ — коэффициент местных потерь при движении пароводяной смеси. Как правило, $\zeta^{\text{см}}$, больше, чем ζ для однофазной жидкости.

При движении пароводяной смеси по обогреваемым трубам плотность непрерывно меняется, и это создает потери давления от конвективного ускорения. Из уравнения движения для установившегося течения (13.9) имеем

$$\Delta p_{\text{уск}}^{\text{конв}} = (\rho w)(w_2 - w_1), \qquad (13.49)$$

где w_1, w_2 — скорость жидкости в начале и конце участка трубы.

Для пароводяной смеси полученную формулу удобнее преобразовать. Учтем, что $(\rho w) = (\rho w)_1 = (\rho w)_2$, и тогда

$$\Delta p_{\text{уск}}^{\text{конв}} = (\rho w)^2 (x_{\text{к}} - x_{\text{н}})(v'' - v'),$$

где $x_к$, $x_н$ — массовое паросодержание смеси в конце и начале участка трубы.

Нивелирная составляющая потери напора, т. е. потери напора при подъеме пароводяной смеси на высоту $h_{см}$, может быть определена на основании уравнения (13.9) по формуле

$$\Delta p^{см}_{нив} = g\bar{\rho}_{см}h_{см}, \qquad (13.51)$$

где $\bar{\rho}_{см}$ — средняя плотность смеси в трубе.

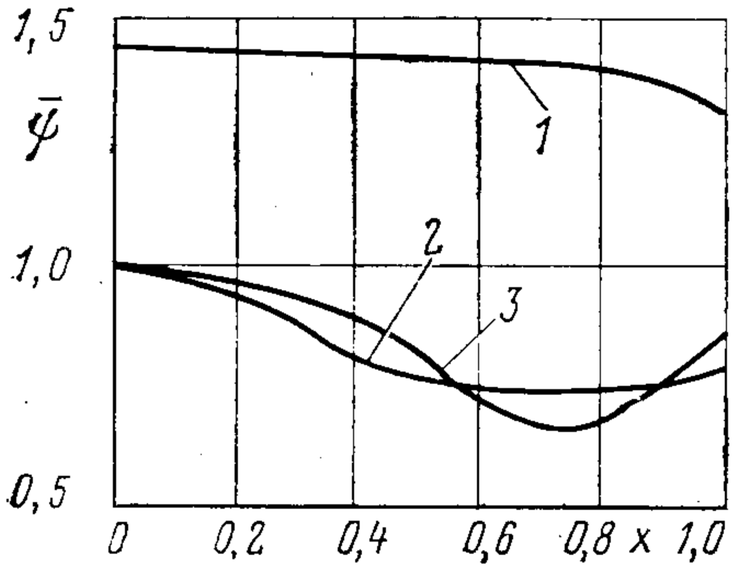


Рис. 13.10. Значение коэффициента ψ в формуле гидравлического сопротивления для пароводяной смеси [для $\rho w = 1000$ кг/(м²·с)]:
1 — при p=6; *2* — при p=14; *3* — при p=18 МПа

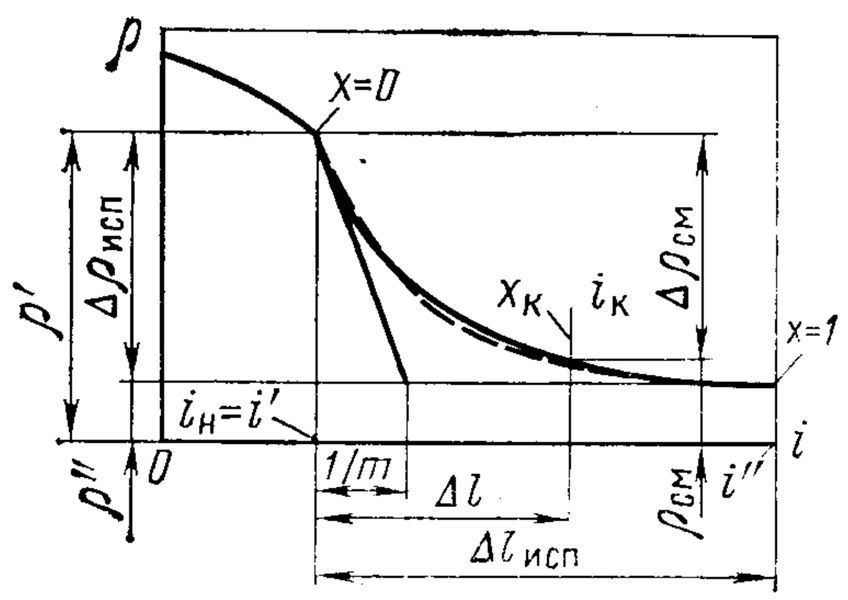


Рис. 13.11. Значение коэффициента m при определении плотности пароводяной смеси. Сплошная — аналитическая, пунктирная — по термодинамическим таблицам

Определение $\bar{\rho}$ на испарительном участке вызывает трудности из-за нелинейной зависимости $\rho(i)$, поэтому целесообразнее использовать аналитическую зависимость. Для этого уравнение состояния аппроксимируется экспоненциальной зависимостью, построенной с использованием термодинамических свойств воды и водяного пара. Запишем формулу при уменьшении плотности пароводяной смеси на испарительном участке:

$$\Delta\rho_{см}(i) = \Delta\rho_{исп}[1 - \exp(-mx_к)], \qquad (13.52)$$

где $x_к = (i_к - i')/(i'' - i')$; m — коэффициент, зависящий от давления, его значения: m=7 при p=10 МПа; m=4,5 при 16 МПа (для $x_к$=0,8).

На основании формулы (13.52) определяется плотность смеси $\rho_{см}(i) = \rho' - \Delta\rho_{см}(i)$ (рис. 13.11):

$$\rho_{см} = \rho' - \Delta\rho_{исп}[1 - \exp(-mx_н)]. \qquad (13.53)$$

Для определения среднеинтегральной плотности пароводяной смеси на заданном участке трубы $\bar{\rho}_{см}$ (при $q_н/l$=const) запишем расчетную формулу

$$\bar{\rho}_{см} = \rho'' + (\Delta\rho_{исп}/mx_к)[1 - \exp(-mx_к)], \qquad (13.54)$$

где $x_к$ — конечное массовое паросодержание.

Следует отметить, что среднеинтегральная плотность, рассчитанная по формуле (13.54), обладает высокой точностью, ибо при определении коэффициента m исходили из равенства площадей под кривой $\rho(i)$ (рис. 13.11), на которой сплошная линия построена по аналитической зависимости, а пунктирная — по термодинамическим таблицам.

ГЛАВА ЧЕТЫРНАДЦАТАЯ

ГИДРОДИНАМИКА ПАРОВОДЯНОЙ СМЕСИ В АГРЕГАТАХ С ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ

14.1. ПРИНЦИП ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИИ

Рассмотрим работу простейшего циркуляционного контура, состоящего из барабана, опускной необогреваемой и подъемной системы труб, последняя включает обогреваемые поверхности (экраны) (рис. 14.1).

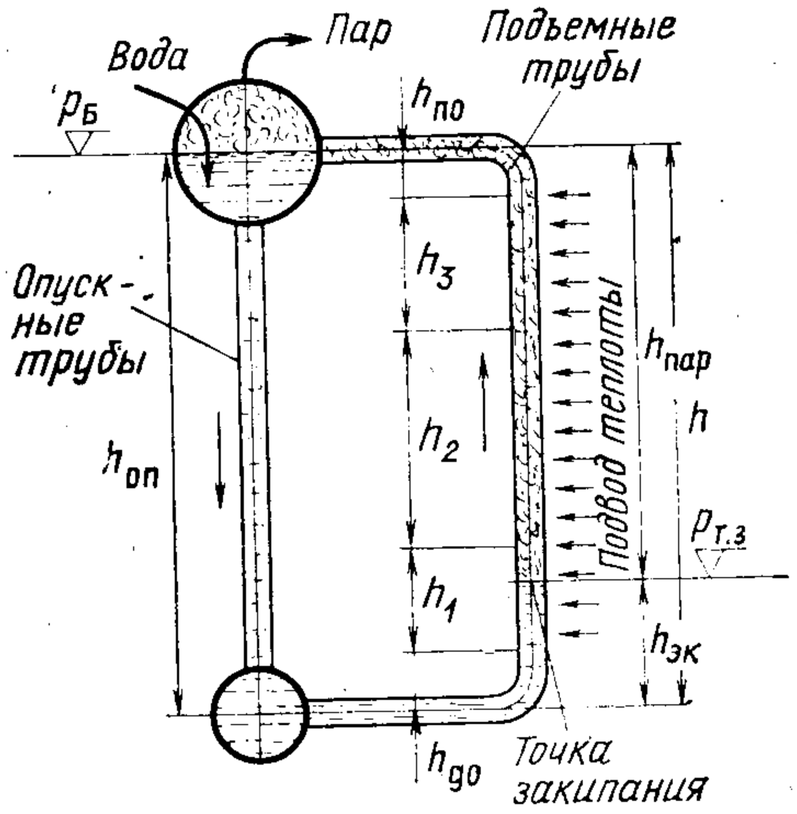


Рис. 14.1. Контур естественной циркуляции

Барабан служит для разделения пароводяной смеси на пар и воду. За счет подведенной теплоты на некоторой высоте подъемной трубы $h_{эк}$ начнется парообразование. Здесь энтальпия воды достигает энтальпии закипания i' при давлении в данном сечении. Выше точки закипания на обогреваемой поверхности трубы происходит интенсивное парообразование. В опускных трубах находится вода, а в подъемных — пароводяная смесь. Поскольку $\rho_в > \rho_{см}$, то вес столба жидкости на единицу поперечного сечения в опускных трубах больше, чем в подъемных. Так как эти трубы соединены друг с другом, то в них установится движение воды вниз, а пароводяной смеси—вверх, устанавливается естественная циркуляция. При движении по опускным и подъемным трубам разница веса столба воды и пароводяной смеси затрачивается на преодоление возникающих сопротивлений.

Движущий напор циркуляции, Па, определяем по формуле

$$S = hg\rho_{оп} - g(h_{эк}\rho' + h_{пар}\bar{\rho}_{нап}), \quad (14.1)$$

где $\bar{\rho}_{нап}$ — средняя по длине трубы плотность пароводяной смеси.

Считаем, что интенсивность теплового потока по длине обогреваемой трубы неизменна, тогда

$$\bar{\rho}_{нап} = (1 - \bar{\varphi})\rho' + \bar{\varphi}\rho'', \quad (14.2)$$

где $\bar{\varphi}$—среднее значение истинного паросодержания на рассчитываемом участке трубы, определение φ — см. гл. 13.

Теперь формула для определения движущего напора запишется в окончательном виде

$$S = h_{пар}g[\bar{\varphi}(\rho' - \rho'') + (\rho_{оп} - \rho')]. \quad (14.3)$$

Член с $(\rho_{оп} - \rho')$ учитывается лишь в случае наличия пара в опускных трубах, что обычно не допускают.

Движущий напор циркуляции затрачивается на преодоление сопротивлений в системе

$$S = \Delta p_{под} + \Delta p_{оп}, \quad (14.4)$$

где $\Delta p_{под}$, $\Delta p_{оп}$ — суммарные сопротивления в подъемных и опускных трубах.

Разность движущего напора и сопротивления подъемной части контура называют полезным напором

$$S_{пол} = S - \Delta p_{под}, \quad (14.5)$$

который затрачивается на преодоление сопротивлений опускной части контура.

Интенсивность обогрева труб по высоте топки неодинакова. При расчете тепловосприятия обогреваемой части труб их разделяют на отдельные участки с примерно неизменной интенсивностью подвода теплоты $h_1, h_2, \ldots, h_n$. Общая высота контура

$$h=h_{до}+h_1+h_2+\ \ldots\ +h_n+h_{по}=h_{эк}+h_{пар}. \qquad (14.6)$$

Определение паросодержащей части циркуляционного контура $h_{пар}$ связано со знанием высоты экономайзерного участка $h_{эк}$. Высоту экономайзерного участка найдем из условия теплового баланса:

$$Q_б+Q_д=Q_т.$$

Количество теплоты, необходимое для нагрева циркулирующей воды до начала закипания при давлении в барабане, кВт,

$$Q_б=G\Delta i_б, \qquad (14.7)$$

где $G=\rho' w_0 fn$ — количество циркулирующей воды, кг/с; w_0 — скорость циркуляции воды (см. гл. 13); fn — проходное сечение всех n подъемных труб контура; $\Delta i_б$ — недогрев воды в барабане до состояния закипания по формуле (14.12). Дополнительное количество теплоты $Q_д$ необходимо подвести, чтобы догреть воду до закипания при повышенном давлении до $p_{т.з}$, поэтому

$$Q_д=G\,(\partial i'/\partial p)\,(p_{т.з}-p_б), \qquad (14.8)$$

где $(\partial i'/\partial p)$ — изменение энтальпии воды при закипании с повышением давления, определяется по термодинамическим таблицам воды и водяного пара; $p_{т.з}=p_б+(h_{оп}-h_{эк})g\rho'\cdot 10^{-6}-\Delta p_{оп}\cdot 10^{-6}-\Delta p_{эк}\cdot 10^{-6}$ — давление в точке закипания; $\Delta p_{оп}$, $\Delta p_{эк}$ — сопротивления опускных труб и экономайзерного участка, множитель 10^{-6} дает возможность все члены записать в МПа.

Количество подведенной теплоты на экономайзерном участке до точки закипания, кВт,

$$Q_т=Q_1\,(h_{эк}-h_{до})/h_1, \qquad (14.9)$$

где Q_1 — тепловосприятие первого участка циркуляционного контура; h_1 — его высота.

Из теплового баланса после подстановки в него всех его составляющих легко получить формулу для определения высоты экономайзерного участка

$$h_{эк}=h_{до}+\frac{\Delta i_б+(\partial i'/\partial p)\,g\rho'\cdot 10^{-6}\,[h_{оп}-h_{до}-\Delta p_{оп}/(g\rho')]}{Q_1/(h_1 G)+(\partial i'/\partial p)\,g\rho'\cdot 10^{-6}}, \qquad (14.10)$$

где $h_{до}$ — участок подъемных труб до начала обогрева (рис. 14.1).

При некипящем экономайзере и отсутствии интенсивного перемешивания в барабане пара и воды из него $\Delta i_б\neq 0$. В этом случае для барабана можно составлять баланс теплоты, введенной с пароводяной смесью и экономайзерной водой — с одной стороны и выведенной с циркулирующей водой и паром — с другой, из которого найдем энтальпию воды в барабане

$$i_б=[i_{эк}+(K-1)\,i']/K,$$

где K — кратность циркуляции, представляющая отношение массового расхода циркулирующей воды к паропроизводительности:

$$K=G/D. \qquad (14.11)$$

Недогрев воды в барабане $\Delta i_б=i'-i_б$ с учетом (14.11) можно представить как

$$\Delta i_б=(i'-i_{эк})/K. \qquad (14.12)$$

Недогрев воды в барабане $\Delta i_б = 0$ при кипящем экономайзере и одноступенчатом испарении. При ступенчатом испарении для солевых отсе-

$\Delta i_б^{с.о} = 0$, а для чистых отсеков $\Delta i_б^{ч.о} = \Delta i_б D / D^{ч.о}$, где $D^{ч.о}$ — паропроизводительность чистого отсека.

Общая паропроизводительность

$$D = (Q - Q_{эк})/r, \qquad (14.13)$$

где Q — полное тепловосприятие обогреваемых труб, кВт; r — теплота испарения, кДж/кг.

Обычно интенсивность тепловых потоков неравномерна как по высоте, так и по ширине экрана. Эту неравномерность характеризуют коэффициенты неравномерности тепловосприятия: $\eta_в$ — по высоте, $\eta_ш$ — по ширине ($\eta_в = 0{,}7 \div 1{,}3$; $\eta_ш = 0{,}6 \div 1{,}3$). Такое обстоятельство приводит к необходимости разделения общего тепловосприятия контура Q на отдельные величины: Q_1, Q_2, ..., Q_n с примерно неизменным значением тепловых потоков по высоте:

$$Q_n = Q l_n \eta_{вп} \Big/ \sum_{n=1}^{z} l_n.$$

Тепловосприятие подъемных труб солевого отсека $Q_{с.о}$, расположенного обычно на боковых стенах топки, можно принять пропорциональным лучевоспринимающей поверхности $H_л^{с.о}$:

$$Q_{с.о} = Q_л^т \eta_{ст} H_л^{с.о} / H_л^т, \qquad (14.14)$$

где $Q_л^т$ — лучистое тепловосприятие топки, кВт; $H_л^т$, $H_л^{с.о}$ — лучевоспринимающие поверхности топки и солевого отсека; $\eta_{ст}$ — коэффициент неравномерности обогрева различных стен топки, $\eta_{ст} = 0{,}7 \div 1{,}2$.

Тепловосприятие чистого отсека найдем из теплового баланса всех испарительных поверхностей

$$Q_{ч.о} = Q_л^т + Q_к^ф + Q_к^{и.п} - Q_{с.о}, \qquad (14.15)$$

где $Q_к^ф$, $Q_к^{и.п}$ — конвективное тепловосприятие фестона и испарительного пучка.

В котлах на средние и низкие давления часто имеются испарительные пучки с тремя и более рядами труб. В этом случае тепловосприятие каждого ряда подсчитывают раздельно: определяют лучистое тепловосприятие и конвективное тепловосприятие.

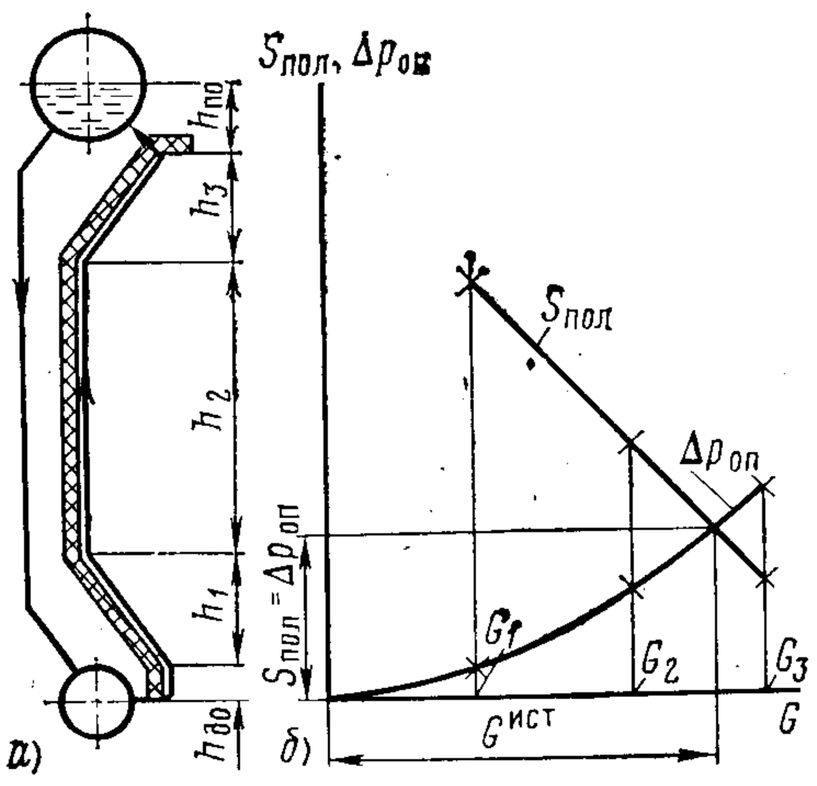


Рис. 14.2. Построение циркуляционной характеристики простого экранного контура:
а — высоты отдельных участков; *б* — определение истинного расхода циркулиции

Подъемные трубы простых циркуляционных контуров паровых котлов имеют последовательное соединение отдельных обогреваемых участков: h_1, h_2, h_3 на рис. 14.2 (экранные поверхности) или параллельное для сложных, состоящих из нескольких параллельных подъемных рядов (элементов) с общей опускной системой (рис. 14.3). Для каждого участка можно рассчи-

тать движущий напор и полезный напор циркуляции, а затем определить полезный напор контура и в итоге найти скорость циркуляции w_0.

Для экранных труб одной панели с последовательным включением участков (см. рис. 14.2,*а*) полезный напор всего контура слагается из отдельных полезных напоров

$$S_{пол}=S_{пол1}+S_{пол2}+S_{пол3}+S_{пол.п.о}, \qquad (14.16)$$

где $S_{пол.п.о}$ — полезный напор, создаваемый на участке после обогрева.

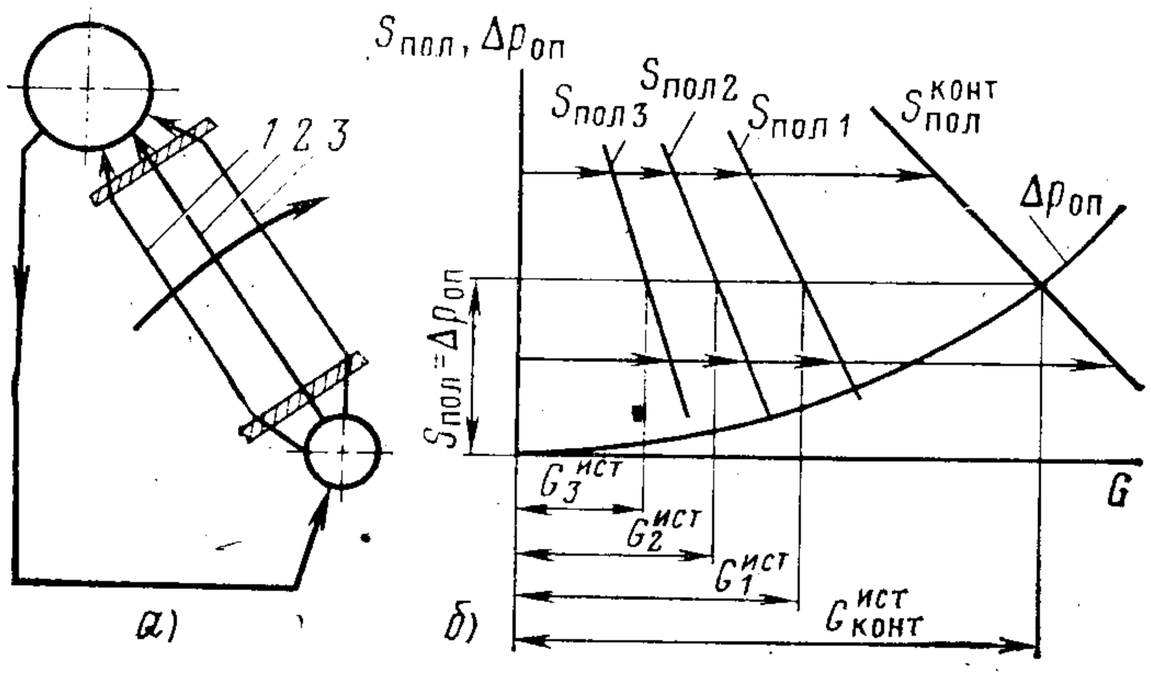


Рис. 14.3. Построение циркуляционной характеристики коитура с параллельно включенными рядами труб:

а — отдельные циркуляционные ряды; *б* — определение истинных расходов циркуляцин через отдельные ряды труб

В сложных контурах параллельно работают трубы каждого ряда труб (рис. 14.3,*а*), и поэтому во всех трубах установится одинаковый полезный напор

$$S_{пол}=S_{пол1}=S_{пол2}=S_{пол3} \qquad (14.17)$$

с общим количеством циркулирующей воды

$$G=G_1+G_2+G_3, \qquad (14.18)$$

который зависит от скорости циркуляции.

Для определения скорости или истинного расхода циркуляции простого экранного контура целесообразно использовать графоаналитический метод. Обычно задаются тремя значениями скорости w_0 (например 0,6; 0,9; 1,2 м/с), для каждого из которых определяют G, $S_{пол}$ и $\Delta p_{оп}$. По полученным величинам строят графики зависимостей $S_{пол}=f(G)$ и $\Delta p_{оп}=f(G)$, которые совместно представляют график циркуляции, т. е. гидравлическую характеристику естественной циркуляции контура (см. рис. 14.2,*б*). Видно, что с увеличением G уменьшается $S_{пол}$ (меньше φ и $h_{пар}$) и увеличивается $\Delta p_{оп}$ (из-за увеличения скорости). Следовательно, кривые для $S_{пол}(G)$ и $\Delta p_{оп}(G)$ должны пересечься. Точка их пересечения соответствует истинному значению скорости (расходу) циркуляции, тогда

$$w_0^{ист}=G^{ист}/(\rho' f n). \qquad (14.19)$$

В вертикальном парогенераторе АЭС с естественной циркуляцией расчет проводится аналогичным способом, только коэффициенты гидравлического сопротивления выбирают в зависимости от $d_{экв}=4F/П$ (f — проходное сечение, $П$ — смоченный периметр) для продольного обтекания труб и в зависимости от расположения их при поперечном обтекании (см. гл. 31).

Для труб сложного контура рассчитываем значения $S_{пол}$ для каждого ряда труб и три величины $\Delta p_{оп}$. По этим данным строим сначала кривые $S_{пол}$ для каждого из трех рядов труб, затем, складывая G для одинаковых значений $S_{пол}$ отдельных рядов, находим суммарную вели-

чину $S_{\text{пол}}^{\text{конт}}$ для контура. Из точки пересечения кривых $S_{\text{пол}}^{\text{конт}}$ и $\Delta p_{\text{оп}}$ проводим горизонтальную прямую и находим истинное значение расхода циркулирующей воды в отдельных рядах, т. е. G_1, G_2, G_3. Общий расход циркуляции контура $G=G_1+G_2+G_3$.

Обычно в современном котле несколько циркуляционных контуров, для которых самостоятельно определяются кратности циркуляции K_1, K_2 и т. д., а затем среднее значение кратности циркуляции всего агрегата

$$K_{\text{ср}}=(K_1D_1+K_2D_2+\ \ldots\ +K_nD_n)/(D_1+D_2+\ \ldots+D_n), \quad (14.20)$$

где D_1, D_2, ..., D_n — паропроизводительности соответствующих контуров. Средние значения кратностей циркуляции котлов при номинальной нагрузке будут: $K=14\div6$ при 10 МПа, $K=25\div15$ при 5 МПа.

При снижении паропроизводительности движущий напор уменьшается незначительно. Это приводит к тому, что со снижением нагрузки агрегата кратность циркуляции возрастает. Величину возрастания приближенно можно оценить по формуле

$$K=K_0\sqrt{D_0/D}, \quad (14.21)$$

где K_0 — кратность циркуляции при номинальной нагрузке D_0.

14.2. НАДЕЖНОСТЬ РАБОТЫ КОНТУРОВ ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИИ

На основании данных расчета циркуляции необходимо провести оценку надежности работы контура. Проверку надежности проводят: а) по обеспечению нормального температурного режима обогреваемых труб (ухудшенный теплообмен, расслоенное движение пароводяной смеси); б) по образованию свободного уровня, застоя и опрокидывания циркуляции; в) по неустойчивому режиму опускной системы; г) по надежности циркуляции при нестационарных режимах.

Ухудшенный теплообмен, создающий большое повышение температуры стенки трубы при естественной циркуляции не вызывает опасности при кратности более четырех. Опасность возникновения кризиса теплообмена может возникнуть лишь при давлениях более 11 МПа и высоких удельных потоках $q>500$ кВт/м^2 и большом значении $x>0{,}3$, что в обычных паровых котлах не встречается.

Во избежание расслоения потока пароводяной смеси в горизонтальных трубах необходимо иметь значительные скорости циркуляции. Так, для $p=11$ МПа и $d=40$ мм необходимо $w_0\geqslant1{,}3$ м/с, что трудно обеспечить, поэтому для всех случаев при естественной циркуляции горизонтальные трубы с пароводяной смесью не должны обогреваться.

Расслоение потока возможно также и в наклонных трубах, но при значении минимальной массовой скорости существенно меньшей, а именно: при наклоне к горизонту на $\gamma=30°$, $(\rho w)_{\text{мин}}=0{,}5\,(\rho w)_{\text{мин}}^{\text{гор}}$, а при $\gamma>60°$ расслоение вообще не происходит.

В котлах параллельно включено много труб и всегда имеются трубы с ухудшенным обогревом по сравнению со средним для панели. Это будут так называемые разверенные трубы. При естественной циркуляции необходимо выделить трубы с наименьшим обогревом. Различная интенсивность обогрева зависит от ряда факторов, как конструктивных, так и эксплуатационных. Большую роль играет расстояние поверхности нагрева от ядра факела. Наименее обогреваемые трубы экранов располагаются по углам топочных камер и у стен газоходов.

Для оценки различия в обогреве участка панели служит коэффициент неравномерности тепловосприятия по ширине

$$\eta_{\text{т}}^{\text{ш}}=\bar{q}_{\text{т}}^{\text{ш}}/\bar{q}_{\text{ср}}^{\text{ш}}, \quad (14.22$$

где $\overline{q}_т^ш$ — усредненная интенсивность теплоосприятия развернной трубы; $\overline{q}_{ср}$ — то же для труб со средним обогревом. Усреднение производится здесь по ширине соответствующего участка панели. Минимальное значение коэффициента неравномерности тепловосприятия уменьшается до $\eta_т^{мин} = 0,5 \div 0,3$.

При некоторых режимах работы циркуляционных контуров пароводяная смесь в обогреваемых подъемных развернных трубах может остановиться или даже пойти в обратном направлении. Возникнет застой или опрокидывание циркуляции. Для пояснения этих явлений рассмотрим влияние относительной скорости пара в пароводяной смеси при соответствующем направлении движения потока: вверх или вниз.

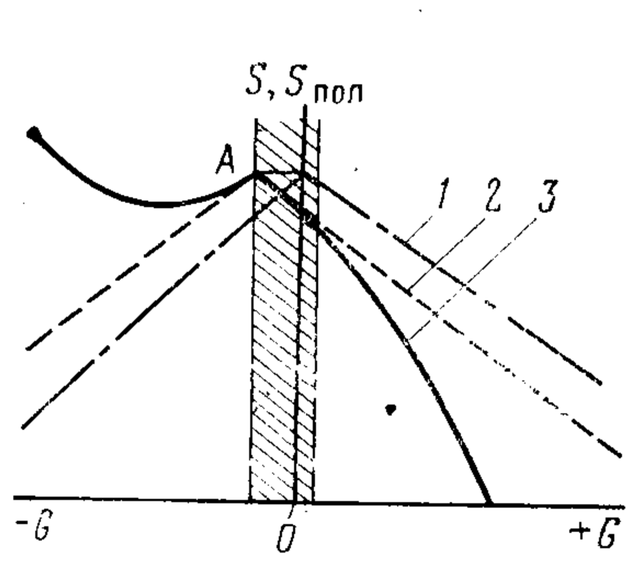


Рис. 14.4. Построение полной циркуляционной характеристики:
1 — S при $w''=w'$; *2* — S при $w''\neq w'$; *3* — $S_{пол}$

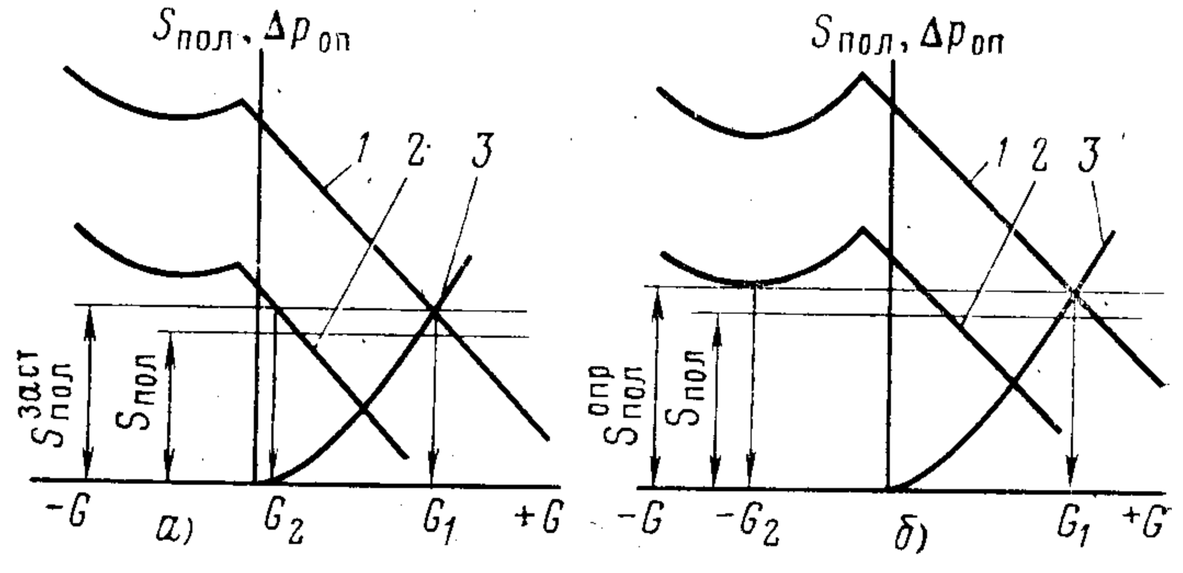


Рис. 14.5. Циркуляционные характеристики:
а — при застое; *б* — при опрокидывании потока (циркуляции); *1* — $S_{пол\,1}$ для труб со средним обогревом; *2* — $S_{пол\,2}$ для труб с ослабленным обогревом; *3* — $\Delta p_{оп}$

Истинное значение скорости пара в смеси w'', а воды w', причем при подъемном движении $w_{под}'' > w_{под}'$. Здесь пар значительно опережает воду, если же движение пароводяной смеси будет опускное, то пар будет отставать от воды и $w_{оп}'' < w_{оп}'$.

Проанализируем формулу (13.44) при p=const, а следовательно, и (ρ'/ρ'')=const с неизменной производительностью, т. е. x=const. Видно, что величина A в формуле (13.44) тоже будет постоянной.

Если при подъемном движении повышается w''/w', то это приводит к уменьшению φ, а следовательно, и уменьшению движущего напора S. При опускном движении с уменьшеиием w''/w' происходит увеличение φ и S.

Силы сопротивления всегда направлены против движения, уменьшают движущий иапор S при подъемном движении, но увеличивают при опускном. Полная циркуляционная характеристика включает (рис. 14.4) подъемную (положительную) и опускную (стрицательную) ветви.

С уменьшением G происходит повышение движущего напора в положительной области характеристики. Если вначале предположить, что $w''=w'$, то получим кривую *1* на рис. 14.4. На самом деле имеется скольжение пара, т. е. $w''\neq w'$; учитывая это обстоятельство, получаем кривую *2* на рис. 14.4. Максимальное значение движущего напора циркуляции окажется в начале отрицательной области, в точке A, где скорость опускного движения воды сравнивается с подъемной скоростью пара, где его скорость относительно стенки трубы почти равна нулю. Здесь проявляется наибольшее влияние скольжения пара в воде. При расходе циркуляции G, близком к нулю, циркуляционный контур устойчиво работать не может. Эта область на рис. 14.4 заштрихована. При положительном значении G согласно формуле (14.5) имеем $S_{пол}=S-\Delta p_{под}$, а при огрицательном $S_{пол}=S+\Delta p_{под}$ (кривая *3* на рис. 14.4).

Если в циркуляционном контуре имеется отдельная труба с ослабленным обогревом (кривая *2* на рис. 14.5), то в ней будет образовываться пара меньше, чем в любой из многих других со средним обогревом (кривая *1* на рис. 14.5), а значит, и кривая полезного напора $S_{пол2}$ пройдет ниже, чем кривая $S_{пол1}$ (рис. 14.5). При этом возможны два слу-

чая: 1) горизонтальная линия при $S_{пол}=\Delta p_{оп}$ пересекает циркуляционную характеристику второго контура (кривая *2*) вблизи нулевого расхода циркуляции (рис. 14.5,*а*); 2) при пересечении аналогичной линии с кривой *2* на отрезке минимума при отрицательном расходе циркуляции (рис. 14.5,*б*).

Кривые на рис. 14.5,*а* характеризуют застой циркуляции с образованием свободного уровня воды в подъемной трубе, выведенной в паровое пространство барабана, кривые на рис. 14.5,*б* — опрокидывание циркуляции. Как застой, так и опрокидывание циркуляции недопустимы при нормальной работе котла. При застое циркуляции происходит медленное движение воды и всплывающего пара, который может задерживаться в отдельных местах трубы. При опрокидывании циркуляции происходит запаривание труб из-за скопления поднимающегося пара в медленно опускающейся воде. В обоих случаях может произойти перегрев металла стенок труб.

Для предотвращения появления застоя или опрокидывания потока необходимо, чтобы циркуляционные контуры работали с пониженным значением $S_{пол}$ (на рис. 14.5 пунктирная линия), т. е. $S_{пол} < S^{заст}_{пол}$ и $S_{пол} < S^{опр}_{пол}$. Достичь этого возможно, например, за счет снижения скорости в опускных трубах, которое приведет к уменьшению $\Delta p_{оп}$ и пересечению кривых $S_{пол2}$ и $\Delta p_{оп}$ на более низком уровне $S_{пол}$.

Если ввести некоторый запас 10—20% между уровнями $S_{пол}$ и $S^{заст}_{пол}$ или $S^{опр}_{пол}$, то для недопущения застоя или опрокидывания циркуляции необходимы условия

$$S^{заст}_{пол}/S_{пол} \geqslant 1{,}15 \text{ и } S^{опр}_{пол}/S_{пол} \geqslant 1{,}15. \qquad (14.23$$

Напор при застое подсчитывается в зависимости от истинного паросодержания $\varphi_{заст}$ по участкам

$$S^{заст}_{пол} = \sum_{n=1}^{n} h_{пар.п}\bar{\varphi}_{заст.п}(\rho' - \rho'')g, \qquad (14.24$$

$\bar{\varphi}_{заст}$ находится из Норм гидравлического расчета котлов для минимального значения приведенной скорости пара (см. гл. 13) $\bar{w}''_0)_{мин} = \eta^{ш}_{мин}\bar{w}''_0$.

Для труб, входящих в паровое пространство барабана, необходимо учитывать потери давления на подъем воды в пароводяной смеси выше уровня $\Delta p_{в.у}$. В этом случае отсутствие свободного уровня воды в подъемных трубах можно проверить по формуле (14.23), но при $(S^{заст}_{пол} - \Delta p_{в.у})$. Полезный напор при опрокидывании потока в циркуляционном контуре подсчитывается в зависимости от средней приведенной скорости пара $\bar{w}''_{о.т}$ для трубы с ослабленным обогревом. Расчет $S^{о}_{п}$ ведется по формуле

$$S^{опр}_{пол} = S^{уд}_{опр}(h - h_{п.о}), \qquad (14.2$$

где $S^{уд}_{опр}$ — удельный напор опрокидывания (на единицу высоты трубы), определяется по Нормам в зависимости от полного удельного коэффициента сопротивления.

По условиям экономии металла желательно применять обогреваемые трубы малого диаметра, однако это приводит к снижению жесткости панели, а также затруднению устройства креплений. Уменьшение диаметра экранных труб приводит к увеличению $\Delta p_{под}$ и снижению $S_{пол}$, ч

в общем положительно сказывается на надежности циркуляции по застою и опрокидыванию циркуляции, но несколько снижает w_0.

С учетом сказанного оптимальное значение внутреннего диаметра обогреваемых подъемных труб для котлов на низкие и средние давления — 40—60 мм, а для высокого и сверхвысокого — 35—45 мм.

Опускную систему часто конструируют из труб с внутренним диаметром 80—120 мм, количество труб устанавливают исходя из необходимой площади поперечного сечения. При этом обычно выбирают отношение $\Sigma f_{оп}/\Sigma f_{под}=0{,}3\div0{,}4$ — для среднего давления и $\Sigma f_{оп}/\Sigma f_{под}=0{,}4\div0{,}5$ — для высокого давления. Для труб, отводящих пароводяную смесь из верхних коллекторов экранов, площадь поперечного сечения принимают примерно на 30% больше, чем для опускных.

Нестационарные режимы, появляющиеся из-за изменения режима работы котла, заставляют опасаться появления застоя или опрокидывания циркуляции потока. При падении давления в циркуляционной системе, например, с повышением расхода пара на турбину и недостаточным тепловыделением в топке снижается энтальпия насыщения воды i', и тогда вода в опускной системе может закипеть, если $i_{оп}^{в}>i'$. При значительной скорости воды $w_{оп}\geqslant0{,}8$ м/с образующийся пар будет увлекаться вниз. В опускных трубах циркуляционного контура за счет аккумуляции появится дополнительное количество теплоты, кВт,

$$Q_{оп}=[G_{м}^{оп}C_{м}^{оп}(\partial t'/\partial p)+V_{в}^{оп}\rho'(\partial i'/\partial p)](\partial p/\partial\tau), \qquad (14.26)$$

где $G_{м}^{оп}$, $C_{м}^{оп}$ — масса и теплоемкость металла труб; $\partial t'/\partial p$; $\partial i'/\partial p$ — изменение температуры и энтальпии воды на линии насыщения с понижением давления.

Часть образовавшейся теплоты в опускной системе $Q_{оп}$ пойдет на догрев воды до кипения при повышенном давлении внизу труб

$$Q_{оп}^{дог}=G(\partial i'/\partial p)(h_{оп}g\rho'-\Delta p_{оп})\,10^{-6}. \qquad (14.27)$$

Множитель 10^{-6} позволяет размерность перевести в МПа, в котором измеряется давление p. Тогда на парообразование в опускной системе останется следующее количество теплоты:

$$Q_{оп}^{пар}=Q_{оп}-Q_{оп}^{дог}. \qquad (14.28)$$

В экранных трубах тоже появится дополнительное количество теплоты на парообразование $Q_{доп}^{пар}$, определяемое по формуле, аналогичной (14.26).

Далее необходимо проверить возможность появления застоя или опрокидывания циркуляции по ранее описанной методике, при этом учесть, что парообразование в опускных трубах приведет к уменьшению S и $S_{пол}$.

Ориентировочные значения допустимой скорости падения давления составляют: $\partial p/\partial\tau=0{,}03$ и 0,04 МПа/с при $p=11\div16$ МПа и $w_{оп}=2$ м/с.

Кроме того, может произойти также быстрое повышение давления в циркуляционной системе из-за резкого уменьшения расхода пара на турбину при сохранении расхода топлива. При повышении давления требуется дополнительное количество теплоты на догрев воды до закипания, а отсюда снижение паропроизводительности и движущего напора циркуляции.

Составим уравнение динамики испарительной части котла. Изменение материального баланса: прихода питательной воды $D_{п.в}$ и расхода пара D

$$D_{п.в}-D=d(V_{п}\rho''+V_{в}\rho')/d\tau, \qquad (14.29)$$

где $V_п$, $V_в$ — объем пара и воды в испарительных трубах. Изменение подводимой тепловой энергии в топочной камере и выходящей с паром

$$D_{п.в}i_{п.в}+Q-Di''=d(V_п\rho''i''+V_в\rho'i'+G_мc_мt_м)/d\tau, \qquad (14.30)$$

где Q — тепловосприятие испарительных поверхностей нагрева, кВт; G — количество питательной воды, кг/с.

Для совместного решения уравнений (14.29) и (14.30) полагаем, что $V_п+V_в=$ =const, а производные по времени от i', i'', ρ', ρ'' выражаем через производные по давлению. Тогда получаем систему обыкновенных дифференциальных уравнений, из решения которых выводим формулу для определения скорости изменения давления

$$\frac{dp}{d\tau}=\frac{Q+D_{п.в}(r_2-\Delta i_{эк})-r_1D}{V_вA_1+V_пA_2+G_мc_м(\partial t_м/\partial p)}, \qquad (14.31)$$

где

$$r_1=r\rho'/(\rho'-\rho''); \quad r_2=r\rho''/(\rho'-\rho'');$$

$$A_1=\rho'\left(\frac{\partial i'}{\partial p}\right)+r^2\left(\frac{\partial\rho'}{\partial p}\right); \quad A_2=\rho''\left(\frac{\partial i''}{\partial p}\right)+r_1\left(\frac{\partial\rho''}{\partial p}\right); \quad \left(\frac{\partial t_м}{\partial p}\right)\approx\left(\frac{\partial t'}{\partial p}\right);$$

$c_м$ — теплоемкость металла труб.

Скорость изменения давления, рассчитанная по формуле (14.31), должна быть меньше, чем максимальная, встречающаяся в эксплуатации. Наибольшая скорость изменения давления 0,008—0,03 МПа/с при $p=2{,}0\div10{,}0$; 0,03—0,05 при $p=10\div$ 20 МПа.

14.3. НАДЕЖНОСТЬ РАБОТЫ ОПУСКНЫХ ТРУБ

При естественной циркуляции необходимо отсутствие пара в опускной системе во избежание уменьшения движущего напора циркуляции из-за снижения плотности $\rho_{оп}$, см. формулу (14.1). Нормальное поступление воды из барабана в опускную систему может нарушаться за счет появления глубокой вихревой воронки. Когда диаметр опускной трубы большой, то над ней может возникнуть вихревая воронка значительной глубины $h_{вор}$ (рис. 14.6). Согласно условию постоянства момента количества движения для вращающейся воды воронки

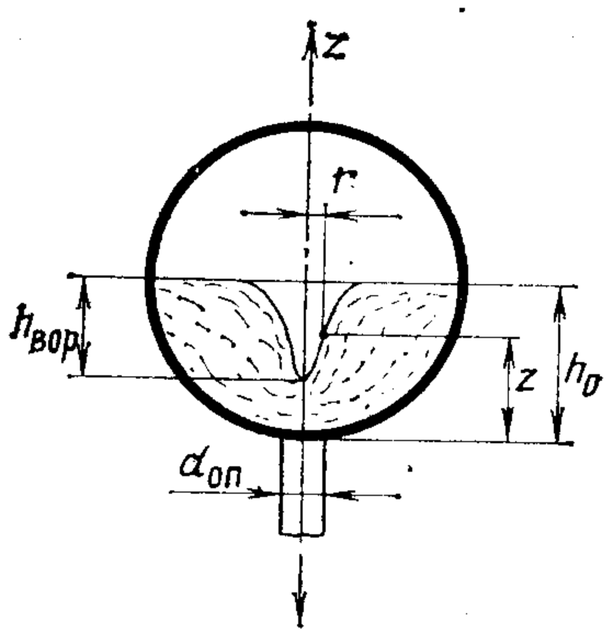


Рис. 14.6. Вихревая воронка при входе воды в опускную трубу

$$r\omega_\alpha=\text{const}, \qquad (14.32)$$

где r — радиус соответствующего поперечного сечения воронки; ω_α — скорость по окружности в данном сечении.

Уравнение установившегося движения жидкости (без учета трения) запишем в виде

$$(\partial p/\partial r)-\rho'\omega_\alpha^2/r=0. \qquad (14.33)$$

Совместное решение уравнений (14.32) и (14.33) с граничными условиями $r=\infty$, $z=$ $=h_0$ и $p=p_0$ имеет вид

$$g(h_0-z)(\rho'-\rho'')=0{,}5\rho'\omega_\alpha^2 \qquad (14.34)$$

и фиксирует равенство сил веса столба воды и центробежных сил для каждого поперечного сечения вихревой воронки. В нижней узкой части воронки появляются дополнительно силы поверхностного натяжения, ограничивающие ее высоту. На глубину воронки влияет сносящая скорость воды в барабане $\omega_б$, эта скорость снижает высоту вихревой воронки.

По опытам НПО ЦКТИ, глубина вихревой воронки $h_{вор}$ при $w_{оп}=2$ и $w_б=0{,}2$ м/с для $d_{оп}=0{,}2$ м, $h_{вор}=0{,}45$ м, что необходимо учитывать при расположении входа в опускные трубы, т. е. обеспечить условие $h_0>h_{вор}$ (рис. 14.6).

ГЛАВА ПЯТНАДЦАТАЯ

ПРИНУДИТЕЛЬНОЕ ДВИЖЕНИЕ РАБОЧЕЙ СРЕДЫ В СИСТЕМАХ С ПАРАЛЛЕЛЬНО ВКЛЮЧЕННЫМИ ТРУБАМИ

15.1. ПРИНУДИТЕЛЬНОЕ ДВИЖЕНИЕ ВОДЫ И ПАРА В ТРУБАХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ АГРЕГАТОВ

В прямоточном котле движение жидкости (среды) по трубам осуществляется за счет напора питательного насоса, который обеспечивает преодоление полного сопротивления и заданное выходное давление пара после паровой задвижки. В барабанном котле принудительное движение среды осуществляется только в экономайзере и пароперегревателе, так как в экранных трубах и опускной системе возникает естественная циркуляция.

Первые прямоточные котлы на докритическое давление, предложенные проф. Л. К. Рамзиным, в радиационной части экранированы трубами с винтообразной навивкой. Начиная с холодной воронки, каждая труба имеет небольшой подъем. Общий подъем в нижней радиационной части экранов (НРЧ) при общей длине трубы $l_{НРЧ}$ осуществляется на высоту $h_{НРЧ}$, причем $h_{НРЧ}/l_{НРЧ}\ll 1$. В этом случае основная часть потери давления приходится на гидравлическую составляющую.

В трубы НРЧ из экономайзера подается вода, недогретая до состояния закипания, а выходит пароводяная смесь с массовым паросодержанием $x\approx 0{,}8$. Массовая скорость ρw при номинальной нагрузке 1600—2400 кг/(м^2·с) по условию приемлемого гидравлического сопротивления и допустимой температуре стенки. При заданной паропроизводительности и известном значении ρw получается большое количество параллельно включенных труб n, ибо $n=D/(\rho w f)$.

Опыты показали, что даже при равномерном газовом обогреве параллельно работающих труб может возникнуть неустойчивый режим работы, когда одни трубы выдают больше пара, другие — больше воды, причем такое состояние может меняться. Это явление зависит от многозначности гидравлической характеристики витка, т. е. зависимости перепада давления от расхода или от массовой скорости $\Delta p(\rho w)$.

На необходимость исследования неустойчивой гидродинамики витков НРЧ впервые обратил внимание П. А. Петров и предложил способ расчета гидравлической характеристики (на докритическое давление).

При исследовании гидравлической характеристики для витков НРЧ с навивкой Л. К. Рамзина запишем $\Delta p=\Delta p_{гид}$, ибо $\Delta p_{нив}$ и $\Delta p_{к.у}$ будут много меньше гидравлического сопротивления и для дальнейшего исследования могут не учитываться.

Общий перепад давления на гидравлические потери в НРЧ состоит из сопротивления участка витка, занятого водой, $\Delta p_{эк}$ и участка с пароводяной смесью $\Delta p_{см}$, тогда $\Delta p=\Delta p_{эк}+\Delta p_{см}$. В развернутом виде эту формулу можно записать так:

$$\Delta p=\alpha_0(\rho w)^2\bar{v}_{эк}l_{эк}+\alpha_0(\rho w)^2\bar{v}_{см}l_{см}, \qquad (15.1)$$

где $\alpha_0=0{,}5\cdot 10^{-6}\lambda^{об щ}/d$ (при p в МПа, d в метрах); $l_{эк}$ — длина трубы от начала до точки закипания, занятая водой; $l_{см}$ — длина трубы с пароводяной смесью.

Длины труб $l_{эк}$ и $l_{см}$ найдем исходя из баланса теплоты, переданной на соответствующих участках при постоянной по длине трубы интенсивности тепловых потоков:

$$l_{эк}=l\Delta i_{эк}D/Q,\ l_{см}=l\Delta i_{см}D/Q, \tag{15.2}$$

где $\Delta i_{эк}=i'-i_{вх}$; $\Delta i_{см}=rx_{вых}$ (рис. 15.1); $Q/D=\Delta i_0$.

Выходное массовое паросодержание можно подсчитать по формуле

$$x_{вых}=[Q-(i'-i_{вх})D]/(Dr). \tag{15.3}$$

Используя полученные зависимости и подставив их в (15.1), запишем расчетную формулу

$$\Delta p=A_0(\rho w)^3-B_0(\rho w)^2+C_0(\rho w), \tag{15.4}$$

где $A_0=\alpha_0 lf/Q[(\Delta i_{эк}^2/2r)(\bar{v}''-\bar{v}')]$; $B_0=\alpha_0 l[(\Delta i_{эк}/r)(\bar{v}''-\bar{v}')-\bar{v}']$; $C_0=\alpha_0 lQ/f[(\bar{v}''-\bar{v}')/(2r)]$. Эти коэффициенты зависят от конструктивных размеров d, l, от давления $\bar{v}'$ $\bar{v}''$, r, от приращения энтальпий $\Delta i_{эк}$, $\Delta i_{см}$ и тепловой нагрузки витка Q.

Гидравлическая характеристика витка прямоточного парового котла, построенная по формуле (15.4), показана на рис. 15.2,*а* для разных

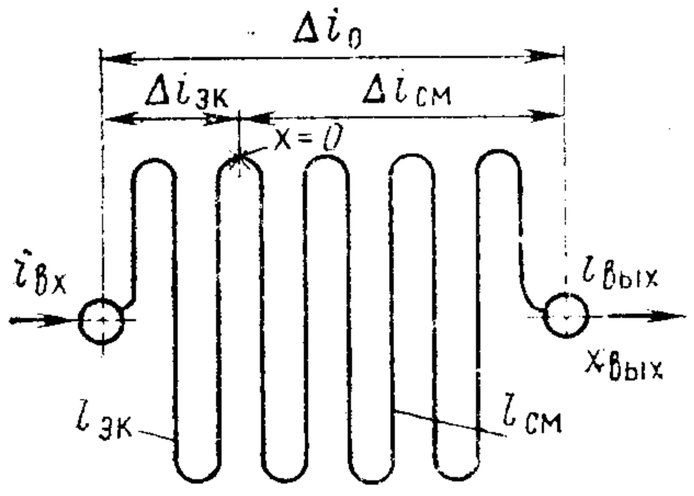


Рис. 15.1. Изменение энтальпии по длине витка прямоточного котла типа Рамзина

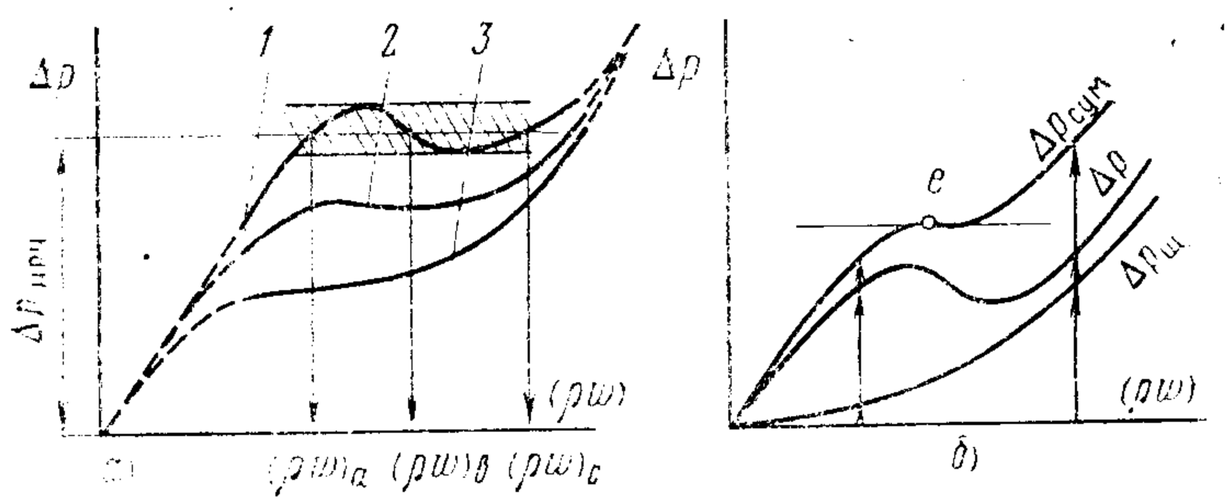


Рис. 15.2. Гидравлические характеристики витков прямоточного котла на докритическое давление:

а — при разных давлениях: *1* — при p_1; *2* — при p_2; *3* — при p_3, причем $p_1<p_2<p_3$; заштрихована зона многозначности; *б* — при шайбовании труб на входе

давлений: $p_1<p_2<p_3<p_{кр}$. Если давление в НРЧ будет p_1, а перепад давления в витках НРЧ $\Delta p_{НРЧ}$, то вероятны различные массовые скорости $(\rho w)_a$, $(\rho w)_b$, $(\rho w)_c$. Из формулы (15.1) видно, что для сохранения одного и того же перепада давления $\Delta p_{НРЧ}$ с уменьшением массовой скорости (ρw) должен увеличиваться удельный объем. Значит, $(\rho w)_a$ имеет наибольший v, т. е. $V_{пар}$, а $(\rho w)_c$ наименьший — $v_{вод}$; $(\rho w)_b$ соответствует пароводяной смеси. Однако ниспадающий $(\Delta p_{НРЧ}/\Delta\rho w<0)$ средний отрезок гидравлической характеристики практически нереализуем, ибо при возрастании ρw общий перепад давления не увеличивается, как бы должно быть, а уменьшается. Реально возможно работать лишь на двух отрезках с $\Delta p_{НРЧ}/\Delta\rho w>0$ (внутренним и внешним). Гидравлическая характеристика по кривой *1* на рис. 15.2,*а* имеет достаточно развитую зону многозначности (заштрихована), когда при одном и том же сопротивлении кривая пересекается при различных расходах. При большом числе параллельно работающих труб всегда возможно, что часть труб будет выдавать в основном пар при уменьшенном расходе и, значит, повышенной температуре стенки трубы.

Гидравлическую характеристику с зоной многозначности можно выровнять так, что любому $\Delta p_{НРЧ}$ будет соответствовать только одно значение (ρw). Для этой цели установим дроссельную шайбу на входе в трубу, т. е. проведем шайбование, тогда суммарное сопротивление будет $\Delta p_{сум}=\Delta p+\Delta p_ш$, или

$$\Delta p_{сум}=A_0(\rho w)^3-(B_0-\psi_ш^0)(\rho w)^2+C_0(\rho w), \tag{15.5}$$

где $\psi_ш^0=0{,}5\zeta_ш v_{вх}\cdot 10^{-6}$ (здесь p в МПа).

Если на кривой не иметь седловины, а лишь точку перегиба e (рис. 15.2,$б$), то необходимо первую производную приравнять нулю, т. е. $d\Delta p_{сум}/d(\rho w)=0$. В решении полученного квадратного уравнения для (ρw) надо иметь одно значение, тогда подкоренная величина должна быть равна нулю, откуда

$$\psi_{ш}^{0} = B_0 - \sqrt{3A_0C_0}. \qquad (15.6)$$

Подставив значения входящих величин, запишем формулу для определения коэффициента сопротивления шайбы

$$\zeta_{ш} = \lambda^{общ}\frac{l}{d}\left[0,134K_{зап}\left(\frac{\bar{\rho}'}{\bar{\rho}''}-1\right)\frac{\Delta i_{эк}}{r}-1\right], \qquad (15.7)$$

где $K_{зап}$ — коэффициент запаса >1, увеличивающий крутизну гидравлической характеристики.

На основании кривой *1* (рис. 15.2,$а$) ясно, что при достаточно высоком давлении гидравлическая характеристика витка НРЧ не имеет зоны многозначности и тогда не нужно шайбование. Это будет, когда $(\psi_{ш}^{0}\leqslant 0)$ $B_0\leqslant\sqrt{3A_0C_0}$, что приводит к условию однозначности гидравлической характеристики

$$[(\bar{\rho}'/\bar{\rho}'')-1]\Delta i_{эк}/r\leqslant 7,46. \qquad (15.8)$$

Последнее условие выдерживается для НРЧ котлов высокого давления. Величину $\Delta i_{эк}^{НРЧ}$, т. е. недогрев воды до закипания, для прямоточных котлов типа Л. К. Рамзина выбирают на основании того, чтобы при всех режимных условиях во входном коллекторе НРЧ поступала некипящая вода, ибо пароводяную смесь очень сложно распределить равномерно по большому количеству параллельно включенных труб.

Полная гидравлическая характеристика витка прямоточного котлоагрегата включает сумму

$$\Delta p(\rho w)=\Delta p_{гид}+\Delta p_{нив}+\Delta p_{к.у}, \qquad (15.9)$$

где для $\Delta p_{гид}$ используем формулу (13.47); $\Delta p_{нив}$ и $\Delta p_{к.у}$ определим на основании формул:

для экономайзерного участка

$$\Delta p_{нив}^{эк} = g\bar{\rho}_{эк}h_{эк};\quad \Delta p_{к.у}^{эк}=(\rho w)(w_2^{эк}-w_1^{эк}), \qquad (15.10)$$

для участка пароводяной смеси при $x=0\div x^{кон}$ по формулам (13.50), (13.51), (13.54).

15.2. ОСОБЕННОСТИ ДВИЖЕНИЯ СРЕДЫ В СИСТЕМЕ ТРУБ ПРИ СВЕРХКРИТИЧЕСКОМ ДАВЛЕНИИ

Современные мощные прямоточные котлы сверхкритического давления выпускаются в блочном исполнении. Экраны топочной части состоят из большого количества параллельно включенных панелей, панели

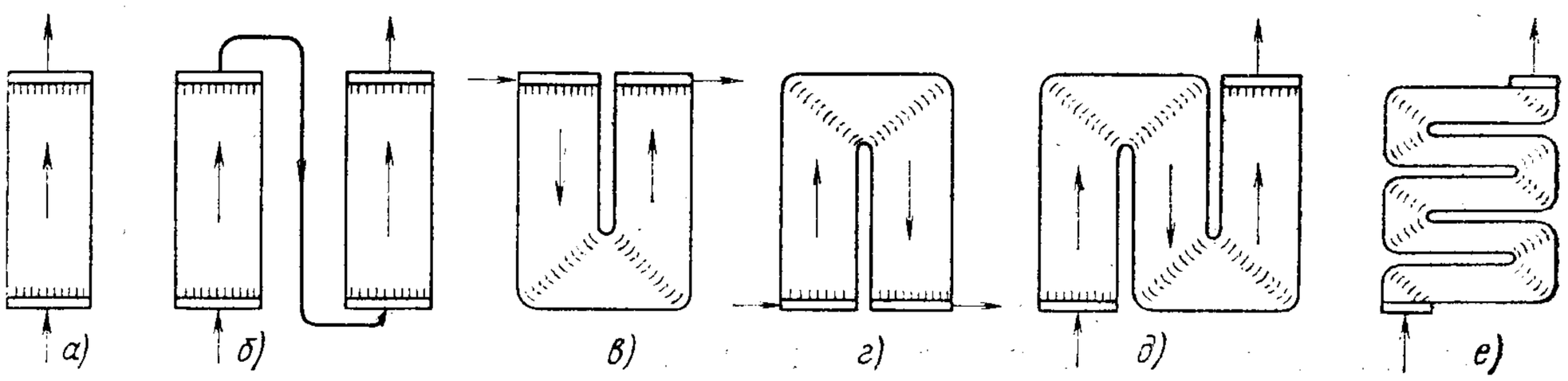


Рис. 15.3. Различные типы панелей экранов прямоточных агрегатов:

а — с вертикальными подъемными трубами; *б* — двухходовая; *в* — из U-образных труб; *г* — из П-образных труб; *д* — из N-образных труб; *е* — из горизонтально-подъемных труб (меандровый тип навивки)

имеют входной, выходной коллектор и вваренные в них трубы (рис. 15.3). Нагреваемая среда совершает главным образом подъемное или подъемно-опускное движение, и поэтому гидравлическая характеристика зависит прежде всего от $\Delta p_{гид}$ и $\Delta p_{нив}$, ибо для закритических давлений $\rho(i)$ меняется много слабее, чем для пароводяной смеси при $p<p_{кр}$, и потери на конвективное ускорение в трубах можно не учитывать.

Построение гидравлической характеристики обычно ведется от $+(\rho w)$ до $-(\rho w)$, и при этом проходят через значения (ρw), близкие к нулю. Составим тепловой баланс для трубы со стороны греющих газов и нагреваемой среды: $Q_{газ}=Q_{сред}$, откуда при условии равенства коэффициентов теплопередачи ($K\approx K_0$) получим:

$$\Delta i=\Delta i_0 t_б (\rho w)_0/(\rho w), \qquad (15.11)$$

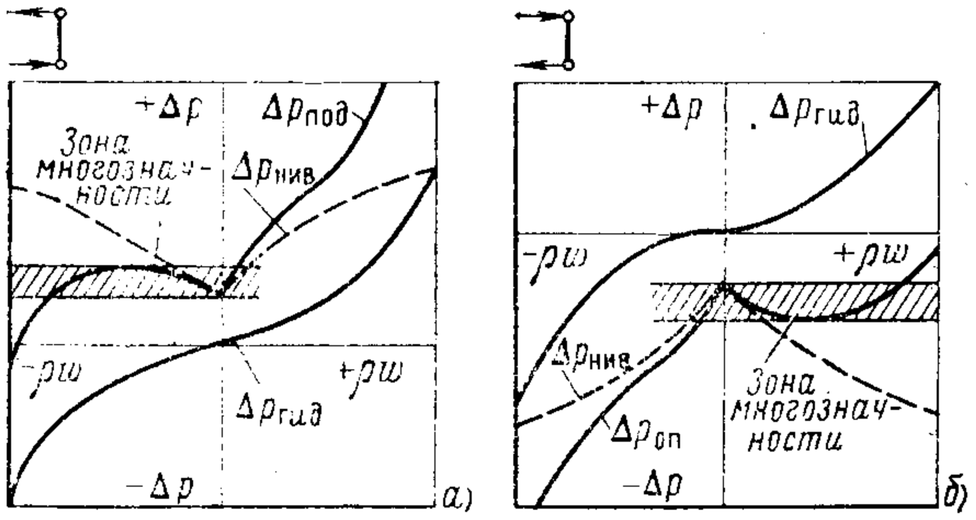


Рис. 15.4. Гидравлические характеристики для панелей из труб:
а — с подъемным движением; *б*—с опускным

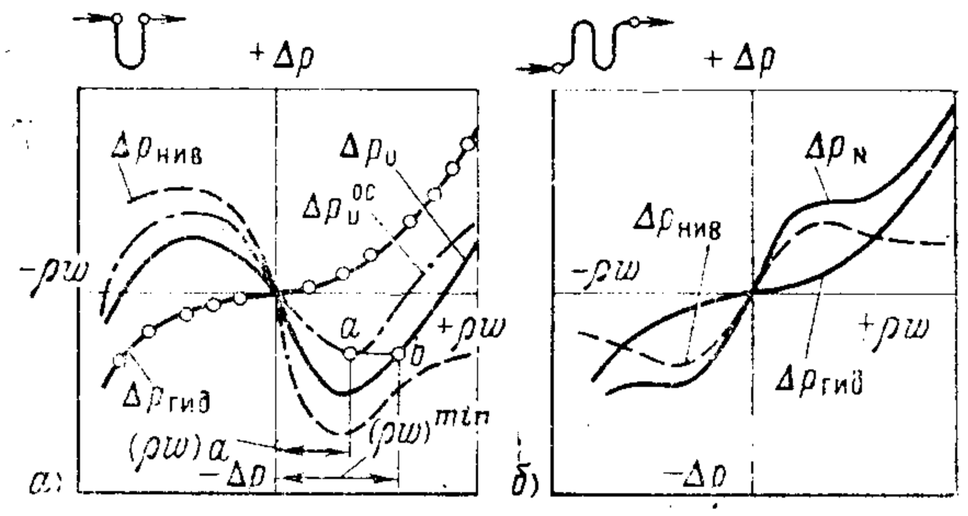


Рис. 15.5. Гидравлические характеристики для панелей из труб:
а — U-образных; *б* — N-образных

где $t_б$ — безразмерное отношение разностей температур газов и среды, которое стремится к нулю при приближении ρw к нулю. Следовательно, при определении Δi для $\rho w<300$ кг/(м^2·с) необходимо учитывать $t_б$ при построении зависимости $\Delta p(\rho w)$.

Для построения гидравлических характеристик при подъемно-опускном движении рассмотрим вначале два случая: 1) для труб панели с подъемным движением; 2) с опускным движением. В обоих случаях возможно прямое и обратное движение. Гидравлические характеристики приведены на рис. 15.4,*а* для подъемных труб и на рис. 15.4,*б* для опускных труб. В последнем случае область зоны многозначности (заштрихована) имеет значительное распространение при положительной массовой скорости.

Панели, состоящие из труб различной конфигурации, показанные на рис. 15.3, можно разделить на отдельные участки с подъемным и опускным движением нагреваемой среды, что позволяет упростить построение гидравлической характеристики. На рис. 15.5 показаны гидравлические характеристики для панелей из труб U-образных и N-образных.

Для панелей из U-образных труб (рис. 15.5,*а*) даны две гидравлические характеристики: для труб со средним обогревом Δp_v и труб с ослабленным обогревом Δp_v^{oc}. При $(\rho w)_a$ в трубах с ослабленным обогревом наступает опрокидывание циркуляции. Во избежание этого необходим запас примерно на 40%, т. е. $(\rho w)^{мин}=K(\rho w)_b$, где $K=1{,}4$. Подчеркнем, что панели с U-образными трубами имеют большую область многозначности, где возможна работа только на восходящей ветви с положительным ρw и в удалении от $(\rho w)^{мин}$.

Панели из N-образных труб (рис. 15.5,*б*) обычно не имеют зоны многозначности и обеспечивают вполне устойчивую работу котла и на сниженных нагрузках.

15.3. ВЛИЯНИЕ ТЕПЛОВЫХ И ГИДРАВЛИЧЕСКИХ РАЗВЕРОК И НЕРАВНОМЕРНОСТЕЙ ТРУБНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ НА МАССОВЫЕ СКОРОСТИ СРЕДЫ

Экраны котлов имеют большое количество параллельно соединенных труб. Ширина отдельных панелей получается значительной, и поэтому возможны тепловые и гидравлические развески и неравномерности. В Нормах гидравлического расчета котлов выделены два коэффициента развески (ρ_q — тепловой, $\rho_г$ — гидравлической) и три коэффициента неравномерности ($\eta_т$ — тепловосприятия, $\eta_г$ — гидравлический, $\eta_к$ — конструктивной нетождественности). Эти коэффициенты определяются так:

$$\left.\begin{aligned} \rho_q = \Delta i_т / \Delta i_{ср};\ \rho_г = (\rho w)_т / (\rho w)_{ср};\\ \eta_т = q_т / q_{ср};\ \eta_г = \Sigma\zeta_т / \Sigma\zeta_{ср};\ \eta_к = H_т / H_{ср}. \end{aligned}\right\} \quad (15.12)$$

Здесь индекс «т» относится к разверенным трубам; «ср» — к трубам со средним обогревом.

Если составить баланс перепадов давлений для труб разверенных и труб со средним обогревом, т. е.

$$\Delta p_т^{гид} + \Delta p_т^{нив} = \Delta p_{ср}^{гид} + \Delta p_{ср}^{нив},$$

то после подстановки входящих величин получим формулу

$$\rho_г^{дав} = \left\{ \frac{1}{\eta_г} \left[1 - \frac{\Delta p_т^{нив} - \Delta p_{ср}^{нив}}{\Delta p_{ср}^{гид}} \right] \frac{\overline{\rho}_т}{\overline{\rho}_{ср}} \right\}^{0,5}. \quad (15.13)$$

Коэффициент гидравлической разверки можно определить из условия баланса теплоты для тех же труб, а именно:

$$\rho_г^{теп} = \eta_г \eta_к / \rho_q. \quad (15.14)$$

Зная расход воды для панели $D_0 = D_т + D_{ср}$, запишем массовую скорость в разверенных трубах

$$(\overline{\rho w})_т = (\rho w)_0 n_0 / n_т - (\rho w)_{ср} n_{ср} / n_т, \quad (15.15)$$

где n_0, $n_т$, $n_{ср}$ — количество труб — общее, разверенных и со средним обогревом.

При определении действительного значения $(\rho w)_т$ необходимо выполнить равенство $\rho_г^{дав} = \rho_г^{теп}$, куда входит $(\rho w)_т$, поэтому приходится расчет вести методом последовательного приближения. Значение $(\rho w)_т$ для труб с уменьшенной теплопередачей в экранах на СКД может быть существенно меньшим $(\rho w)_{ср}$ для сниженных нагрузок агрегата. С уменьшением (ρw) снижается внутренний коэффициент теплоотдачи $\alpha_{вн}$, и это приводит к возрастанию температуры стенки труб, а при номинальной нагрузке значительно возрастает температура стенки трубы при высокой тепловой неравномерности — $\eta_т \geqslant 1{,}3$.

15.4. ПУЛЬСАЦИЯ ПАРОВОДЯНОГО ПОТОКА

При эксплуатации прямоточных котлов докритического давления возникают пульсационные режимы, когда расход в трубах, а следовательно, и массовая скорость периодически колеблются около среднего значения. Это явление нежелательно, ибо вызывает циклические температурные напряжения.

Общекотловые пульсации в котле могут возникнуть при резких колебаниях расхода топлива; они являются затухающими, т. е. прекращаются с устранением возбуждения. Кроме того, может быть межвитковая пульсация пароводяного потока. Физика этого явления такова: 1) про-

цесс носит автоколебательный характер (нет периодической возбуждающей силы); 2) пульсации расхода в витках труб экранов проявляются как межвитковые (когда расходы в смежных трубах—неодинаковые); 3) амплитуды пульсаций массовой скорости сдвинуты по фазе на входе и выходе; 4) пульсации массовой скорости появляются в трубах с обогреваемой жидкостью, когда зависимость $\rho(i)$ сильно меняется по длине трубы; $\bar{\rho}_{эк} \gg \bar{\rho}_{см}$.

При межвитковых пульсациях пароводяной смеси давление на участке начала парообразования периодически меняется: то увеличивается больше входного, то уменьшается. Это позволяет записать уравнение скорости изменения давления на данном участке с экономайзерной стороны витка и со стороны пароводяной смеси:

$$\left.\frac{\partial^2 p_1}{\partial z \partial \tau}\right|_{z=l_1} = \left.\frac{\partial^2 p_2}{\partial z \partial \tau}\right|_{-z=-l_2}. \qquad (15.16)$$

Здесь индекс 1 относится к экономайзерному участку, а индекс 2 — к участку с пароводяной смесью. Записав это уравнение в развернутом виде и используя преобразование по Лапласу, получим решение для массовой скорости, куда входит величина K_{0*} — квадрат круговой частоты, причем для слабонаклонных труб

$$K_{0*} = \frac{\beta_{02}\bar{w}_{02}\xi_{21}\left[1-(1-e^{-mx_к})/(mx_к)\right]-\beta_{01}w_{01}}{(2-\chi)(l_2\xi_{21}-l_1)}, \qquad (15.17)$$

где $x_к$ — конечное паросодержание; m — функция от p, см. (13.52); χ — доля увеличения теплового потока или уменьшения расхода;

$$\beta_{01,2} = \lambda_{1,2}^{общ}\bar{w}_{01,2}/(2d_{1,2}); \quad \xi_{21} = \Delta\rho_{02}\bar{\rho}_{02}/(\Delta\rho_{01}\bar{\rho}_{01}).$$

Период колебаний рассчитываем по формуле

$$\tau_{пер} = 2\pi/\sqrt{K_{0*}}. \qquad (15.18)$$

В прямоточных котлах высокого давления $\tau_{пер} \approx 60$ с, а при снижении нагрузки $\tau_{пер}$ увеличивается. При $\tau_{пер} \to 0$ получим условие беспульсационного режима

$$\beta_{02}\bar{w}_{02}\xi_{21}\left[1-(1-e^{-mx_к})/(mx_к)\right] \leqslant \beta_{01}\bar{w}_{01}. \qquad (15.19)$$

В случае невыполнения этого неравенства необходимо увеличить β_{01} установкой дроссельных шайб на входе в трубы, тогда

$$\lambda_1 = \lambda_1^{общ} + \zeta_ш d_1/l_1, \qquad (15.20)$$

где $\zeta_ш$ — коэффициент сопротивления дроссельной шайбы. С повышением давления уменьшаются $\bar{v}_{02}$ и $\bar{w}_{02}$ и неравенство выполняется, отсюда видно, что пульсационные явления сильнее проявляются при пониженных давлениях. При уменьшении паросодержания уменьшаются $\Delta\rho_{02}$ и ξ_{21}, а следовательно, уменьшается возможность появления пульсаций. Усиленный обогрев в зоне испарения повышает $\bar{w}_{02}$ и затрудняет выполнение неравенства (15.19), т. е. возможность пульсаций повышается.

Для определения граничного значения массовой скорости (когда пульсации отсутствуют) в Нормах гидравлического расчета котлов дана номограмма, построенная с использованием экспериментального материала ряда организаций: НПО ЦКТИ, ВТИ, ЭНИН.

15.5. ОСОБЕННОСТИ ГИДРОДИНАМИКИ АГРЕГАТОВ С МНОГОКРАТНОЙ ПРИНУДИТЕЛЬНОЙ И КОМБИНИРОВАННОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ

Многократная принудительная циркуляция встречается в зарубежных и отечественных энергетических агрегатах. В испарительных поверх-

ностях при многократной принудительной циркуляции расход жидкости в K раз больше, чем при прямоточном принципе получения пара:

$$G_{мн}=KD, \qquad (15.21)$$

где K — кратность циркуляции ($K=4\div8$); D — расход пара.

Все испарительные поверхности нагрева работают параллельно, и весь циркулирующий расход жидкости прокачивается циркуляционным насосом. Работа циркуляционного насоса проходит в трудных условиях, ибо на вход в лопатки насоса поступает вода, почти догретая до закипания. Кипение в насосе недопустимо, ибо приводит к повреждению лопаток и срыву производительности.

По гидравлическому режиму работы агрегаты с многократной принудительной циркуляцией подобны прямоточным, но при большем в K раз циркуляционном расходе жидкости. Здесь могут оказаться гидравлические характеристики с зоной многозначности при низком давлении; в разверенной трубе может быть мала массовая скорость; во многих случаях может возникнуть пульсация расхода. Формулы для расчета указанных гидравлических явлений даны в предыдущем параграфе.

Количество параллельно включенных труб в поверхностях нагрева с многократной циркуляцией по сравнению с прямоточными агрегатами в K раз больше (при одних и тех же сечениях труб и одинаковых скоростях). Это создает большую ширину ленты, что вызывает значительную неравномерность тепловосприятия отдельных труб и как результат необходимость шайбования.

При неблагоприятном соотношении эксплуатационных параметров и конструктивных величин в агрегатах с многократной принудительной циркуляцией могут появиться пульсации расхода, но с меньшим периодом, чем в аналогичном прямоточном агрегате.

Для агрегатов с многократной принудительной циркуляцией большое значение имеет высота расположения циркуляционного насоса. Эта высота должна обеспечивать такое давление на входе в насос, которое бы не допускало закипания жидкости при входе ее на рабочие лопатки. Высоту расположения циркуляционного насоса $h_н$ от его оси до уровня воды в барабане определим из условия недопущения закипания воды на входе в лопатки рабочего колеса, для чего составим баланс теплоты. Количество теплоты, необходимое для нагрева циркулирующей жидкости, $G_{мн}$ до закипания при давлении в барабане Q_1 и на уровне насоса Q_2. При падении давления выделится тепло, аккумулированное в металле и жидкости опускной системы, Q_3. Запишем тепловой баланс: $Q_1+Q_2\geqslant Q_3$.

Подставив сюда значения входящих величин, определим высоту расположения насоса

$$h_н \geqslant \frac{\Delta p_{оп}}{g\rho'} + \zeta_н \frac{w_н^2}{2g} + \frac{l_{оп}}{w_{оп}} \frac{10^6}{g\rho'} \left(\frac{\partial p}{\partial \tau}\right)_{экс} + \frac{\left(\frac{\partial p}{\partial \tau}\right)_{экс} \left(\frac{\partial t'}{\partial p} C_м^{оп} G_м^{оп} + \frac{\partial i'}{\partial p} V_в^{оп} \rho'\right) (\rho' w_{оп} f_{оп})^{-1} - \Delta i_б}{(\partial i'/\partial p) g\rho' \cdot 10^{-6}}, \qquad (15.22)$$

где $\Delta p_{оп}$ — сопротивление труб опускной системы, Па; $\zeta_н$ — коэффициент потерь при входе потока на рабочие лопатки, $\zeta_н \sim 2{,}5$; $\partial t'/\partial p$ — изменение температуры насыщения воды при изменении давления; $w_н$ — абсолютная скорость воды на входе в рабочее колесо насоса; $\partial i'/\partial p$ — изменение энтальпии.

На увеличение $h_н$ влияют: $\Delta p_{оп}$, сопротивление при входе на рабочее колесо насоса, скорость изменения давления при эксплуатации, а на уменьшение — лишь недогрев поступающей питательной воды до температуры кипения.

Для котлов с многократной принудительной циркуляцией необходимо иметь $\Delta i_б$ (т. е. некипящий экономайзер), что будет способствовать более устойчивой работе насоса.

В прямоточных агрегатах высокого давления некоторые зарубежные фирмы часто применяют схему с дополнительной циркуляцией для повышения массовой скорости при сниженных нагрузках (рис. 15.6). Циркуляционный насос при сниженной нагрузке более чем в 2 раза повышает массовую скорость в экранах по сравнению с чисто прямоточным принципом (когда ρw уменьшается во столько же раз, во сколько снижается нагрузка). При номинальной нагрузке агрегата кратность комбинированной циркуляции составляет около 1,5. Для нормальной работы всегда должно выдерживаться условие отношения давлений $(p_{б.с}^{низ} / p_{эко}^{вых} \geqslant 1$ (рис. 15.6), что обеспечивается необходимым напором, создаваемым циркуляционным насосом.

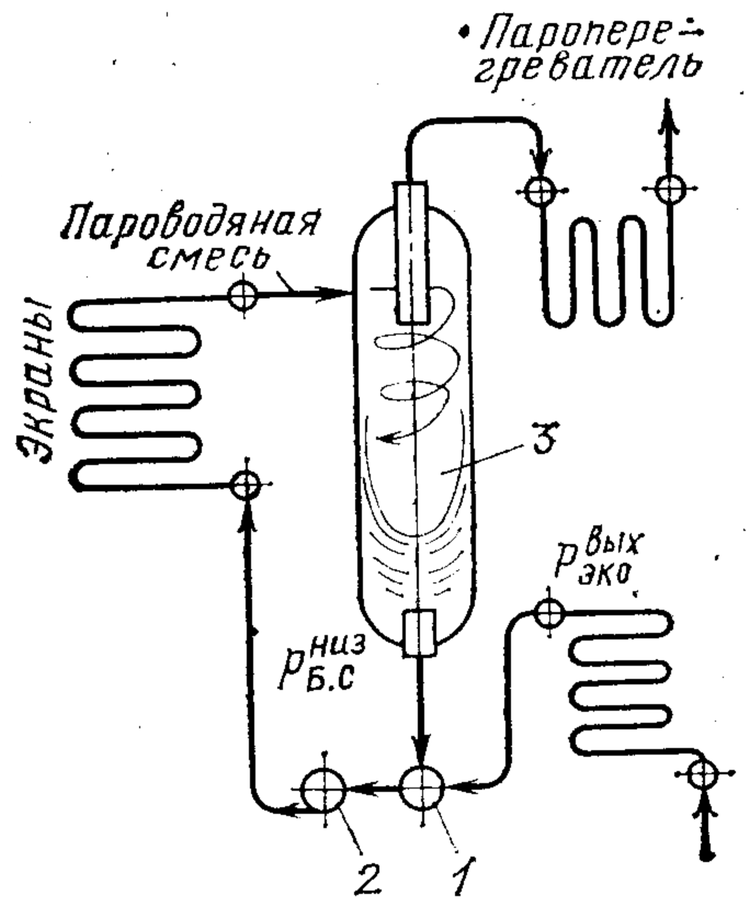


Рис. 15.6. Принцип работы прямоточного агрегата с дополнительной циркуляцией:

1 — смеситель; *2* — циркуляционный насос; *3* — барабан-сепаратор

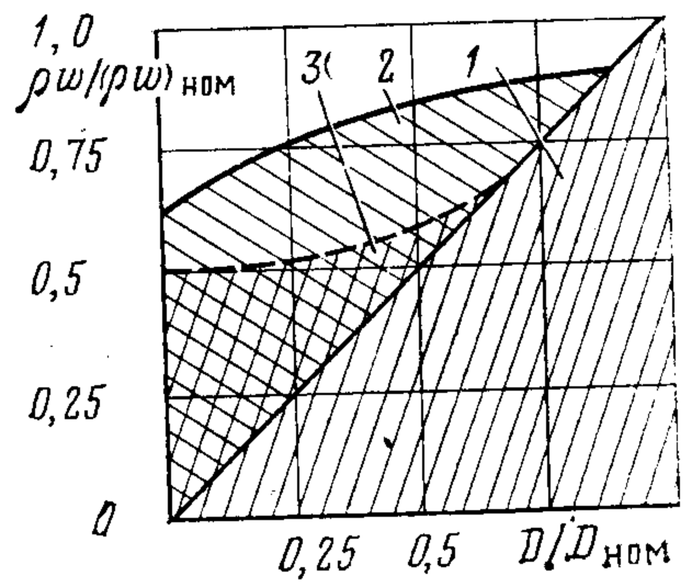


Рис. 15.7. Изменение массовой скорости при переменной нагрузке агрегатов на СКД создает:

1 — питательный насос; *2* — дополнительная циркуляция; *3* — петля естественной циркуляции

В прямоточных котлах на СКД со снижением производительности уменьшается также и массовая скорость. Так, если $(\rho w)_{ном} = 1600$ кг/(м²·с), то при 50%-ной нагрузке 800 кг/(м²·с), а при 0,25 — только 400 кг/(м²·с), что совершенно недостаточно для надежного охлаждения труб. В связи с этим возникла идея включать циркуляционные насосы при сниженных нагрузках с тем, чтобы повысить расход нагреваемой среды в экранах. В этом случае расход через экраны обеспечивается не только за счет питательного насоса, но и дополнительно циркуляционным насосом или за счет петли естественной циркуляции (рис. 15.7).

При комбинированной циркуляции рециркулируемая рабочая среда забирается после экранов, где обеспечивается давление $p_{экр}^{вых}$, большее, чем после экономайзера, т. е. $(p_{экр}^{вых} / p_{эко}^{вых}) \geqslant 1$. Среда подается в смеситель (рис. 15.8,*а*), откуда забирается насосами и подается в экраны. На полную мощность эти насосы работают при сниженной нагрузке агрегата. Работа их протекает при тяжелых условиях, так как они обеспечивают прокачку среды закритических параметров с температурой около 400 °С.

Схема с комбинированной циркуляцией разрабатывалась в НПО ЦКТИ, во ВНИИАМ, на ЗиО, где предложена схема с петлей естественной циркуляции, заменяющей циркуляционный насос в схеме агрегата (рис. 15.8,*б*), которая обеспечивает достаточную дополнительную цир-

куляцию кратностью около 1,4—1,6 при сниженной нагрузке. Вода из экономайзера подается в смеситель, расположенный на верхней отметке экранов, где подмешивается нагретая среда после экранных поверхно-

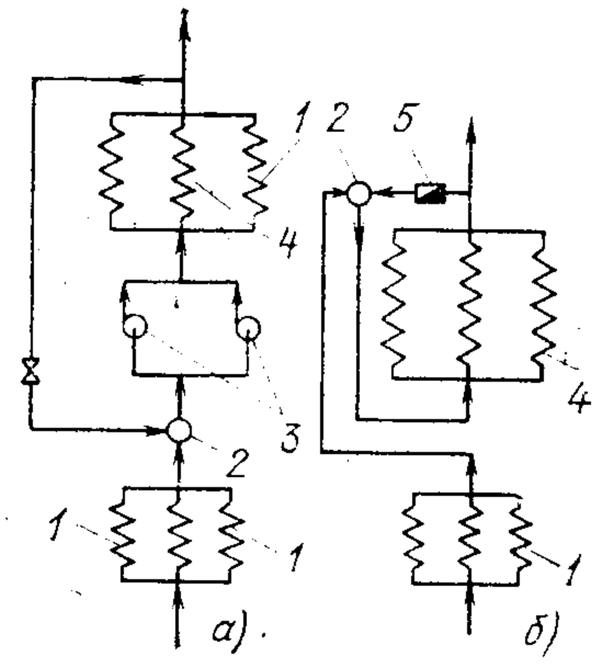


Рис. 15.8. Принципиальные схемы прямоточных котлов на СКД с дополнительной циркуляцией:

а — с циркуляционными насосами; *б* — с петлей естественной циркуляции; *1* — экономайзер; *2* — смеситель; *3* — циркуляционные насосы; *4* — экраны; *5* — обратный клапан

стей нагрева, и когда $\Delta p_{\text{гид}}^{\text{экр}}$ сильно уменьшается, тогда нивелирный напор опускной трубы оказывается достаточным для обеспечения перетока части жидкости через обратный клапан.

15.6. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СХЕМЫ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЕЙ

Движение пара в пароперегревателе осуществляется по системе параллельно включенных труб. В связи с высокой температурой перегретого пара, а следовательно, малой его плотностью применяется большое количество параллельно включенных труб n во избежание высоких потерь давления. Например, для современного прямоточного котла на СКД блока мощностью 300 МВт n=600 шт., массовая скорость в радиационных перегревателях ρw=1500 кг/(м^2·с), в конвективных — ρw= =1450 кг/(м^2·с).

Пароперегревательные поверхности располагаются в зоне высоких температур: в верхней части топочной камеры (радиационные и ширмовые поверхности), в горизонтальном газоходе конвективные поверхности), а иногда в начале конвективной шахты. Это делают для того, чтобы повысить Δt до наибольших допустимых пределов и этим снизить размер поверхности нагрева. Металл труб пароперегревателя агрегатов высоких параметров работает на пределе и не позволяет дальнейшего сколько-нибудь существенного повышения температуры, что заставляет распределить пар по трубам наиболее равномерно.

На равномерную раздачу пара по отдельным трубам оказывает решающее воздействие гидравлическая схема пароперегревателя. Рассмотрим три наиболее распространенные гидравлические схемы: *П* и *Z*, *Ш*, показанные на рис. 15.9.

Схема *П* имеет подвод и отвод пара с одной стороны; в схеме *Z* пар подводится и отводится с разных сторон; схема *Ш* имеет как подвод, так и отвод пара широким фронтом.

Очевидно, что большое количество подводящих и отводящих труб может обеспечить достаточно равномерную раздачу пара по всем трубам. Однако во многих конструкциях котлов часто схему *Ш* невозможно осуществить, тогда надо выбирать схему *П* или *Z*.

Для выяснения равномерности раздачи пара по отдельным трубам схем *П* и *Z* сначала исследуем работу входного и выходного коллекторов. При движении пара вдоль оси входного коллектора постепенно

падает давление за счет сопротивления и, кроме того, уменьшается осевая скорость от $w_{вх}$ до 0, что приводит к повышению напора согласно уравнению Бернулли. Гидравлическое сопротивление коллекторов (входного и выходного) можно подсчитать по формулам:

$$\Delta p_{вх}^{гид} = \zeta_{вх}^{кол} (\rho w)_{вх} w_{вх}/2; \qquad (15.23)$$

для $\Delta p_{вых}^{гид}$ формула аналогична, где $\zeta_{вх}$, $\zeta_{вых}$ — коэффициенты сопротивления входного и выходного коллекторов при торцевом подводе пара. Их значения: $\zeta_{вх}^{кол} = 0{,}8$; $\zeta_{вых}^{кол} = 2{,}0$.

При движении пара вдоль коллектора его скорость будет изменяться за счет оттока (или притока) в трубы. Во входном (раздающем) коллекторе осевая скорость будет изменяться от $w_{вх}^{кол}$ до 0, а в выходном, наоборот, от 0 до $w_{вых}^{кол}$. Это приведет к изменению напора за счет конвективного ускорения. Перепад давления на конвективное ускорение получим, используя формулу (13.49), и тогда:

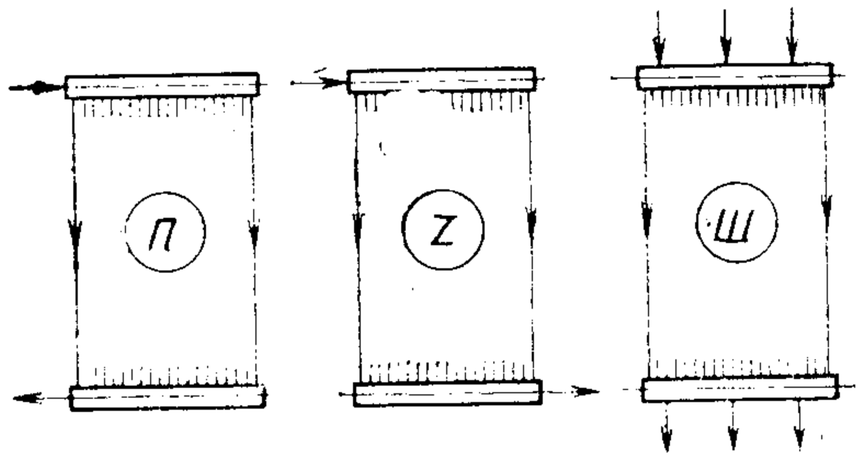


Рис. 15.9. Гидравлические схемы пароперегревателей

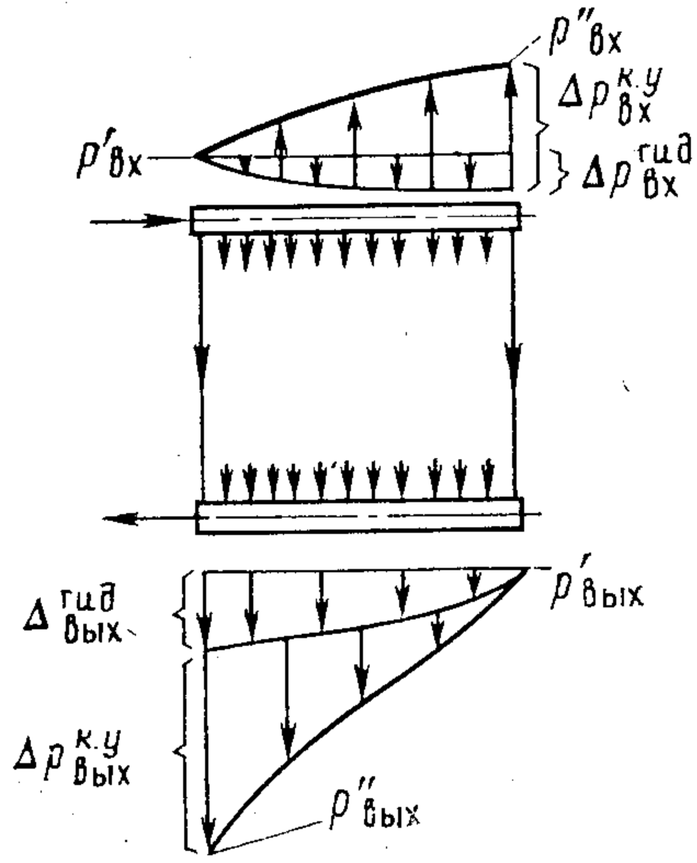


Рис. 15.10. Эпюры перепадов давлений в коллекторах в гидравлической схеме *П*

для входного коллектора

$$\Delta p_{вх}^{к.у} = -(\rho w)_{вх} w_{вх};$$

для выходного коллектора

$$\Delta p_{вых}^{к.у} = (\rho w)_{вых} w_{вых}. \qquad (15.24)$$

Здесь знак минус показывает на то, что давление во входном коллекторе повышается от сил инерции, так как считаем потери давления.

Необходимо выяснить отношение перепадов давлений $\Delta p_{вх}^{к.у}/\Delta p_{вх}^{гид}$, которое составляет 2,5 при расчете по формулам (15.23) и (15.24). Следовательно, давление в конце входного коллектора повысится $p'_{вх} < p''_{вх}$ (рис. 15.10).

Давление в конце входного коллектора

$$p_{вх}'' = p'_{вх} - \Delta p_{вх}^{гид} + \Delta p_{вх}^{к.у} \qquad (15.25)$$

(перед $\Delta p_{вх}^{к.у}$ поставлен знак «+», ибо учтено влияние сил конвективного ускорения, повышающего здесь общее давление).

Давление в конце выходного коллектора

$$p''_{вых} = p'_{вых} - \Delta p_{вых}^{гид} - \Delta p_{вых}^{к.у}. \qquad (15.26)$$

Эпюра изменения полного давления в коллекторах показана на рис. 15.10. В самих трубных змеевиках происходит значительное изменение давления на $\Delta p_{зм}$. Окончательное распределение давления в коллекторах с учетом сопротивления змеевиков зависит от гидравлической схемы *П* или *Z*.

Максимальный и минимальный перепады давления в перегревателе для схемы *П*:

$$\left.\begin{aligned} \Delta p^{П}_{макс} &= \Delta p_{зм} + \Delta p^{гид}_{вых} + \Delta p^{к.у}_{вых}; \\ \Delta p^{П}_{мин} &= \Delta p_{зм} - \Delta p^{гид}_{вх} + \Delta p^{к.у}_{вх}, \end{aligned}\right\} \quad (15.27)$$

а для схемы *Z*:

$$\left.\begin{aligned} \Delta p^{Z}_{макс} &= \Delta p_{зм} - \Delta p^{гид}_{вх} + \Delta p^{к.у}_{вх} + \Delta p^{гид}_{вых} + \Delta p^{к.у}_{вых}; \\ \Delta p^{Z}_{мин} &= \Delta p_{зм}. \end{aligned}\right\}$$

Как видно из приведенных на рис. 15.11 эпюр полного давления для схемы *П*, максимальный и минимальный перепад отличается несущественно, тогда как для схемы *Z* это отличие — большое. Очевидно, схема *Z* дает большую разность перепадов давлений для различных труб, находящихся на противоположных сторонах пароперегревателя, что создает большую неравномерность в расходе пара по отдельным трубам. Там, где будет минимальный перепад давления, в трубах пройдет уменьшенное против среднего количество пара. Отсюда видно, что схему можно применять лишь с большой осторожностью.

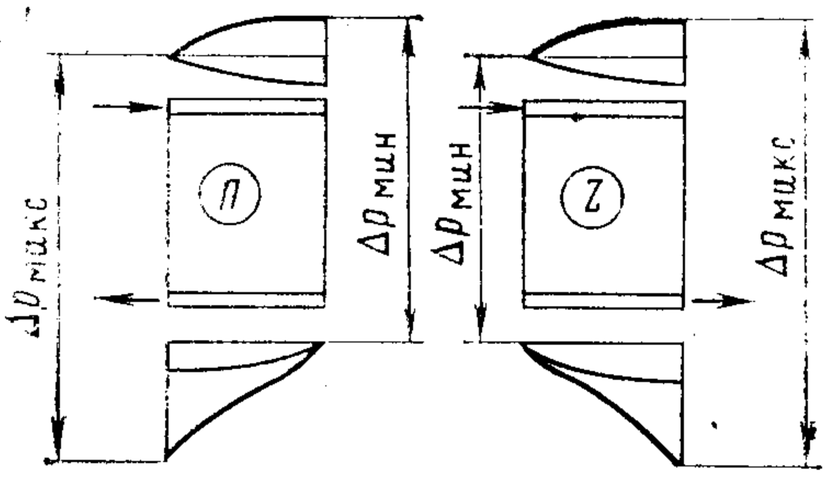


Рис. 15.11. Сравнение перепадов давлений в пароперегревателях с гидравлическими схемами *П* и *Z*

Чтобы оценить достоинства гидравлической схемы *Ш*, представим ее как бы выполненной из нескольких частей, соединенных по схеме *П*, по числу подводов и отводов. Получаем, что входной и выходной коллекторы разделены на короткие участки со своими змеевиками. Тогда потери давления на гидравлическое сопротивление и конвективное ускорение в коллекторах будут уменьшены в $2n$ раз (n — число подводящих и отводящих труб). Отсюда видно, что $\Delta p^{Ш}_{макс} \sim \Delta p^{Ш}_{мин}$ и во всяком случае значительно ближе, чем для схемы *П* и тем более для схемы *Z*. Таким образом, схема *Ш* дает наименьшую температурную разверку.

15.7. ВЛИЯНИЕ ТЕПЛОВЫХ РАЗВЕРОК НА РАБОТУ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЕЙ

Во всех конструкциях котлов имеет место неравномерный обогрев отдельных труб по ширине газохода. Разный обогрев отдельных змеевиков создает температурную разверку, и разверенные трубы находятся в наиболее неблагоприятных условиях работы.

Максимальное значение удельного тепловосприятия конвективных или радиационных поверхностей нагрева, расположенных вверху топочной камеры, определяем по формуле

$$q^{макс}_{т} = \eta^{макс}_{ш} \overline{q}_{т}, \quad (15.28)$$

где $\eta^{макс}_{ш} = 1{,}2 \div 1{,}3$.

Максимальное местное удельное тепловосприятие разверенных труб для конвективных поверхностей нагрева зависит от рода топлива, местоположения в газоходе и нагрузки, т. е. от температурной разности $(t_{\text{газ}}-t_{\text{пар}})$.

Для оценки неодинаковости тепловосприятия отдельных труб перегревателя используем два коэффициента разверки (тепловой и гидравлический) и два коэффициента неравномерности. Коэффициенты тепловой и гидравлической разверки и коэффициенты неравномерности тепловосприятия и нетождественности конструкции определяем по формулам (15.12).

Приращение энтальпии трубы зависит от интенсивности теплового потока q, поверхности нагрева H и расхода пара D, а именно:

$$\Delta i_{\text{т}}=q_{\text{т}}H_{\text{т}}/D_{\text{т}},\ \Delta i_{\text{ср}}=q_{\text{ср}}H_{\text{ср}}/D_{\text{ср}}. \tag{15.29}$$

Коэффициент тепловой разверки после совместных преобразований (15.12) и (15.29) принимает вид

$$\rho_q=\eta_{\text{т}}\eta_{\text{к}}/\rho_{\text{г}}. \tag{15.30}$$

Поскольку разверенная труба имеет наибольший обогрев, то в ней будет наименьший расход, следовательно, $\rho_{\text{г}}=D_{\text{мин}}/\bar{D}$, причем расход $\bar{D}$ определим как полусумму. Коэффициент тепловой разверки для труб перегревателя одинаковой длины ($\eta_{\text{к}}=1$) будет

$$\rho_q=0{,}5\eta_{\text{т}}[(D_{\text{макс}}/D_{\text{мин}})+1]. \tag{15.31}$$

Значение отношения $D_{\text{макс}}/D_{\text{мин}}$ найдем, записав перепад давления для соответствующих труб как $\Delta p(D)$. В общем случае перепад давления в трубах пароперегревателя слагается из гидравлического сопротивления и конвективного ускорения, поэтому

$$\Delta p=0{,}5\Sigma\zeta_{\text{сум}}(\rho w)^2/\bar{\rho}, \tag{15.32}$$

где $\Sigma\zeta_{\text{сум}}=\Sigma\zeta+(\rho_1/\rho_2-\rho_2/\rho_1)$, причем второй член суммы существенно меньше первого.

Запишем отношение расходов для различных труб и, подставив его в (15.31), получим окончательную формулу для расчета коэффициента тепловой неравномерности пароперегревательных труб (при $\eta_{\text{к}}=1$)

$$\rho_q=0{,}5\eta_{\text{т}}\left[\sqrt{(\Delta p_{\text{макс}}/\Delta p_{\text{мин}})\,(\bar{\rho}_{\text{макс}}/\bar{\rho}_{\text{мин}})}+1\right]. \tag{15.33}$$

Рассчитанный ρ_q надо сравнить с $\rho_q{}^{\text{доп}}$ по условию наибольшей допускаемой температуры стенки металла трубы при эксплуатации:

$$\rho_q^{\text{доп}}=(i_{\text{кон}}^{\text{доп}}-i_{\text{нач}})/(i_{\text{кон}}^{\text{ср}}-i_{\text{нач}}), \tag{15.34}$$

где $i_{\text{кон}}^{\text{доп}}$ — конечная энтальпия труб с наибольшей допустимой температурой; $i_{\text{кон}}^{\text{ср}}$ — то же для средних труб.

Для надежной работы пароперегревателя во избежание недопустимого перегрева труб необходимо выдержать условие

$$\rho_q\leqslant\rho_q{}^{\text{доп}}. \tag{15.35}$$

Из формулы (15.33) видно, что гидравлические схемы пароперегревателей с большим отношением $\Delta p_{\text{макс}}/\Delta p_{\text{мин}}$ (например, схема Z) дают высокий коэффициент тепловой неравномерности, при котором трудно выдержать условие надежной работы (15.35).

Для уменьшения влияния тепловой разверки пароперегреватели делятся на несколько ступеней по ходу пара и, кроме того, некоторые ступени разделяются по ширине газохода на отдельные секции, находящиеся в разных тепловых условиях. Пар из секции с усиленным обогревом направляется в секцию с ослабленным обогревом по специальным трубопроводам. Так конструируют перебросы паровых потоков. В процессе переброса пар дополнительно перемешивается, и тем выравнивается его температура.

На рис. 15.12 показана организация перебросов потоков пара пароперегревателя высокого давления. Вторая ступень по ширине разделена на две крайние и среднюю секции. Пар из I ступени перебрасывается во II ступень справа налево и наоборот. Пар во II ступени сначала проходит по крайним секциям с ослабленным обогревом (организованным по схеме *П*), затем направляется в среднюю секцию с усиленным обогревом с двух противоположных сторон (выполненных по двум встречным схемам *П*).

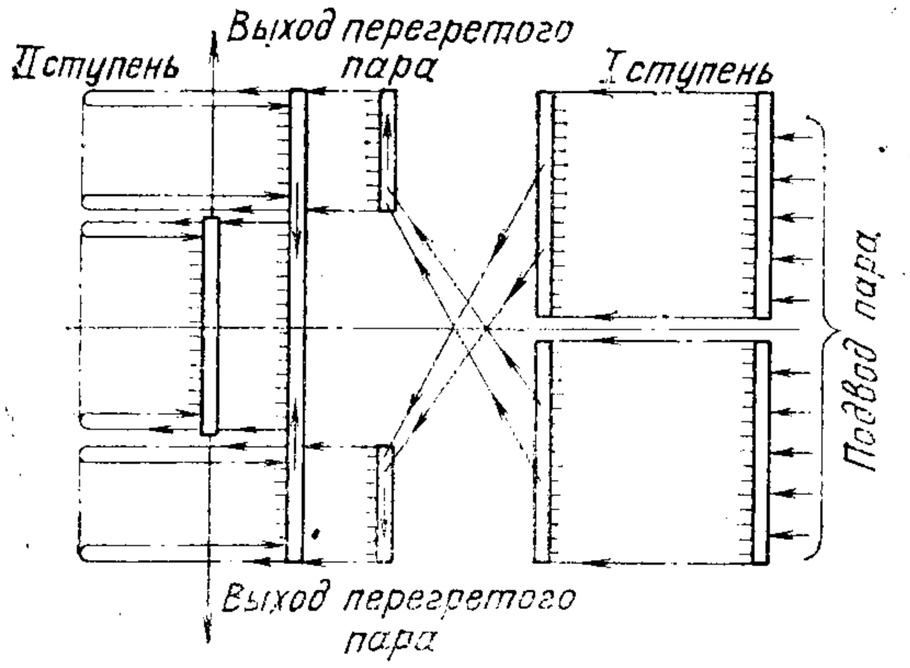


Рис. 15.12. Схема пароперегревателя высокого давления с переброcом

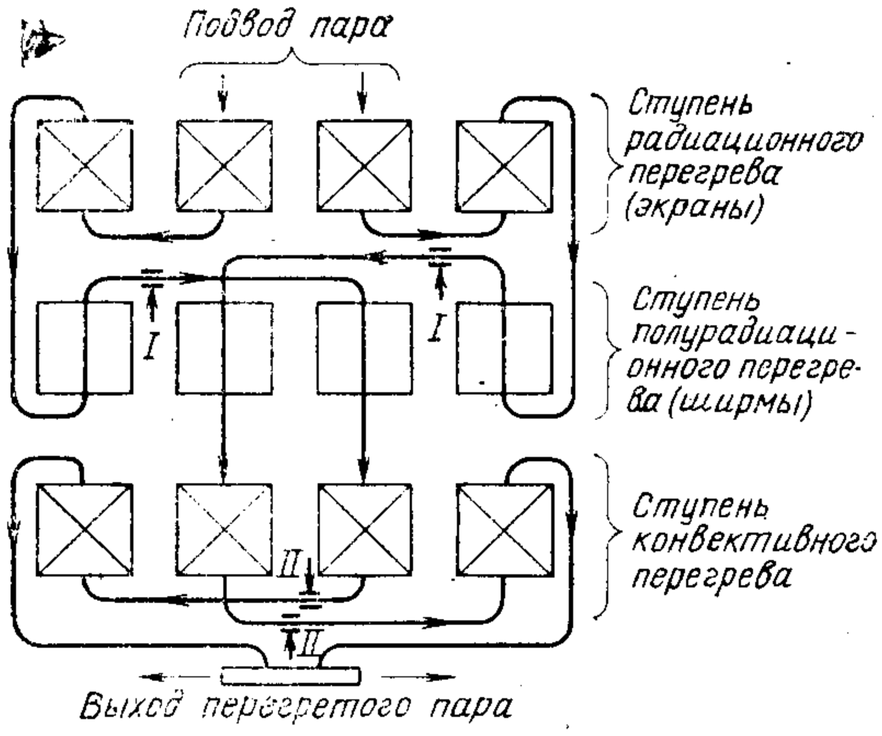


Рис. 15.13. Схема барабанного пароперегревателя на высокие параметры с радиационной, ширмовой и конвективной ступенями:
I — первый впрыск; *II* — второй впрыск

В агрегатах высоких параметров ступени поверхности нагрева перегревателей обычно выполняют с различным типом поверхностей. Пар сначала попадает в радиационные поверхности нагрева, расположенные вверху топочной камеры, затем в ширмовые (полурадиационные) поверхности и, наконец, в конвективные. Схема такого пароперегревателя барабанного котла высоких параметров с организацией необходимых перебросов показана на рис. 15.13. Там же указаны места впрысков воды, необходимых при регулировании температуры пара.

Современные мощные прямоточные котлы на СКД имеют сложные схемы пароперегревателей. За начало перегрева пара в них условно можно принять точку после зоны максимальной теплоемкости (ЗМТ). В мощных блочных котлах эта зона располагается в СРЧ, поэтому можно считать начало перегрева в ВРЧ при температуре порядка 380—400 °С. При снижении нагрузки приращение энтальпии в НРЧ возрастает, а давление снижается. В этом случае зона окажется в области поверхности НРЧ.

В блоках СКД пар, отработавший в ЦВД, возвращается в котел для вторичного перегрева. Во вторичные пароперегреватели пар направляется из ЦВД турбины с давлением 4 МПа. Располагают эти перегреватели в опускной шахте в виде конвективных поверхностей нагрева, иногда также и в виде ширмовых. В мощных современных прямоточных котлах СКД поток рабочей среды обычно подразделяется на два, реже четыре независимых, но идентичных потока, причем каждый со своей системой автоматического регулирования.

На рис. 15.14 показана гидравлическая схема пароперегревателя парового котла к блоку 500 МВт на СКД (D=458 кг/с, p=25,0 МПа, $t_{пп}$=545 °С, с вторичным перегревом $t_{вп}$=545 °С при p=4 МПа). Расположение отдельных перегревательных поверхностей нагрева того же котла показано на рис. 15.15.

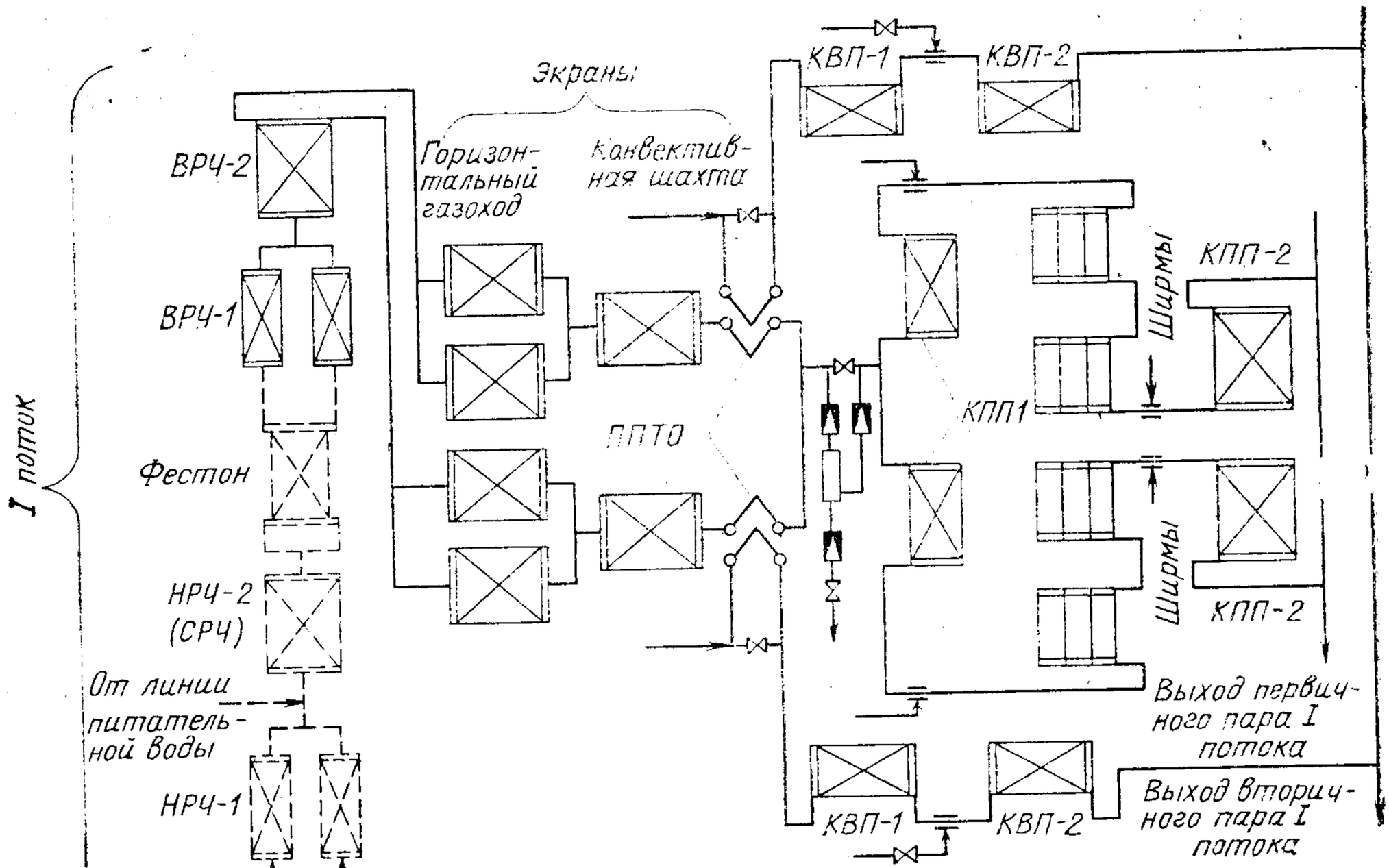


Рис. 15.14. Развернутая гидравлическая схема пароперегревателя прямоточного котла СКД энергоблока 500 МВт (одного потока)

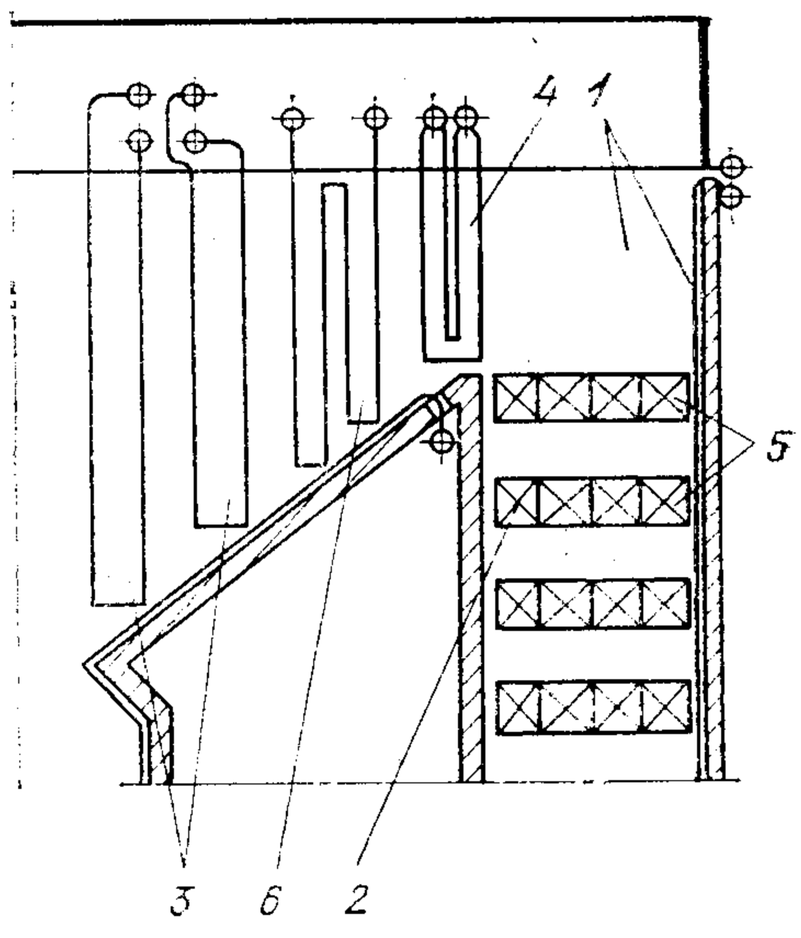


Рис. 15.15. Размещение перегревательных поверхностей нагрева прямоточного котла на СКД энергоблока 500 МВт:

1 — экраны газохода и конвективной шахты; *2* — КПП-1; *3* — ширмовые перегреватели; *4* — выходной КВП-2; *5* — КВП-1; *6* — выходной КПП-2

Перегрев первичного пара осуществляется последовательно, начиная с ВРЧ, в экранах горизонтального газохода и конвективной шахты примерно до температуры 470 °С. Далее пар проходит паро-паровой теплообменник (ППТО), где, охлаждаясь, подогревает вторичный пар. Затем острый пар нагревается в первой ступени конвективного перегревателя КПП-1 и ширмах примерно до 500 °С и окончательно — до выходной температуры во второй ступени конвективного перегревателя КПП-2. Перегрев вторичного пара после ППТО организован сначала во входной ступени конвективного перегревателя (КВП-1), имеющего развитую поверхность нагрева в конвективной шахте, а затем в выходной ступени (КВП-2), расположенной в горизонтальном газоходе.

15.8. ТЕМПЕРАТУРНЫЙ РЕЖИМ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

При движении пароводяной смеси в трубе и большой интенсивности обогрева может наступить кризис теплоотдачи, при этом температура стенки настолько возрастает, что происходит пережог трубы. Под кризисом теплоотдачи при кипении жидкости в трубах (каналах) понимается внезапное ее ухудшение при достижении определенных условий, вследствие чего увеличивается температура стенки поверхности, уменьшается удельный тепловой поток. Кризис вызывается нарушением контакта жидкости с поверхностью нагрева. Это может произойти в результате гидродинамического или теплового разрушения пристенного парожидкостного слоя и образования паровой пленки или из-за полного испарения пленки жидкости. В данном случае можно сказать, что произошел кризис теплоотдачи I или II рода.

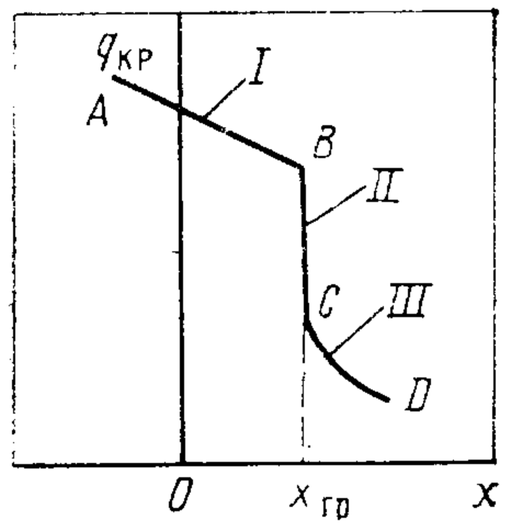


Рис. 15.16. Возникновение кризисов теплоотдачи в обогреваемых трубах

В любом случае механизм явления оказывается сложным, обусловленным одновременным протеканием ряда взаимосвязанных процессов.

На формирование кризисов сильное влияние оказывают: физические свойства жидкости как функция давления; режим и скорость ее течения, недогрев жидкости до насыщения или массовое паросодержание. Основным фактором следует признать режим течения: пузырьковый и дисперсно-кольцевой. С ростом давления массовое паросодержание, отвечающее переходу от пузырькового к дисперсно-кольцевому, возрастает. Увеличение (ρw) при p=const ведет к снижению x. С дальнейшим ростом x происходит переход к дисперсно-кольцевому режиму течения.

При дисперсно-кольцевом режиме поток состоит из тонкой пристенной пленки жидкости с центральным паровым стержнем, в котором распределены мелкие капельки влаги. Поверхность пленки возмущена волнами. С гребней этих волн срываются капли жидкости (механический унос). Кроме того, при интенсивном кипении происходит разбрызгивание капелек влаги при разрыве паровых пузырей. Одновременно может происходить осаждение отдельных капелек влаги из парового стержня на поверхность пленки.

Кризис теплоотдачи 1-го рода наблюдается при кипении недогретой до насыщения воды, а также при пароводяной смеси с малым x. Считается, что этот кризис связан с нарушением гидродинамической устойчивости пристенного слоя. Характерным параметром этого кризиса является критический удельный тепловой поток $q_{кр}$. На рис. 15.16 показана зависимость $q_{кр}=f(x)$. Кризису 1-го рода соответствует большая часть участка *I*.

Кризис теплоотдачи 2-го рода наблюдается в условиях дисперсно-кольцевого режима течения. Кризис здесь происходит от испарения жидкой пленки и осушения стенки трубы. Интенсивность данного процесса характеризуется граничным массовым паросодержанием $x_{гр}$.

На рис. 15.16 (при p=16 МПа) кривая имеет излом при $x_{гр}$, участок *II*. Значение $x_{гр}$ зависит от давления, массовой скорости и диаметра трубы. Интенсивность орошения пленки капельками воды при малых массовых скоростях затягивает $x_{гр}$. Это происходит в зоне низких тепловых потоков (участок *III* на рис. 15.16).

При работе труб энергетических котлов с развитым пузырьковым кипением интенсивность теплообмена определяется интенсивностью обогрева и теплофизическими свойствами жидкости и пара на линии насыщения, следовательно, имеется зависимость от давления. Коэффициент теплоотдачи при кипении в большом объеме, в диапазоне давлений 0,6—18 МПа, определяют по эмпирической формуле НПО ЦКТИ

$$\alpha_2^{кип}=0{,}544\,(p^{0{,}14}+1{,}28\cdot 10^{-2}p^2)\,q^{0{,}7}, \qquad (15.36)$$

где q в кВт/м^2; p в МПа.

Теплообмен в трубах котлов с естественной циркуляцией при кипении происходит с большой интенсивностью: $\alpha_2^{кип}=30\div100$ кВт/(м$^2\cdot$К), и поэтому температура стенки лишь немного (на 10—30 °С) превышает температуру насыщения.

В агрегатах на СКД также возможны режимы с ухудшенным теплообменом в зоне максимальной теплоемкости (ЗМТ), где сильно изменяются теплофизические свойства нагреваемой среды. Эта область охватывает изменение энтальпий в пределах 1000—2500 кДж/кг. Коэффициент теплоотдачи от стенки к среде находится по формуле

$$\alpha_2=\alpha_н A, \tag{15.37}$$

где $\alpha_н$ — коэффициент теплоотдачи, определяемый по формуле

$$Nu=0{,}023Re^{0,8}Pr^{0,4}, \tag{15.38}$$

в которой все физические константы отнесены к температуре потока ($Nu=\alpha d/\lambda_{те}$; $Re=wd/\nu$; $Pr=\mu c_p/\lambda_{те}$). Коэффициент A зависит от энтальпии потока и отношения $q_{вн}/(\rho w)$. Значения A меняются в пределах 0,5—1,5. Уменьшение коэффициента A происходит при сниженных нагрузках, когда отношение $q_{вн}/(\rho w)=0{,}9\div1{,}25$; тогда $A=0{,}7\div0{,}5$ при i от 1600 до 2500 кДж/кг.

Зная коэффициент теплоотдачи от стенки к нагреваемой среде α_2 и интенсивность наружного теплового потока, наибольшую для данного места $q^н_{макс}$, определяем расчетную температуру металла стенки трубы по формуле

$$t_{ст}^{расч}=t_{ср}+\mu_{рас}q^н_{макс}\left[\frac{\delta_{ст}d_н}{\lambda_{ст}(d_в+d_н)}+\frac{1}{\alpha_2}\frac{d_и}{d_в}\right], \tag{15.39}$$

где $t_{ср}$ — температура среды; $\mu_{рас}$ — коэффициент растечки, для экранов $\mu=0{,}8\div0{,}95$; $\delta_{ст}$ — толщина стенки; $\lambda_{ст}$ — теплопроводность металла стенки [при $t_{ст}\sim300\div500$ °С для хромомолибденовой стали $\lambda_{ст}\sim$ $\sim0{,}04$ кВт/(м$\cdot$К)]. Для определения температуры наружной стенки трубы можно использовать ту же формулу (15.39), но в квадратных скобках перед $\delta_{ст}$ поставить цифру 2.

Зная температуру и марку металла стенки трубы, определяют допускаемые напряжения по нормам расчета на прочность, их сравнивают с расчетными (см. гл. 23) и выясняют надежность работы поверхностей нагрева.

РАЗДЕЛ V

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ И КОМПОНОВКА ПАРОВЫХ КОТЛОВ

ГЛАВА ШЕСТНАДЦАТАЯ

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ПАРОВОГО КОТЛА

16.1. ТЕПЛОВАЯ СХЕМА ПАРОВОГО КОТЛА

Составление тепловой схемы

При составлении и расчете тепловой схемы парового котла выявляются два аспекта: теплотехнический, связанный с распределением тепловосприятий нагреваемой среды по отдельным поверхностям нагрева при соответствующем изменении энтальпии газов, и конструктивный, учитывающий взаимное расположение поверхностей нагрева. На рис. 16.1 приведена тепловая диаграмма и тепловая схема барабанного котла высокого давления.

При составлении и расчете тепловой схемы парового котла необходимо иметь выходные параметры: паропроизводительность D, кг/с; давление p, МПа; температура перегретого пара $t_{пп}$, °С, а при наличии вторичного перегрева пара еще давление $p_{вп}$ и температура $t_{вп}$. Одновременно с установлением выходных параметров рабочей среды следует определить вид сжигаемого в котле топлива, ибо его технические характеристики необходимы для выбора некоторых температур тепловой схемы.

Оптимальная экономичность и надежность работы агрегата достигается за счет рационального выбора и поддержания при эксплуатации в определенных пределах температур соответствующих сред в ряде точек газового, водопарового и воздушного трактов. Для формирования тепловой схемы должны быть выбраны температуры уходящих газов $\vartheta_{ух}$, питательной воды $t_{п.в}$, горячего воздуха $t_{г.в}$, газов на выходе из топки $\vartheta''_т$. Выбор указанных температур с учетом рекомендаций по температурному режиму металла отдельных поверхностей нагрева (вторичный пароперегреватель, выходные пакеты первичного пароперегревателя, поверхности нагрева при СКД в зоне максимальной теплоемкости), устойчивости протекания гидродинамических процессов создает систему граничных условий или опорных точек, в которую вписываются отдельные поверхности нагрева, что предопределяет распределение приращения энтальпий рабочей среды между поверхностями нагрева и рациональное их размещение вдоль потока продуктов сгорания. При этом необходимо стремиться обеспечить высокие температурные напоры и противоток рабочего тела и продуктов сгорания, что не всегда возможно.

Прежде всего на основании технико-экономических расчетов с учетом стоимости сжигаемого топлива и поверхностей нагрева принимается оптимальная температура уходящих газов. В соответствии с Нормами теплового расчета котлов для дешевых топлив с повышенной влаж-

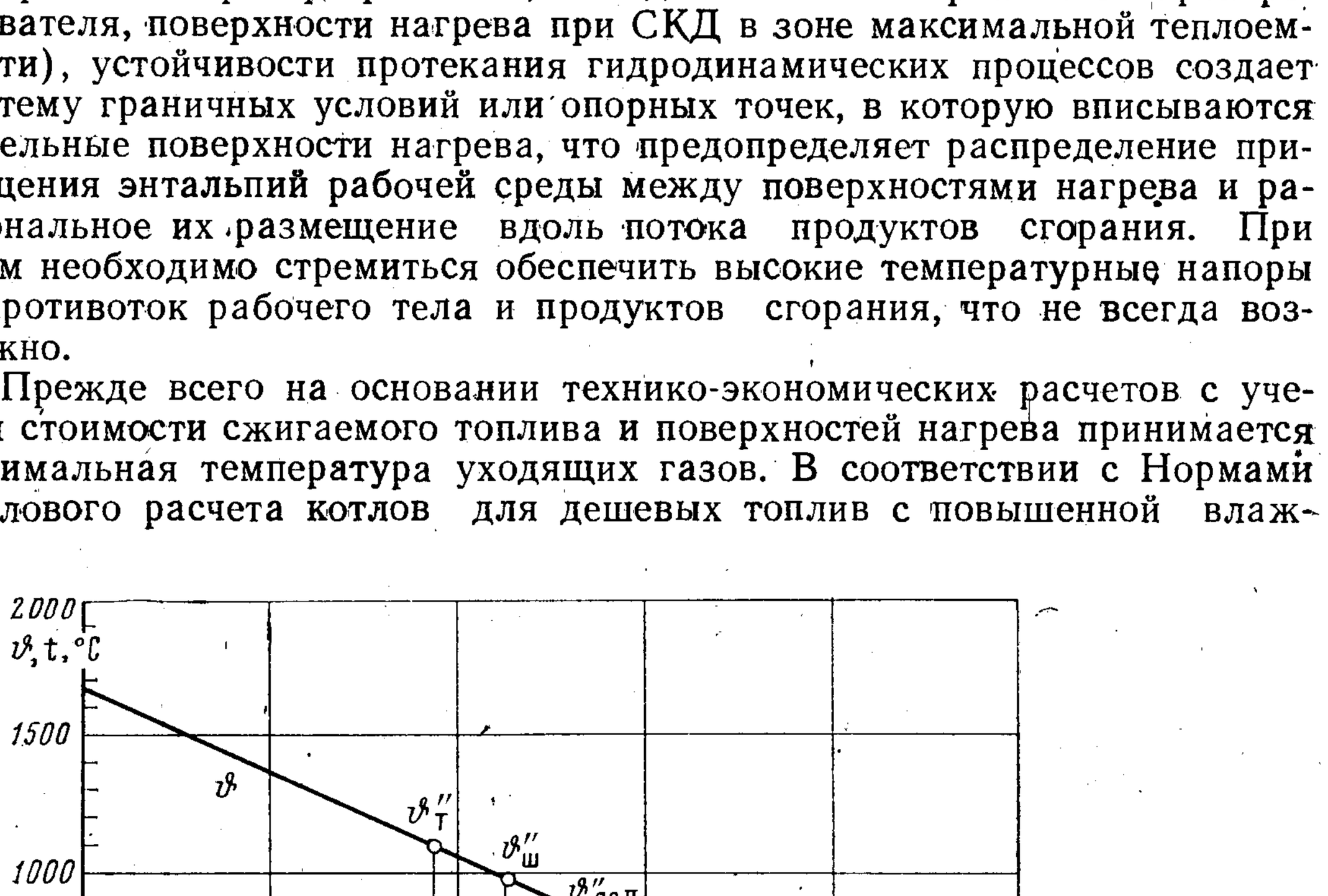


Рис. 16.1. Тепловая диаграмма и тепловая схема барабанного котла высокого давления

ностью $W^{п}=(2\div3\%)\cdot10^{3}$ кг/кДж, например, Канско-Ачинского месторождения с открытым способом добычи угля, для котлов высокого давления $\vartheta_{ух}=150\div170$ °С. Здесь в значительной степени лимитирует точка росы газов, когда на трубах воздухоподогревателя осаждается влага, способствующая коррозии металла, особенно для сернистых топлив. Для топлив с влажностью до $W^{п}=0{,}5\%\cdot10^{3}$ кг/кДж температура уходящих газов принимается более низкой 120—140 °С. Чем более дорогое топливо, тем ниже должна быть принята температура $\vartheta_{ух}$, но обычно не ниже 110 °С во избежание слишком громоздких хвостовых поверхностей нагрева котла.

Температура питательной воды $t_{п.в}$, поступающей в экономайзер, устанавливается на основании технико-экономического расчета тепловой схемы турбинной установки. Чем выше параметры пара перед турбиной, тем выше оказывается $t_{п.в}$. Так, для котлов высокого давления $t_{п.в}=230\div240$ °С, а для котлов на СКД $t_{п.в}=260\div275$ °С.

Температура горячего воздуха увязана с температурой питательной воды. Ориентировочно температуру горячего воздуха (за первой ступенью) можно оценить по выражению

$$t_{г.в}=t_{п.в}+\Delta t, \qquad (16.1)$$

где $\Delta t=40\div80$ °С, при этом меньшая цифра относится к сухим топливам.

Выбор температуры горячего воздуха производят по условиям сушки или сжигания топлива. При сжигании каменных и бурых углей $t_{г.в}=300\div400$ °С (более высокая температура при жидком шлакоудалении). При сушке бурых углей газами в замкнутой схеме пылеприготовления при твердом шлакоудалении рекомендуется принимать $t_{г.в}=300\div350$ °С, а при разомкнутой схеме пылеприготовления независимо от вида топлива $t_{г.в}\leqslant350$ °С. При замкнутой схеме пылеприготовления и воздушной сушке бурых углей температура горячего воздуха принимается 350—400 °С. При сжигании мазута и газа $t_{г.в}=250\div300$ °С.

При одноступенчатом подогреве воздуха конструкция воздухоподогревателя более компактна (см. гл. 17). Пределом его применения служит сближение температуры воздуха и газов, когда $\Delta t^{вых}_{в.п}$ сильно уменьшается почти до нуля. Для обеспечения компактности воздухоподогревателя разница температур на выходе $\Delta t^{вых}_{в.п}=\vartheta'_{в.п}-t''_{в.п}$ принимается не менее 30° С. В этом случае наибольшая температура подогрева воздуха в одноступенчатом подогревателе будет около 270 °С (при $\vartheta_{ух}\approx130$ °С). Температура холодного воздуха $t_{х.в}$ обычно принимается равной 30 °С.

Температура газов на выходе из топочной камеры $\vartheta''_{т}$ перед ширмами зависит от сжигаемого топлива. Для нешлакующих топлив (газ, мазут) выбирается около 1250 °С исходя из оптимального соотношения долей радиационного и конвективного теплообмена в поверхностях нагрева котла. Температура газов на выходе из топки принимается ниже температуры начала деформации золы t_1: для шлакующих (большинства твердых топлив) не выше 1200 °С, а для сильношлакующих бурых углей не выше 1100 °С.

Распределение теплоты на подогрев воды, испарение и перегрев пара зависит от параметров перегретого пара — давления и температуры. Для распределения теплоты газов по отдельным поверхностям нагрева рассчитывается тепловая схема котла.

Расчет тепловой схемы котла

Расчет тепловой схемы котла начинается с воздухоподогревателя. По балансу теплоты

$$\varphi Q^{г}_{в.п} = Q^{в}_{в.п} \qquad (16.2)$$

определяется энтальпия газов на входе в поверхность нагрева $I'_{в.п}$.

В формуле (16.2) $Q^{г}_{в.п}$ — теплота, переданная газами; $Q^{в}_{в.п}$ — теплота, воспринятая воздухом (обе величины в расчете на 1 кг топлива); φ — коэффициент сохранения теплоты; по $\vartheta''_{т}$ определяется энтальпия газов на выходе из топки $I''_{т}$. Затем рассчитывается лучистое тепловосприятие топки

$$Q_{л} = \varphi (Q_{т} - I''_{т}), \qquad (16.3)$$

где $Q_{т} = Q^{р}_{р}(100 - q_3 - q_4 - q_6)/(100 - q_4) + Q_{в} - Q_{в.вн} + rI_{отб}$ (см. гл. 10).

$Q_{л}$ учитывает все количество теплоты, воспринятое поверхностями топочной камеры, включая и лучистое тепловосприятие ширм и потолочного пароперегревателя, а также настенного, если последний имеется.

Дальнейший расчет тепловой схемы основывается на балансе теплоты $Q^{г}_{б}$, кДж/кг, переданной газами, и $Q_{б}^{ср}$, воспринятой нагреваемой средой (перегретым паром и водой в экономайзере):

$$Q^{г}_{б} = Q^{ср}_{б}, \qquad (16.4)$$

где $Q^{г}_{б} = \varphi (I' - I'' + \Delta\alpha I^{0}_{прс})$; $Q^{ср}_{б} = \Delta i D / B_{р}$; $\Delta\alpha I^{0}_{прс}$ — количество теплоты, вносимое присасываемым воздухом, кДж/кг.

Пароперегреватель докритических параметров имеет ширмовые и конвективные поверхности нагрева, последние обычно разделены на две части по ходу пара: первая — противоточная, вторая — прямоточная (выходной пакет) с примерно одинаковым тепловосприятием (в выходном пакете $\Delta i^{вых}_{пп} = 160 \div 200$ кДж/кг).

Распределение теплоты между поверхностями нагрева обычно замыкают на экономайзере, для которого из баланса определяют энтальпию воды на выходе $i''_{эк}$ и проверяют ее допустимость по возможному парообразованию $x_{эк} \leqslant 15\%$, при этом

$$x_{эк} = (i''_{эк} - i')/r, \qquad (16.5)$$

где i' — энтальпия воды при насыщении, кДж/кг; r — теплота испарения, кДж/кг.

Результаты расчетов оформляются графически, как показано на рис. 16.1. Масштабы для построения графика выбираются произвольно с учетом удобства расположения поверхностей нагрева.

После расчета схемы Нормами теплового расчета котлов рекомендуется проверить невязку теплового баланса

$$\Delta Q = Q_{р}^{р}\eta_{к} - (Q_{л} + Q^{конв}_{ш} + Q^{конв}_{п.п} + Q_{эк})\frac{100 - q_4}{100}, \qquad (16.6)$$

где $Q^{р}_{р}$ — располагаемая теплота сгорания топлива, обычно $Q^{р}_{р} = Q^{р}_{н}$, кроме сланцев; $\eta_{к}$ — коэффициент полезного действия котла. Допустимая невязка баланса $(\Delta Q/Q^{р}_{р})100 \leqslant 0{,}5\%$.

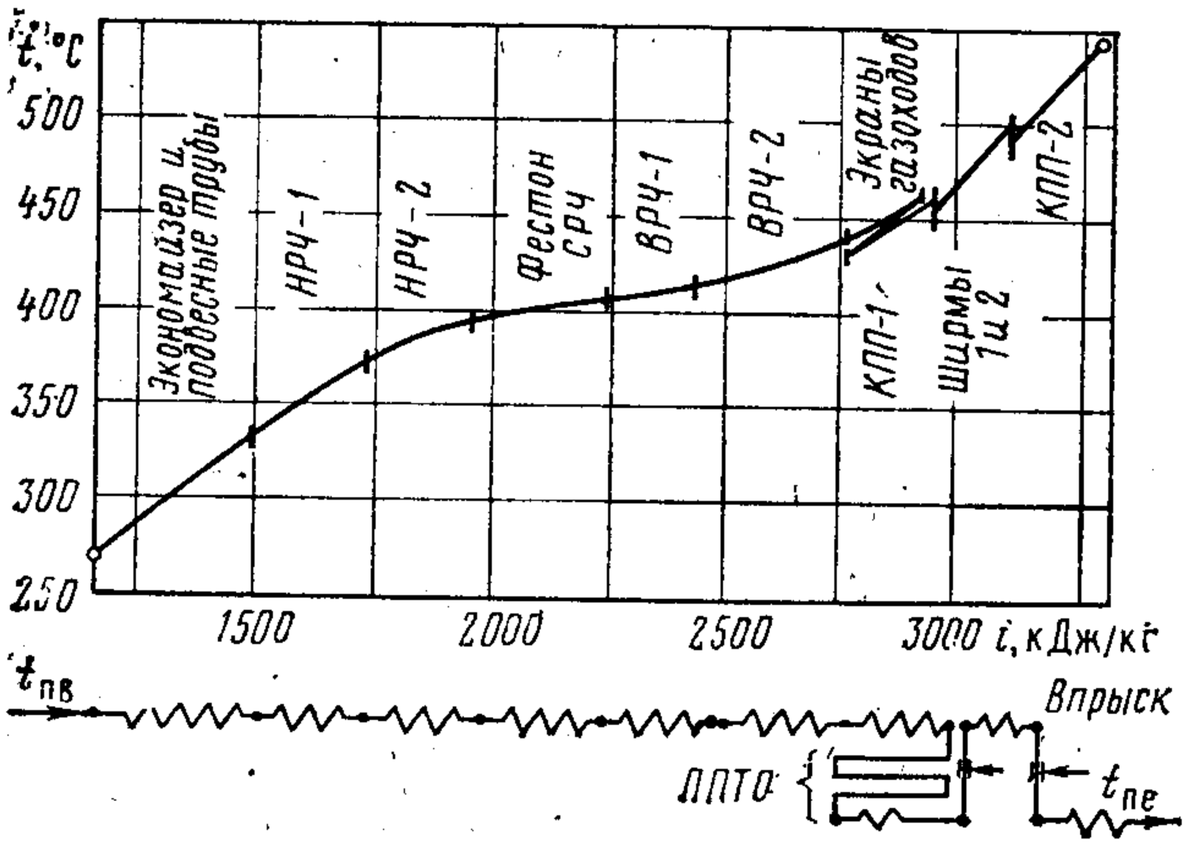


Рис. 16.2. Изменение состояния нагреваемой среды СКД по тракту прямоточного котла

Прямоточный котел имеет сложную гидравлическую схему. Поэтому целесообразно для него показать изменение состояния среды по пароводяному тракту, как это сделано применительно к агрегату с вторичным перегревом пара энергоблока 500 МВт (рис. 16.2). Пароперегреватель вторичного пара полностью размещен в конвективной шахте. В гидравлической схеме предусмотрен паро-паровой теплообменник (ППТО), передающий теплоту радиационных поверхностей нагрева вторичному пару, имеющему только конвективный обогрев. Для упрощения тепловой схемы блока и для предохранения промежуточного пароперегревателя от пережога при растопке пакеты вторичного перегревателя размещаются в зоне умеренной температуры газов, не выше 800—840 °С при номинальной нагрузке агрегата.

В прямоточных котлах типа Рамзина на высокое давление организуется переходная зона, обычно вынесенная в конвективную шахту, куда поступает пароводяная смесь с паросодержанием $x=0{,}7 \div 0{,}8$. В переходной зоне осуществляется не только доиспарение воды, но и некоторый перегрев пара на 80—160 кДж/кг. Переходную зону выносят в область пониженных тепловых потоков в связи с ухудшенным внутренним теплообменом. Вода, поступающая из экономайзера в НРЧ, недогревается до состояния закипания на 120—160 кДж/кг во избежание парообразования при переменных нагрузках.

В прямоточных котлах на СКД переходная зона необязательна. Некоторое своеобразие в распределении приращений энтальпии по отдельным поверхностям нагрева получается из-за отсутствия фиксированных точек. Однако наличие зоны максимальной теплоемкости (ЗМТ) с ухудшенным теплообменом требует размещения ее в области умеренных тепловых потоков, обычно в экранах СРЧ. Приращение энтальпии в экономайзере выбирается с учетом достаточности температурного напора на входном участке вторичного пароперегревателя. Перегрев первичного пара осуществляется в ВРЧ, ширмах и двух конвективных пакетах. Выходной пакет часто имеет приращение энтальпии около 100—125 кДж/кг.

Для мощных прямоточных котлов на СКД (к блокам 300—800 МВт) целесообразно принимать два независимо регулируемых потока рабочей среды. Это значительно упрощает регулирование перегрева и обеспечивает требования для более полного применения автоматизированной системы управления (АСУ), см. гл. 22.

16.2. ТЕПЛОВЫЕ РАСЧЕТЫ ПАРОВЫХ КОТЛОВ

Конструкторский и поверочный тепловые расчеты

В процессе проектирования паровых котлов необходимо выполнять варианты *конструкторских* и *поверочных* тепловых расчетов.

При конструкторском расчете заданными считаются основные тепловые характеристики поверхностей нагрева, температуры газов

и рабочего тела в так называемых опорных точках (например, температуры газов на выходе из топки, на входе в воздухоподогреватель, температура уходящих газов, некоторые температуры пара, воды, воздуха и т. п.), должны быть также известны скорости газов и рабочего тела. Эти характеристики определяются на основе технико-экономических расчетов или задаются в рекомендованных пределах. В результате конструкторского расчета определяются геометрические размеры поверхностей нагрева, обеспечивающие требуемые значения температур и скоростей газов, пара, воды, воздуха.

Конструкторский расчет котла для получения оптимальных технических решений выполняется на основе экономико-математических моделей. Расчеты включают в себя комплексные расчеты: тепловой, аэродинамический, гидравлический, тепломеханичский, при этом должны также учитываться вопросы технологичности изготовления и надежности работы элементов котла. Такие комплексные расчеты выполняются с использованием ЭВМ.

При поверочном расчете известными являются все геометрические характеристики агрегата. В результате поверочного расчета определяются температуры газов и рабочего тела и другие тепловые характеристики поверхностей нагрева. Поверочный расчет выполняется для выявления особенностей работы элементов котла при изменении тех или иных режимных параметров (например, паропроизводительности, температуры питательной воды, вида топлива и т. д.). Иногда конструкторский расчет отдельных поверхностей нагрева ведут методами поверочного расчета: задают геометрические размеры поверхностей нагрева и проверяют теплотехнические показатели.

Поверочный тепловой расчет не требует выбора и оптимизации конструкции. Однако у расчета есть свои методические трудности, заключающиеся в том, что из-за отсутствия заранее заданных тепловых характеристик, в частности температуры уходящих газов, невозможно определить в начале теплового расчета потери теплоты с уходящими газами и соответственно КПД котла и расход топлива. Приходится предварительно задавать эту величину, а затем уточнять ее в результате расчета.

Паровой котел представляет собой систему взаимосвязанных теплообменников, и эти связи осуществляются как по газам, так и по рабочему телу. Сложность данных связей часто затрудняет расчет, так как неизвестны промежуточные температуры теплообменивающихся сред.

Поверочный расчет котла обычно ведется в такой последовательности. По предварительно принятой температуре уходящих газов определяют тепловые потери, КПД агрегата и расход топлива. Затем рассчитывают нижнюю ступень воздухоподогревателя. По принятой температуре уходящих газов и известной температуре холодного воздуха определяют температуру воздуха на выходе из воздухоподогревателя и температуру газов на входе в воздухоподогреватель. Если воздухоподогреватель одноступенчатый, то найденная температура воздуха является температурой горячего воздуха, поступающего в топку.

Далее рассчитывают первую (холодную) ступень экономайзера и вторую ступень воздухоподогревателя. Зная температуру горячего воздуха, находят полное тепловыделение в топочной камере и рассчитывают топку. Можно расчет котла начать с расчета топки, но при этом, помимо температуры уходящих газов, задать температуру горячего воздуха, а затем уточнить ее в процессе расчета котла.

После расчета топки последовательно рассчитывают все поверхности нагрева, расположенные по ходу газов. При расчете ширмы необходимо учитывать лучистую теплоту из топки, а также дополнительные поверхности нагрева в районе ширм. В расчете перегревателя учитывается тепловосприятие пароохладителя. Это количество теплоты,

обычно забираемое из экономайзера, учитывается при определении энтальпии на входе в экономайзер.

Если расчет котла начинается с топки, то последней расчетной поверхностью является воздухоподогреватель. Найденная температура уходящих газов не должна отличаться от ранее принятой на ± 10 °С. В противном случае задать новое значение температуры уходящих газов, а в случае необходимости и температуры горячего воздуха и повторить расчет снова. Такой метод расчета называется методом последовательных приближений (итераций).

Сложность поверочного расчета котла состоит также и в том, что расчет каждой поверхности нагрева выполняется также методом последовательных приближений. Для расчета поверхности нагрева необходимо решить уравнения баланса и теплообмена, см., например, формулы (11.15)—(11.17). При этом необходимо знать температуры газов и рабочего тела до и после поверхности нагрева ϑ', ϑ'', t', t''. Знание этих температур требуется для определения средних значений коэффициентов теплоотдачи, теплопередачи, а также среднелогарифмического температурного напора. При поверочном расчете заранее известны только две температуры, остальные две задаются с последующим уточнением.

Такая особенность расчета вызвана методом решения дифференциальных уравнений энергии для газов и рабочего тела, принятым в Нормативном методе расчета котельных агрегатов для ручного расчета (см. § 11.1). Другой метод решения, предложенный ЦНИИКА, является основой разработки поверочных расчетов котлов на ЭВМ.

Расчет топочной камеры

Задачей теплового расчета вновь проектируемого парового котла является определение необходимых поверхностей нагрева, способных обеспечить параметры пара при заданной номинальной производительности. Выполнив предварительно расчеты по тепловой схеме, приступают к определению размеров топочной камеры и размещенных в ней экранов.

Основные размеры топочной камеры: a — ширина топки по фронту котла; b — глубина топки; h — высота топки. Следовательно, поперечное сечение топки $F_т = ab$; объем топки $V_т = F_б a$ ($F_б$ — площадь боковой стенки топки). Для обеспечения хорошего сжигания топлива (см. гл. 7) необходимо выдержать допустимые тепловое напряжение топки по условию горения q_V и удельное теплонапряжение сечения топки q_F, которые приведены в табл. 16.1.

Таблица 16.1. **Допустимые значения q_V и q_F для топочных камер с твердым шлакоудалением**

Топливо	q_V, кВт/м³	q_F, кВт/м²
АШ	140	2900
Каменные угли:		
шлакующие	175	3500
нешлакующие		4700—6400
Бурые угли:		
шлакующие	185	3500
нешлакующие		4700—6400
Торф	165	2900
Газ (природный)	350—465	9300
Мазут	290	~6000—9000

Таблица 16.2. **Допускаемая температура газов в конце топки на уровне середины первого ряда ширм по условию шлакования**

Топливо	Температура, °С
Донецкие угли	1100—1200
Подмосковный Б	1100
Экибастузский	1250
Канско-ачинские угли	1050
Торф	1000
Сланцы (северо-западных месторождений)	1000

Поперечное сечение топки рассчитывается по теплонапряжению q_F

$$F_т = B_р Q^р_р / q_F. \qquad (16.7)$$

Глубина топочной камеры выбирается по указаниям из Норм теплового расчета в зависимости от вида сжигаемого топлива и способа расположения горелок. Например, для котла $D=180$ кг/с, $b=8$ м, а при $D=460$ кг/с $b=15$ м (квадратная топка с угловыми горелками). Выбрав размер b, определяют размер по фронту

$$a = F_т / b. \qquad (16.8)$$

Однако этот размер необходимо согласовать с компоновкой всего агрегата (см. гл. 17).

Объем топки

$$V_т = B_р Q^р_р / (K_V q_V), \qquad (16.9)$$

где K_V — коэффициент, учитывающий то обстоятельство, что поверхность стен увеличивается в меньшей степени, чем объем (при возрастании объема в n раз поверхность стен повысится в $\sqrt[3]{n^2}$ раз). Это приводит к тому, что необходимая поверхность стен $F_{ст}$ для размещения на ней экранов заставляет иметь увеличенный объем топки по сравнению с $V_т$, рассчитанным по условию нормального сжигания топлива, т. е. исходя из допустимого значения q_V. Это обстоятельство сильнее сказывается для котлов большой паропроизводительности. Например, для энергоблока 500 МВт с котлом П-57 производительностью 460 кг/с при сжигании экибастузского каменного угля приходится принимать теплонапряжение топочного объема сниженным до 133 кВт/м³ вместо допустимого по условиям горения 175 кВт/м³. В этом случае значение коэффициента $K_V=0{,}76$.

Согласно Нормам теплового расчета для определения площади стен $F_{ст}$ полностью экранированной топочной камеры используется формула

$$F_{ст} = \frac{B_р Q_л}{\sigma_0 a_т \psi M T_т'' T_а^3} \sqrt[3]{\frac{1}{M^2}\left(\frac{T_а}{T_т''} - 1\right)^2}, \qquad (16.10)$$

где $B_р$ — расход топлива, кг/с; $a_т$ — степень черноты по формуле (10.8); ψ — коэффициент тепловой эффективности экранов (при различном экранировании ставится среднее значение $\psi_{ср}$); M — параметр, учитывающий положение ядра факела, ориентировочно для камерных топок $M=0{,}45 \div 0{,}5$; $T_а$ — адиабатическая температура, К, определяется по полезному тепловыделению в топке $Q_т$ при избытке воздуха в конце топки, формула для подсчета $Q_т$ — (16.3); $T''_т$ — температура в конце топки, К (выбирается); σ_0 — коэффициент излучения абсолютно черного тела, см. (10.13).

Для нахождения ψ используем выражение

$$\psi = x\zeta, \qquad (16.11)$$

где x — угловой коэффициент (выбирается) по рис. 10.2; $\xi=0{,}5$—$0{,}7$.

Температура в конце топки выбирается из условия недопущения шлакования ширмовых поверхностей или фестонов. В этом случае $\vartheta''_т$, °С, должна быть меньше температуры начала деформации золы. Температура $\vartheta''_т$ выбирается на основании табл. 16.2.

После определения $F_{ст}$ находится лучевоспринимающая поверхность экранов $H_л = \Sigma F_{ст} x$ (в современных энергетических котлах с полностью экранированными топками $x \approx 1$ и $H_л \approx \Sigma F_{ст}$). Отметим, что в $\Sigma F_{ст}$ топки входит также и площадь окна горизонтального газохода по осям первых труб ширм (в этом месте экранов нет).

В целях снижения объема топки для энергетических котлов целесообразно применять двухсветные экраны, у которых лучевоспринимающая поверхность удваивается при одинаковом количестве используемых труб, что приводит к существенному уменьшению размера топки (см. рис. 17.2), но одновременно усложняет конструкцию.

Высота топки $h_т$ рассчитывается предварительно по геометрическому соображению

$$h_т = V_т / F_т, \qquad (16.12)$$

где $F_т$ — поперечное сечение топочной камеры по (16.7).

Высота $h_т$ снизу отсчитывается от середины холодной воронки для топок с сухим шлакоудалением (от уровня шлака в топках с жидким шлакоудалением). Сверху $h_т$ доходит до уровня первых труб ширм, висящих над топкой. Если ширмы (фестон) расположены в горизонтальном газоходе, то до их середины.

По окончании конструкторского теплового расчета и при размещении всех радиационных поверхностей в топке производится окончательное уточнение размеров топки.

При поверочном расчете топочной камеры, когда необходимо определить температуру на выходе из существующей топки $T''_т$, К, используется формула

$$T_т'' = \frac{T_а}{M\left(\frac{\sigma_0 \psi F_{ст} a_т T_а^3}{\varphi B_р (Vc_{ср})}\right)^{0,6} + 1}, \qquad (16.13)$$

где $Vc_{ср}$, кДж/(кг·К), определяется по (10.20); φ — коэффициент сохранения теплоты, т. е. $\varphi = \eta_{к.а}/(\eta_{к.а} + q_5)$; остальные величины, такие как и в формуле (16.10).

Поскольку средняя суммарная теплоемкость $Vc_{ср}$ зависит от искомой температуры $T''_т$, то расчет производится методом последовательного приближения. Предварительно задаются $T''_т$ и находят $Vc_{ср}$, по формуле (16.13) определяют $T''_т$.

Расчет ширмовых поверхностей нагрева

Ширмовые (полурадиационные) поверхности нагрева воспринимают теплоту частично из топки $Q_{л.ш}$, кДж/кг, и частично за счет конвекции от газов $Q_{к.ш}$, кДж/кг, т. е.

$$Q_ш = Q_{л.ш} + Q_{к.ш}. \qquad (16.14)$$

При этом надо иметь в виду, что $Q_{л.ш}$ не участвует в изменении теплоты газов в районе ширм, но дополнительно повышает энтальпию нагреваемой среды (пара):

$$Q_{лш} = \frac{q^ш_{л.т} F_{ок}}{B_р}[1 - (1 - \bar{a})\varphi_ш/\beta] - \frac{q_0 H_{л.вых} a T_{ср} \xi_п}{B_р}, \qquad (16.15)$$

где $q^ш_{л.т}$ — удельный тепловой поток из топки на ширмы, кВт/м² ($q^ш_{л.т} = \bar{q}_{л.т}\eta_в\beta$, где $\bar{q}_{л.т}$ — средние удельные тепловые потоки в топке; $\eta_в = 0{,}7 \div 0{,}8$ — коэффициент уменьшения удельных тепловых потоков по высоте топки); $F_{ок}$ — площадь входной части газохода (окна); a — степень черноты газов в ширмах по Нормам теплового расчета (см. гл. 10); $\varphi_ш$ — угловой коэффициент для ширм; β — коэффициент лучистого теплообмена между топкой и ширмами (для твердого топлива при $\theta''_т = 1100$ °С $\beta = 0{,}98$, а при 1200 °С $\beta = 0{,}92$). Угловой коэффициент ширм

рассчитывается по формуле

$$\varphi_{ш} = \sqrt{\left(\frac{b_{ш}}{S_1}\right)^2 + 1} - \frac{b_{ш}}{S_1}, \qquad (16.16)$$

где $b_{ш}$ — ширина ширмы (размер в направлении хода газов); S_1 — шаг между ширмами; σ_0 — коэффициент излучения абсолютно черного тела (см. § 10.13); $H_{л.вых}$ — лучевоспринимающая площадь газохода на выходе; $T_{ср}$ — температура газов средняя; ξ_n — коэффициент учета излучения за ширмами.

Теплота, переданная ширмами за счет конвекции, подсчитывается на основании изменения энтальпии газов, т. е. по балансу

$$Q_{б.ш} = \varphi(I'_{ш} - I''_{ш}), \qquad (16.17)$$

или на основании теплопередачи

$$Q_{т.ш} = k_{ш} H_{ш} \Delta t_{ш} / B_{р}, \qquad (16.18)$$

где $k_{ш}$ — коэффициент теплопередачи для ширм, подсчитываемый по формуле (11.29); $H_{ш}$ — поверхность нагрева ширм с учетом двухстороннего обогрева каждой из $n_{ш}$ ширм, $H_{ш} = 2 b_{ш} h_{ш} n_{ш}$; $\Delta t_{ш}$ — температурный напор, по обычной формуле, см. (11.12).

Естественно, при окончательном расчете соблюдается равенство

$$Q_{б.ш} = Q_{т.ш}. \qquad (16.19)$$

При конструкторском расчете определяется поверхность нагрева ширм $H_{ш}$, при поверочном находится температура за ширмами (и соответственно $I''_{ш}$), которую предварительно приходится задавать с последующим уточнением.

В заключение отметим, что в районе ширм располагаются так называемые дополнительные поверхности нагрева $H_{доп}$: экранированные поверхности газохода в районе ширм, которые участвуют в тепловосприятии от газов, и их следует при расчете учесть. При полностью экранированном в этом месте газоходе $H_{доп} = 2(h_{ш} + a_{ш}) b_{ш}$, где $a_{ш}$ — размер, параллельный фронту по ширмам.

Расчет фестона аналогичен расчету конвективных пучков.

Расчет конвективных поверхностей (перегревателей, экономайзеров)

Расчет змеевиковых поверхностей нагрева основывается на двух формулах:

теплового баланса по газам

$$Q_{б} = \varphi(I' - I''); \qquad (16.20)$$

передачи теплоты за счет теплообмена

$$Q_{т} = k H \Delta t / B_{р}. \qquad (16.21)$$

Из расчета тепловой схемы известны температуры и теплосодержания на входе и выходе для отдельного пучка, т. е. I' и I''.

При нахождении Δt должны быть известны все температуры для рассчитываемой поверхности. Для этой цели находим приращение энтальпии Δi, кДж/кг,

$$\Delta i = Q_{б} B_{р} / D, \qquad (16.22)$$

где D — расход рабочей среды (пара, воды, среды СКД), кг/с.

При расчете пароперегревателя заданы температура и давление на выходе $t''_{пе}$, $p_{пе}$, по термодинамическим таблицам находится $i''_{пе}$, тогда

$$i'_{пе} = i''_{пе} - \Delta i. \qquad (16.23)$$

По значению $i'_{пе}$ определяется $t'_{пе}$.

Для экономайзера на основании расчета тепловой схемы тоже известны I' и I'', также $t_{п.в}$, а следовательно, и $i'_{эк}$. Из баланса теплоты по формуле (16.22) найдем $\Delta i_{эк}$, а затем энтальпию воды на выходе

$$i''_{эк}=i'_{эк}+\Delta i_{эк}. \qquad (16.24)$$

Далее необходимо проверить наличие паросодержания (процент кипения) в экономайзере докритических параметров по формуле

$$x=[(i''_{эк}-i')/r]\,100\%, \qquad (16.25)$$

где i' — энтальпия насыщения для воды при заданном давлении; r — теплота испарения при том же давлении (находятся по термодинамическим таблицам воды и водяного пара).

В случае значительного процента кипения ($>10\%$) тепловую схему необходимо пересчитать, поставив меньше теплоты на экономайзер. Для нахождения коэффициента теплоотдачи k необходимо знать скорости газов и рабочей среды, значения которых должны быть оптимальны для заданных условий. Выбор их следует производить по табл. 11.1. На основании принятых скоростей рассчитываются сечения:

для прохода газа

$$F_г=\frac{B_р V_г(\bar{\vartheta}+273)}{w_г\cdot 273}, \qquad (16.26)$$

где $V_г$ — расход газов, м³/кг; $\bar{\vartheta}$ — средняя температура газов, $\bar{\vartheta}=0{,}5((\vartheta'+\vartheta'')$, °С;

для прохода рабочей среды

$$f_{р.с}=D/(\rho w), \qquad (16.27)$$

где (ρw) — массовая скорость, кг/(м²·с).

По рекомендациям гл. 11 устанавливаются шаги между трубами S_1 и S_2; определяется количество параллельно включенных труб по выражению

$$n_{вкл}=f_{р.с}/(0{,}25\pi d^2_{вн}), \qquad (16.28)$$

где $d_{вн}$ — внутренний диаметр трубы.

По известным параметрам газов и рабочей среды коэффициенты теплоотдачи конвекцией $\alpha_к$; излучением $\alpha_л$ и конвекцией со стороны рабочей среды α_2, кВт/(м²·К), определятся по номограммам из норм теплового расчета или по формулам гл. 11. Далее определяются коэффициенты теплоотдачи, кВт/(м²·К), для пара (рабочей среды СКД) по формулам (11.30)—(11.32), где α_1 есть сумма коэффициентов теплоотдачи конвекцией и излучением:

$$\alpha_1=\alpha_к+\alpha_л. \qquad (16.29)$$

Коэффициент загрязнения ε ориентировочно равен 2,5—4,5 м²·К/кВт.

Для воды в экономайзере α_2 не учитывается, так как $\alpha_2\gg\alpha_1$ и

$$k=\left[\frac{1}{\alpha_к+\alpha_л}+\varepsilon\right]^{-1}. \qquad (16.30)$$

Для определения температурного напора используется формула (11.12).

После определения всех необходимых величин находится требуемая поверхность нагрева

$$H=Q_т B_р/(k\Delta t). \qquad (16.31)$$

Зная H, рассчитывают количество рядов труб по ходу газа

$$Z_р=H/H_{1р}, \qquad (16.32)$$

где $H_{1р}$ — поверхность труб в одном ряду (перпендикулярно потоку газов).

Наконец, устанавливают число петель, при этом уточняют количество рядов труб, включенных параллельно для обеспечения выбранной скорости рабочей среды. Количество петель, где труба поворачивает на 180°, должно быть четным, чтобы обеспечить расположение коллекторов (входного и выходного) с одной стороны рассчитываемой змеевиковой поверхности нагрева.

Поверочный расчет конвективных поверхностей нагрева основывается на тех же формулах, но здесь при известной конструкции определяют количество получаемой теплоты, для чего находят энтальпию и температуру газов и рабочей среды. Поскольку для расчета k, Δt, I, i необходимо знать температуры среды и газов, приходится ими предварительно задаваться (на основании предварительных подсчетов) с последующим уточнением.

Тепловой расчет воздухоподогревателя

При выполнении теплового расчета воздухоподогревателя формулы для конвективных поверхностей нагрева аналогичны предыдущим. Но здесь есть свои особенности. В трубчатом воздухоподогревателе газы протекают внутри труб, а воздух между трубами, что учитывается при определении коэффициентов теплоотдачи $\alpha_в$ и $\alpha_г$. В регенеративном воздухоподогревателе газы и воздух протекают между слоями набивки.

Большую сложность при проектировании вызывает трубчатый воздухоподогреватель, ибо он может иметь один, два потока и несколько ходов по воздуху. После принятого варианта компоновки расчет начинают с выбора температуры горячего воздуха по табл. 16.3.

Таблица 16.3. **Рекомендуемая температура подогрева воздуха, °С**

Характеристика топки	Сорт топлива	Температура воздуха
Топки с твердым шлакоудалением, с разомкнутой схемой пылеприготовления	Каменные угли	300—350
	Бурые угли, торф	350—400
	Сланцы	250—300
Камерные топки	Мазут, газ	250—300
Топки с жидким шлакоудалением	Каменные и бурые угли	350—400

Конструкция размеров воздухоподогревателя обусловлена габаритами топки и конвективной шахты: ширина a (по ширине топки), глубина b (по глубине конвективного газохода экономайзера), диаметр труб по табл. 11.1. Шаги между трубами при обязательном шахматном расположении: $S_1 \approx (1{,}2 \div 1{,}6) d_н$, $S_2 \approx 1{,}1 d_н$ (перемычка между трубами по диагонали $\geqslant 10$ мм).

По принятой скорости газов $w_г$ определяют проходное сечение

$$F_г^{в.п} = \frac{B_р V_г (\bar{\vartheta}_{в.п} + 273)}{w_г \cdot 273}, \qquad (16.33)$$

затем количество труб

$$n_{вкл} = F_г^{в.п} / (0{,}25 \pi d^2_{вн}) \qquad (16.34)$$

и проверяют возможность их расположения для принятых шагов, при необходимости последние уточняются.

Назначают три значения числа ходов по воздуху n_x и три высоты хода l_x. Затем находят для каждого варианта три значения сечения для

прохода воздуха $F_в$ и три значения соответствующей поверхности нагрева для одного потока

$$H_{в.п}=\pi d_{ср} n_x l_x Z_1 Z_2, \qquad (16.35)$$

где Z_1 — число труб в одном ряду по ширине a, т. е. перпендикулярно току воздуха; Z_2 — число таких рядов, причем $Z_1 Z_2 = n_{вкл}$ из формулы (16.34).

Скорость воздуха определяют при одном потоке по всему расходу воздуха, при двухпоточной схеме по половинному количеству — на основании формулы (11.25).

По соответствующим формулам из гл. 11 или Норм теплового расчета определяют все значения Δt, $\alpha_в$, $\alpha_г$, k. Причем k рассчитывают по формуле (11.34). Далее рассчитывают все значения $Q^т_{в.п}$ по условию теплопередачи $Q^т_{в.п} = k\Delta t H_{в.п}/B_р$ и количество теплоты, которое получает воздух по балансу, кДж/кг,

$$Q_{в.п}{}^б = (I''_{0в} - I'_{0в})(\beta'' - 0{,}5\Delta\alpha_{в.п}), \qquad (16.36)$$

где $I'_{0в}$, $I''_{0в}$ — энтальпия воздуха на выходе и входе; β'' — отношение количества воздуха на выходе из воздухоподогревателя к теоретически необходимому ($\beta'' = \alpha''_т - \Sigma\alpha_{прис}$). Строятся кривые $Q_{в.п}(l_x)$ отдельно для каждого из количества ходов, и на пересечении с $Q_{в.п}{}^б$ получаются искомые $H_{в.п}$, причем различные для разных значений исходных величин. В итоге необходимо остановиться на наиболее оптимальном варианте на основании таких скоростей $w_г$ и $w_в$, когда $\alpha_в \approx \alpha_г$ (скорости $w_г$ должны согласовываться с табличными значениями).

При выполнении поверочного расчета воздухоподогревателя можно воспользоваться теми же указаниями, которые даны в конце расчета конвективных поверхностей нагрева.

16.3. РАСЧЕТЫ ПАРОВЫХ КОТЛОВ НА ЭВМ

Поверочные расчеты

При поверочных расчетах поверхностей нагрева на ЭВМ расчетные зависимости представляются в явном виде относительно искомых переменных для уменьшения числа последовательных приближений и сокращения машинного времени выполнения расчетов. Система дифференциальных уравнений энергии для газов и рабочего тела представлена выражениями (11.1) и (11.4). Система уравнений является нелинейной вследствие зависимостей коэффициентов a и b от температур. Однако эта зависимость является слабой.

При поверочном расчете теплообменника известными являются любые две температуры газов и рабочего тела (см. рис. 11.1). В принципе могут быть заданы четыре варианта граничных условий.

Вариант I: $x=0$; $\vartheta=\vartheta_0$; $t=t_0$.

Вариант II: $x=1$; $\vartheta=\vartheta_1$; $t=t_1$.

Вариант III: $x=0$; $\vartheta=\vartheta_0$; $x=1$, $t=t_1$.

Вариант IV: $x=0$; $t=t_0$; $x=1$, $\vartheta=\vartheta_1$.

Рассмотрим решение системы (11.4) при задании граничных условий по варианту I. Это значит, что задан температурный напор в начале теплообменника. В данном случае, так же как и в § 11.1, система уравнений может быть сведена к одному уравнению для температурного напора:

$$d(\vartheta - t)/(\vartheta - t) = -(a+b)\,dx. \qquad (16.3$$

Однако в отличие от решения данного уравнения, принятого в нормативном методе, уравнение не интегрируется в пределах, а решается с начальными условиями. Тогда общее уравнение (16.37) имеет вид

$$\ln(\vartheta - t) = -(a+b)x + \ln C, \tag{16.38}$$

где C — постоянная интегрирования.

Отсюда

$$\vartheta - t = Ce^{-(a+b)x}. \tag{16.39}$$

Подстановка начального условия дает

$$C = \vartheta_0 - t_0. \tag{16.40}$$

Окончательное решение для температурного напора

$$\vartheta - t = (\vartheta_0 - t_0)e^{-(a+b)x}. \tag{16.41}$$

Подставив полученное решение в систему (11.4), получим

$$\left.\begin{aligned} d\vartheta &= -b(\vartheta_0 - t_0)e^{-(a+b)x}\,dx; \\ dt &= a(\vartheta_0 - t_0)e^{-(a+b)x}\,dx. \end{aligned}\right\} \tag{16.42}$$

Решение приведенной системы с учетом начальных условий имеет вид

$$\left.\begin{aligned} \vartheta &= \vartheta_0 - \frac{b}{a+b}(\vartheta_0 - t_0)[1 - e^{-(a+b)x}]; \\ t &= t_0 + \frac{a}{a+b}(\vartheta_0 - t_0)[1 - e^{-(a+b)x}]. \end{aligned}\right\} \tag{16.43}$$

Формулы, приведенные выше, позволяют получить значения температур газа и рабочего тела в любом месте поверхности нагрева от $x=0$ до $x=1$. При $x=1$ получаем

$$\left.\begin{aligned} \vartheta_1 &= \vartheta_0 - \frac{b}{a+b}(\vartheta_0 - t_0)[1 - e^{-(a+b)}]; \\ t_1 &= t_0 + \frac{a}{a+b}(\vartheta_0 - t_0)[1 - e^{-(a+b)}]. \end{aligned}\right\} \tag{16.44}$$

Полученные зависимости записаны в явном виде относительно искомых температур ϑ_1 и t_1. В правых частях соотношений находятся только известные величины, и в данном случае нет необходимости в последовательных приближениях, как это было в нормативном методе.

Подобные решения можно получить и для других вариантов задания граничных условий. В частности, для варианта III

$$\left.\begin{aligned} \vartheta_1 &= \vartheta_0 - (\vartheta_0 - t_1)\frac{1 - e^{-(a+b)}}{1 + \frac{a}{b}e^{-(a+b)}}; \\ t_0 &= t_1 + (\vartheta_0 - t_1)\frac{1 - e^{(a+b)}}{1 - \frac{b}{a}e^{(a+b)}}. \end{aligned}\right\} \tag{16.45}$$

Приведенные зависимости получены в предположении постоянства a и b. Для возможности приближенного учета зависимости этих величин от температур в формулы (16.43)—(16.45) можно подставить их усредненные значения. Поскольку величины a и b зависят от теплоемкостей газа и рабочего тела, а также от коэффициента теплопередачи, эти значения усредняются методом интегральной линеаризации, предложен-

ным ЦНИИКА. В частности, для газа можно записать

$$\int_{I_0}^{I_1} dI = \overline{V_\Gamma c_\Gamma} \int_{\vartheta_0}^{\vartheta_1} d\vartheta. \qquad (16.46)$$

Отсюда усредненные значения объема и теплоемкости газов

$$\overline{V_\Gamma c_\Gamma} = \frac{I_1 - I_0}{\vartheta_1 - \vartheta_0}. \qquad (16.47)$$

Аналогично для рабочего тела

$$\overline{c} = \frac{i_1 - i_0}{t_1 - t_0}. \qquad (16.48)$$

Усредненное значение коэффициента теплопередачи может быть определено по среднеарифметическим значениям температур газа и рабочего тела. Таким образом, для определения усредненных значений a и b необходимо знать все четыре температуры ϑ_0, ϑ_1, t_0, t_1. В данном случае приходится задавать неизвестные величины и решать задачу методом итераций.

Однако из-за слабой зависимости теплоемкостей и коэффициентов теплопередачи от температур итерационный процесс быстро сходится и расчет на ЭВМ требует затрат небольшого машинного времени. В отличие от нормативного метода здесь не требуется вычисления среднелогарифмического температурного напора — величины, сильно зависящей от всех четырех температур.

Наряду с методом ЦНИИКА расчеты котлов на ЭВМ выполняются также методом ЗиО. Этот метод является разновидностью метода ЦНИИКА. Методы ЦНИИКА и ЗиО внедрены во многих НИИ, КБ и на заводах. Расчеты котлов на ЭВМ занимают несколько минут. Это дает существенный экономический эффект по сравнению с ручными расчетами.

Конструкторский расчет поверхностей нагрева

Конструкторские расчеты паровых котлов необходимо выполнять с применением экономико-математических моделей и методов оптимизации. В связи с большой сложностью данной задачи она до сих пор не получила окончательного решения для практического использования. Однако могут быть созданы частные методики конструкторского теплового расчета отдельных поверхностей нагрева на ЭВМ, которые основываются на нормативных материалах. В качестве критериев целесообразности получаемых результатов принимаются рекомендуемые значения параметров: шагов и диаметров труб, расположения пакетов, компоновок змеевиков, температур и скоростей газов, рабочего тела и т. д.

Данная постановка задачи требует создания такой системы автоматизированного конструирования, которая позволяет расчетчику работать в режиме непосредственного «диалога» с машиной, когда по мере надобности можно корректировать исходные данные, добиваясь необходимых результатов расчета. Эта система удобна для работы на малых ЭВМ.

Рассмотрим в качестве примера методику конструкторского расчета конвективных поверхностей нагрева, кроме ширмовых поверхностей и воздухоподогревателей. Блок-схема решения задачи показана на рис. 16.3. До выполнения конструкторского расчета поверхностей нагрева на ЭВМ должен быть составлен тепловой баланс котла, найден расход топлива, рассчитаны объемы и энтальпии продуктов сгорания по газоходам. Для рассчитываемых поверхностей нагрева должны быть известны температуры газов

и рабочего тела до и после поверхности. Иначе говоря, должна быть составлена тепловая схема котла и решены уравнения баданса теплоты по поверхностям нагрева.

Программа на ЭВМ предусматривает расчет скоростей газов и рабочего тела, коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи и величин поверхностей нагрева, т. е. автоматизируется наиболее трудоемкая часть теплового расчета. Программа является универсальной и предназначена для расчета конвективных перегревателей, экономайзеров,

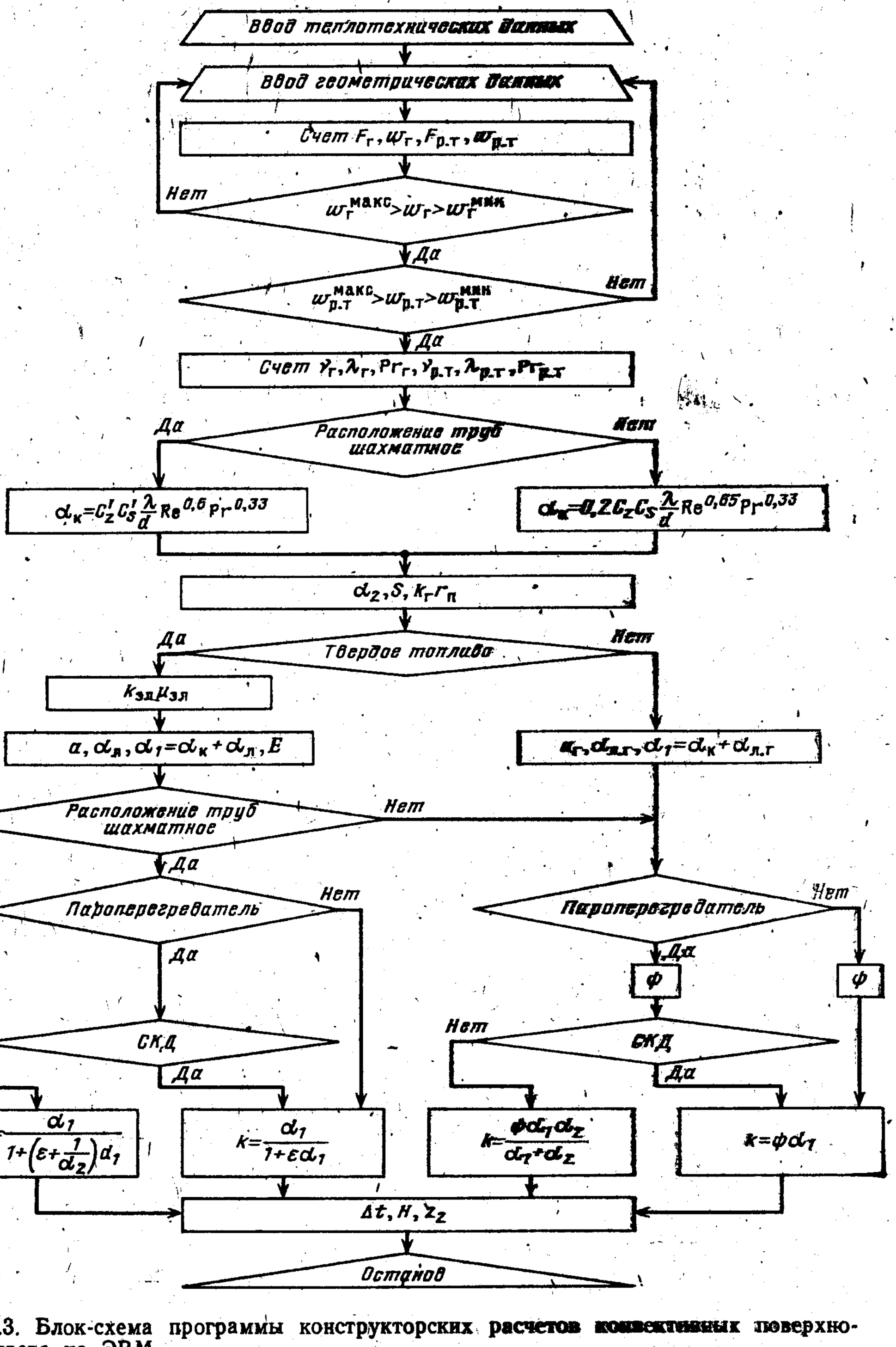


Рис. 16.3. Блок-схема программы конструкторских расчетов конвективных поверхностей нагрева на ЭВМ

переходных зон прямоточных котлов. Давление рабочего тела может быть докритическим и закритическим. Расположение змеевиков — шахматное и коридорное. Программа универсальна и по виду сжигаемого топлива — твердого, жидкого и газообразного.

В начале в память ЭВМ вводят необходимые теплотехнические данные, полученные в результате расчета тепловой схемы. Это в основном температуры и энтальпии газов и рабочего тела, а также расход топлива, рабочего тела и т. д. Могут быть введены и некоторые физические характеристики: удельные объемы, критерии физических свойств. Однако они могут быть рассчитаны на ЭВМ с помощью аналитических зависимостей. Затем в память ЭВМ вводят предварительные геометрические данные: размеры газохода, шаги и диаметры труб, число труб, расположенных поперек хода газов в газоходе, и число параллельно включенных труб в коллектор.

Программа конструкторского расчета начинается с определения живых сечений и скоростей по газам и рабочему телу. Расчет производится на ЭВМ по формулам типов (11.20), (11.21), (11.24), (11.26). Затем осуществляется логическая операция сравнения полученных скоростей с рекомендованными. Если полученные величины лежат в рекомендованных пределах, можно перейти к дальнейшему расчету. Если они выходят за максимальный или минимальный предел, управление передается на вторичный ввод исходных геометрических данных. Коррекция исходных данных может быть осуществлена самой программой или выполнена расчетчиком с пульта ЭВМ.

При получении допустимых значений $w_г$ и $w_{р.т}$ программа переходит к расчету коэффициентов кинематической вязкости ν, теплопроводности λ и критериев Прандтля Pr для газов и рабочего тела. Расчет ведется по аналитическим соотношениям. Далее в зависимости от шахматного или коридорного расположения труб рассчитывается коэффициент конвективной теплоотдачи от газов к стенке $\alpha_к$. Затем рассчитываются коэффициент теплоотдачи от стенки к рабочему телу α_2 и величины, предварительно необходимые для расчета излучения: эффективная толщина излучающего слоя S и комплекс $k_г r_п$.

Ход дальнейшего расчета зависит от вида топлива, расположения труб, типа поверхности нагрева и давления пара (СКД или докритического). Все необходимые логические переходы показаны на рис. 16.3. Здесь наглядно выражены условия применимости того или иного вида расчетных формул для коэффициента теплопередачи k.

Расчет заканчивается определением среднелогарифмического температурного напора Δt [формула (11.12)], поверхности нагрева H [формула (11.19)] и числа труб, расположенных по ходу газов, z_2; последняя величина получается преобразованием формулы (11.18).

Изложенная методика конструкторского расчета поверхностей нагрева с применением ЭВМ позволяет проводить многовариантные расчеты с получением рациональных конструкций элементов котла.

ГЛАВА СЕМНАДЦАТАЯ

КОМПОНОВКА ПАРОВОГО КОТЛА И ЕГО ЭЛЕМЕНТОВ

17.1. ОСНОВНЫЕ ТИПЫ КОМПОНОВОК ПАРОВЫХ КОТЛОВ

Под *компоновкой* котла подразумевается взаимное расположение газоходов и размещение в них отдельных поверхностей нагрева. В энергетических агрегатах различают четыре наиболее часто встречающихся типа компоновок: П-, Т-, N-образные и башенный (рис. 17.1, высоты на рис. 17.1 поставлены ориентировочно — для сопоставления размеров компоновок котлов).

Наиболее распространенной является П-образная компоновка (рис. 17.1,*а*). Компоновка обладает определенными достоинствами — подача топлива и выход дымовых газов расположены внизу, кроме того, имеется одна конвективная шахта. Эта компоновка котла

удобна при сжигании каменных и бурых углей в котлах средней и повышенной мощности.

Для однокорпусных котлов энергоблоков (одна турбина — один котел) мощностью 300 МВт и более при необходимости снижения скорости газов в конвективной шахте до приемлемых размеров по ширине применяется Т-образная компоновка (рис. 17.1,*б*). Такую компоновку имеет котел ПК-39 блока 300 МВт, работающий на экибастуз-

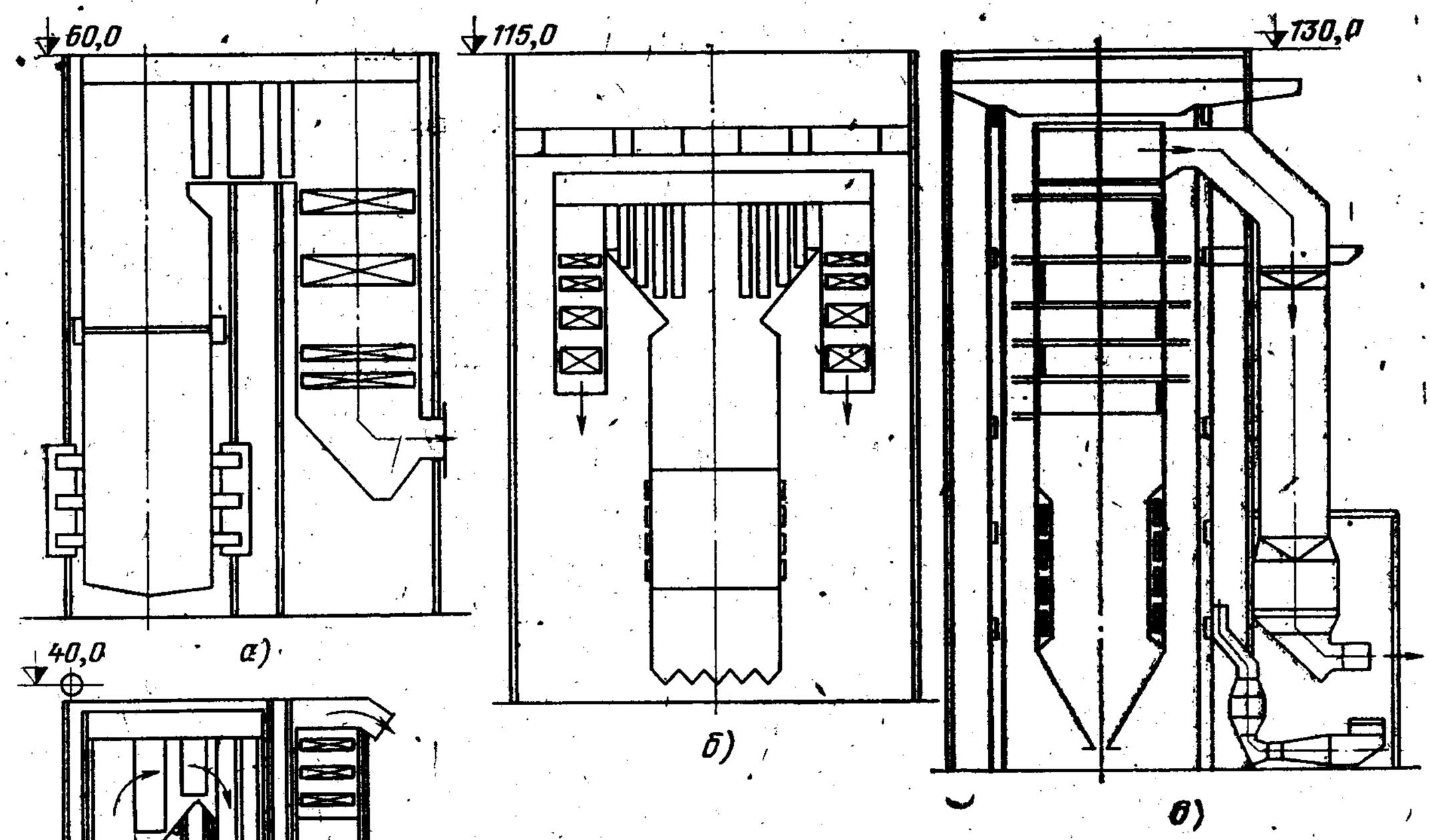


Рис. 17.1. Схемы основных компоновок котлов:
а — П-образная; *б* — Т-образная; *в* — башенная; *г* — N-образная

ском угле. Экибастузский каменный уголь отличается золой повышенной абразивности, поэтому скорости газов по газоходам снижены до 6—7 м/с. При сжигании канско-ачинских углей также необходимо снижать скорости газов в первых по ходу газов конвективных поверхностях из-за повышенной склонности углей к шлакованию при снижении температуры. Прямоточные котлы, предназначенные для сжигания углей Экибастузского и Канско-Ачинского бассейнов, к блокам 500 и 800 МВт имеют Т-образную компоновку (котлы П-57 и П-67). Газомазутный котел большой мощности к блоку 800 МВт (котел ТГМП-204) имеет П-образную компоновку.

Котлы с компоновкой башенного типа (рис. 17.1,*в*) сооружаются иногда в ФРГ, США для экономии площади, занимаемой установкой. Однако такая компоновка увеличивает высоту самого агрегата до 130 м. Другим недостатком башенной компоновки является большой опускной ничем не заполненный газоход, направляющий дымовые газы вниз к РВП и золоуловительным сооружениям.

Применение многоходового движения газов, например, при N-образной компоновке (рис. 17.1,*г*) объясняется особенностями сжигаемого топлива. Такую компоновку имеет котел ТП-101, сконструированный для сжигания сланцев. Отличительной особенностью агрегата являются

сильно развитые ширмовые поверхности нагрева с редким шагом, что объясняется свойствами сланцевой золы, дающей повышенное шлакование при сниженной температуре газов до 500 °С. При свободной компоновке ширм наружные загрязнения уменьшаются и облегчается их удаление.

Есть и другие компоновочные решения, например U-образная, похожая на перевернутую П-образную, комбинированные и др.

17.2. КОМПОНОВКА ТОПОЧНЫХ УСТРОЙСТВ

Компоновка топочной камеры

В котлах с традиционными П- и Т-образными компоновками, а также и при N-образной компоновке большую часть всего объема агрегата занимает топочная камера, поэтому для уменьшения габаритов целесообразно принимать меры для более рационального размещения лучевоспринимающих поверхностей. Однако здесь имеется ограничивающее условие, связанное с экономичным сжиганием топлива, — теплонапряжение топочного объема q_v, из-за чего ограничена и интенсивность тепловых потоков q, кВт/м^2. Для камерных топок с твердым шлакоудалением по условиям горения можно допускать тепловое напряжение для бурых углей 180 кВт/м^2, для каменных углей 190 кВт/м^3. По условиям размещения $H_л$ на стенах топки для мощных котлов теплонапряжение q_v приходится снижать (см. гл. 16).

Для уменьшения вредных выбросов SO_2, NO_x с продуктами сжигания топлива в атмосферу также приходится уменьшать интенсивность процесса горения, а следовательно, и q_v, например, в паровом котле П-57 к блоку 500 МВт на экибастузском каменном угле $q = 136$ кВт/м^3.

Эффективным и рациональным средством для уменьшения габаритов топочной камеры является лучевоспринимающая поверхность нагрева двухсветных экранов, используемая с двух сторон. В этом случае увеличивается $H_л$, и при заданной по условию шлакования $\theta''_т$ уменьшаются габариты топки. Если принять неизменными размеры топки в плане, то влияние установки $n_{дв}$ двухсветных экранов на высоту топки иллюстрируют данные, приведенные на рис. 17.2, для мощного прямоточного котла, рассчитанного на пылеугольное сжигание канско-ачинских углей.

На рис. 17.2 показано изменение высоты топки при установке ($n_{дв}$=0; 1; 2; 3) двухсветных экранов. Двухсветные экраны устанав-

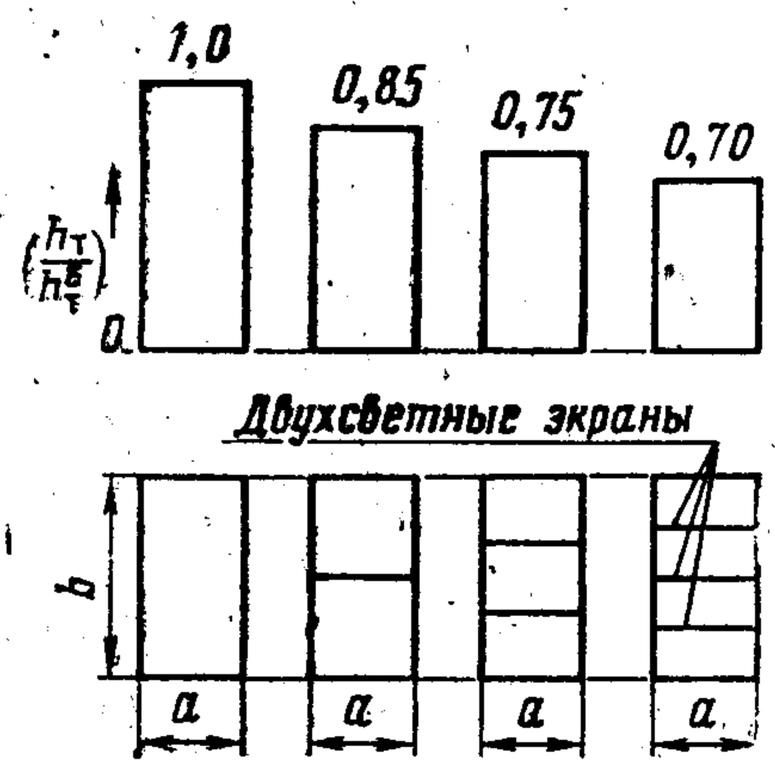


Рис. 17.2. Влияние двухсветного экрана на высоту топочной камеры:

$h^б_т$ — высота топки без двухсветных экранов; $h_т$ — высота топки, в которой установлены двухсветные экраны; b — ширина топки; a — глубина топки

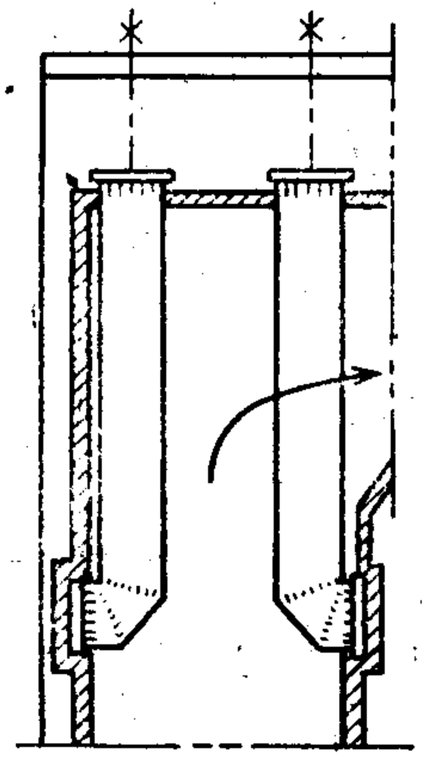


Рис. 17.3. Пример размещения двухсветных поверхностей нагрева в верхней части топки

ливаются перпендикулярно фронту, чтобы не нарушать аэродинамику топки. Из рис. 17.2 видно, что наиболее сильное влияние на высоту топки имеет установка одного, двух экранов: два двухсветных экрана дают относительное уменьшение высоты топки на 25%.

Выполнение компоновки двухсветных экранов по всей высоте топки связано с большими трудностями из-за их крепления, которое возможно осуществлять лишь за верхние коллекторы в случае подвески самих экранов. Отдельные трубы экрана должны находиться в одной плоскости, а для этого их следует скреплять между собой охлаждаемыми трубами, что трудно реализовать при больших размерах топочной камеры.

Значительно проще конструктивно скомпоновать в верхней части топки двухсветные поверхности нагрева типа ширм, как показано на рис. 17.3, применительно к проекту газомазутного котла ТПП-200 паропроизводительностью 695 кг/с, однако на них падают тепловые потоки q, кВт/м^2, значительно меньшей интенсивности, чем потоки на двухсветные экраны, поэтому снижение высоты топки незначительно.

Выбор типа топочного устройства

Топочное устройство энергетических котлов зависит от сжигаемого топлива, золы и от их физических свойств. Вначале выбирают способ удаления шлака: в твердом или жидком состоянии. Здесь решающую роль играют температура нормального жидкого шлакоудаления $t_{н.ж}$ и количество золы в топливе: чем $t_{н.ж}$ меньше, тем легче организовать топку с жидким шлакообразованием.

Поскольку с жидким шлаком удаляется значительное количество теплоты из агрегата, то необходимо технико-экономическое обоснование выбора такого топочного устройства. Следует учитывать, что жидкий шлак повышает температурный уровень низа топки, что положительно скажется на улучшении воспламенения топлив с малым выходом летучих (угли марок А, ПА, Т). Для шлакующих топлив и топлив с абразивной золой также целесообразно применять жидкое шлакоудаление. В последнем случае снижается количество уносимой золы и уменьшается ее абразивность за счет скругления острых выступов золовых частиц.

Техническая реализация возможности получения и удаления жидкого шлака по Нормам теплового расчета котлов увязывается с температурой нормального жидкого шлакоудаления $t_{н.ж}$ (см. табл. 3.1) и вязкостью шлака. В отечественной теплоэнергетике применяются открытые и полуоткрытые топки факельного типа с жидким шлакоудалением, а также вихревые топки с циклонными предтопками ЦКТИ, ВТИ и топки ЦКТИ и МЭИ с пересекающимися струями (см. гл. 9).

Бурые угли в основном являются высокореакционными на стадии воспламенения. Наличие высокой влажности и определенных свойств минеральной части топлива (наличие в зоне значительного количества окислов кальция, магния, калия и натрия) обусловливает часто при сжигании интенсивное шлакование экранов топочной камеры, а также образование плотных отложений на конвективных поверхностях нагрева. Наиболее перспективные угли — бурые угли Канско-Ачинского бассейна, Березовского месторождения, а также и некоторых других месторождений, по свойствам минеральной части относятся к категории сильно шлакующих. Шлак при температуре нормального жидкого шлакоудаления $t_{н.ж}=1400\,°C$ (для ряда районов $t_{н.ж}$ доходит до 1630 °С) имеет значительную вязкость $\mu_{н.ж}=20$ Пз, что затрудняет применение жидкого шлакоудаления.

При проектировании топки с твердым шлакоудалением для шлакующих реакционных углей топочное устройство рассчитывают на низкотемпературное ($\sim$ до 1300 °С) сжигание с пониженными тепловыми напряжениями в поперечном сечении топки

~4 МВт/м². Кроме того, для более полного исключения шлакования экранов температура газов в зоне активного горения дополнительно снижается до температуры, несколько меньшей начала жидкоплавкого состояния, но достаточной для поддержания устойчивого горения, путем подачи в зону горения более холодных дымовых газов, отбираемых за водяным экономайзером. Топки с твердым шлакоудалением нашли широкое распространение в связи с их относительной простотой.

Вверху топки мощных котлов обычно располагаются ширмовые поверхности пароперегревателей. Следует учитывать возможность их шлакования, поэтому температура на выходе из топки должна быть меньше температуры начала деформации золовых частиц, особенно в районе нижнего среза ширм. Для сильношлакующих бурых углей Канско-Ачинского месторождения температура газов перед ширмами ограничивается 1100 °С (см. гл. 16).

Кроме того, обеспечивается надежная работа экранов. Необходимо следить, чтобы температура нагреваемой среды СКД в развернных трубах экранов при номинальной нагрузке не превышала 450—460 °С. Температура стенки должна быть такой, которая давала бы напряжение низколегированной стали не выше допустимого. Для этой цели приходится снижать тепловосприятие экономайзера до 140—150 кДж/кг, чтобы повысить экономайзерный участок в топочных экранах, дающий высокий коэффициент теплоотдачи α_2, обеспечивающий хороший теплоотвод от стенки труб к нагреваемой среде.

17.3. ВЫБОР ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ КОТЛА

Длина здания для современных энергоблоков определяется длиной ячейки турбинного зала. При этом обычно в котельном цехе выделяется место для расположения центральных щитов управления, мельничного оборудования, деаэраторов и другого оборудования. Таким образом, размер по фронту котла зависит от компоновки всей электростанции и определяет соответствующие размеры горизонтальных газоходов и конвективной шахты.

С ростом мощности блоков ширина ячейки блока повышается, но не линейно, а примерно так:

$$b_2/b_1 \approx \sqrt[3]{N_2/N_1}, \qquad (17.1)$$

где N_1, N_2 — мощность существующего и вновь проектируемого энергоагрегата. Так, если для блока 300 МВт необходим размер ячейки 48 м, то для 800 МВт 72 м. Следует учитывать, что при строительстве устанавливаются колонны здания с шагом в 12 м.

При выборе ширины котла, т. е. его размера по фронту, должен быть предусмотрен свободный проход 3 м между соседними корпусами котла. Ширина по фронту топочной камеры существенно меньше габаритного размера котла за счет толщины обмуровки, расположения лестниц, площадок, коллекторов и трубопроводов, а также свободного пролета для организации монтажа (около 4—5 м). Высоту котла устанавливают по высоте топочной камеры $h_т$ при П- и Т-образных компоновках, которая при известном поперечном сечении топки $F_т$ может быть оценена на основании принятого q_V как

$$h_т \approx Q^р_н/(q_V F_т). \qquad (17.2)$$

Кроме того, необходимо учесть высоту теплого ящика $h_{т.я}$ для расположения в нем коллекторов и трубопроводов с креплениями; высоту для расположения хребтовых и других несущих балок с подвесками $h_{б.п}$; высоту паро-парового теплообменника 3—5 м при расположе-

ки его на верхних балках. Внизу топки добавить высоту нижней ча-
и холодной воронки и высоту шлакоудаляющего устройства 2—3 м.
ля мощных котлов на СКД $h_{т.я}=5\div6$ м, $h_{б.п}=6\div8$ м.

Минимальное сечение конвективной шахты определяется исходя из опустимой скорости дымовых газов (по приемлемому сопротивлению возможности истирания труб золой — см. табл. 11.2), а для газомазутных котлов — по оптимальной скорости. Рекомендации по этим оростям даны в Нормах теплового расчета котлов (например, для хого шлакоудаления принимают $w_г=6\div14$ м/с). Поперечное сечение конвективной шахты рассчитывается по формуле

$$F_{к.ш}=B_р V^0_г \alpha_г (\vartheta_г+273)/(w_г K\cdot 273), \qquad (17.3)$$

е $\alpha_г$ — коэффициент избытка воздуха в расчетном месте газохода; $_г$ — допустимая скорость газов; K — коэффициент использования азохода, $K=(S_1-d_н)/S_1$; S_1 — шаг между трубами в поперечном направлении; $d_н$ — наружный диаметр труб.

Газоход целесообразно конструировать с максимально плотной лаковкой труб в поверхности нагрева — так, для шахматного расположения труб $S_1=2d_н+\Delta$ (где Δ учитывает допуск на изготовление меевиков, а также необходимые зазоры для размещения опорных еталей), величина $\Delta\approx(0{,}08\div0{,}15)d_н$; для коридорного расположения руб S_1 устанавливается по скорости газов.

Следует учитывать, что при малых скоростях газов (~ 3 м/с) поерхности нагрева из горизонтальных труб начинают заноситься зой, поэтому при сниженной нагрузке котла $w_г$ в таких поверхностях олжна быть не ниже 4 м/с.

После выбора поперечного сечения конвективной шахты при заанной ширине (по ширине топки) определяется ее глубина. Далее инимается высота поворотной камеры, т. е. выходная часть горизонального газохода, примерно равной глубине опускной шахты. Так оступают для создания такой аэродинамики при повороте газов, при оторой не будет чрезмерной концентрации золы у задней стены конективной шахты.

Проход между топочной камерой и конвективной шахтой выбират по соображениям размещения перегревательных поверхностей наева в горизонтальном газоходе, а также необходимости обслуживаия горелочного устройства на задней стене при встречном расположении горелок.

17.4. КОМПОНОВКА ОТДЕЛЬНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

Экраны

Экраны топочной камеры барабанных котлов выполняются из ертикально расположенных труб (с наклоном в холодной воронке, иногда и вверху топки). Трубы крепятся к каркасным балкам за ерхние коллекторы. Разделение экранов на отдельные панели связано с повышением их теплогидродинамической надежности, что изложено в гл. 14.

Экраны прямоточных котлов высокого давления выполняются с рименением наиболее рациональной (по теплогидродинамике) навивки типа Рамзина (или винтовой, как ее называют за рубежом), с небольшим подъемом на стенках топки (рис. 17.4), когда каждая из труб кажется на всех стенах с различными удельными тепловыми потоками q, кВт/м^2. Это обстоятельство приводит к тому, что все параллельно включенные трубы получают примерно одинаковое количество теплоты.

Ширина ленты для прохода всего расхода нагреваемой среды $b_{ш.л}=S_1 n$, где $n=D/(\rho w f)$.

С увеличением паропроизводительности агрегата ширина ленты увеличивается до таких размеров, что становится невозможным обеспечить навивку всех параллельно включенных труб по всем стенам топочной камеры несколько раз. Тогда нарушается принцип навивки Рамзина. Кроме того, мощные котлы на СКД для удобства монтажа и повышения его качества выполняют блочными. В этом случае экраны разделяются на отдельные панели (рис.17.5). Экраны с точки зрения теплогидродинамической надежности рационально выполнять из вертикальных труб с подъемным движением (рис. 17.5,*а*), но в этом случае трудно обеспечить необходимые массовые скорости рабочей

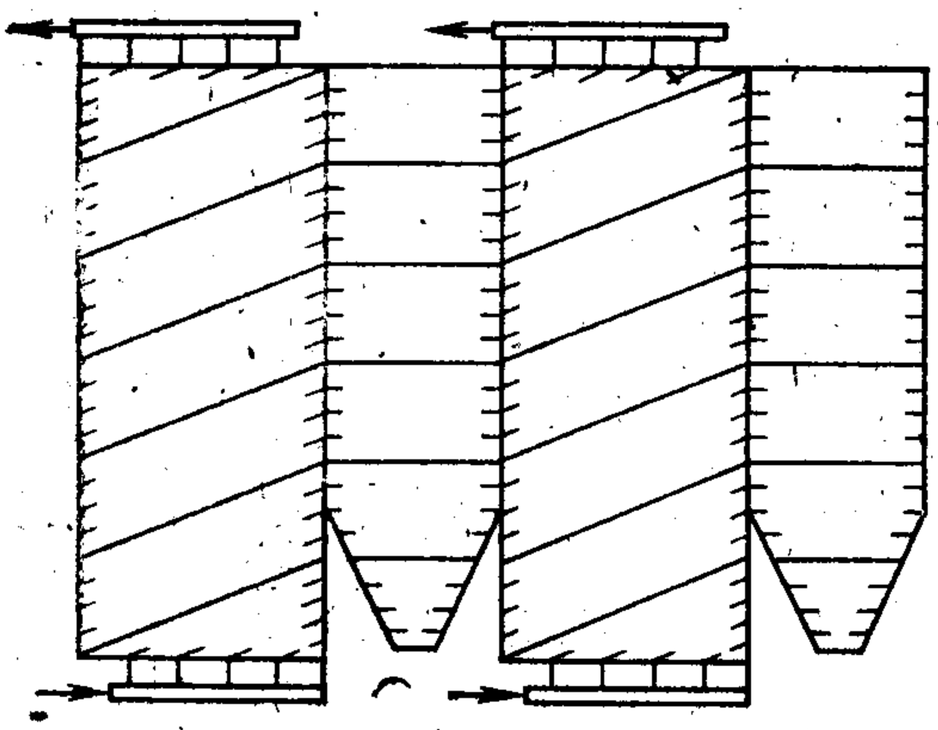


Рис. 17.4. Навивка труб экранов типа Рамзина

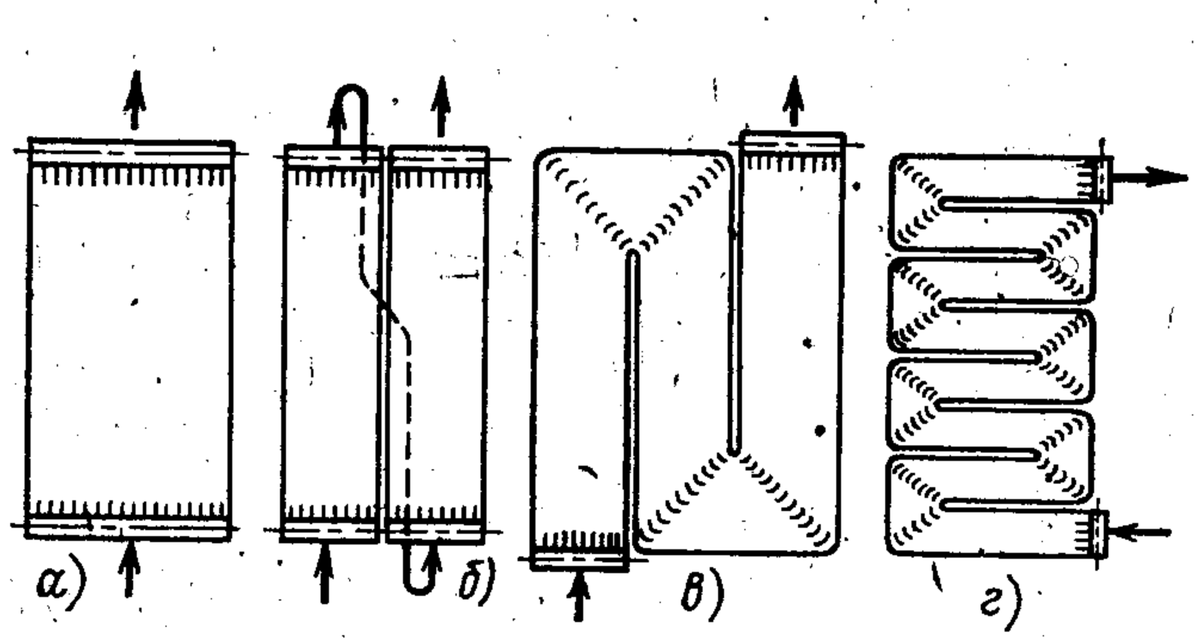


Рис. 17.5. Схемы панелей экранов:
а — с вертикальными подъемными трубами; *б* — двухходовая; *в* — с N-образными трубами; *г* — с меандровой навивкой из горизонтально-подъемных труб

среды при сниженных нагрузках, поэтому приходится применять и другие компоновки — из труб с горизонтально-подъемным движением (рис. 17.5,*г*), но при этом получается более сложная технология изготовления; двухходовые панели (рис. 17.5,*б*) или панели из N-образных труб (рис. 17.5,*в*), которые также обеспечивают устойчивую гидродинамику в широких пределах изменения нагрузок.

Экраны мощных прямоточных котлов на СКД выполняются газоплотными мембранового типа из сваренных труб. Такие экраны удобно конструировать из труб с плавниками, расположенными с противоположных сторон. При сварке такие плавниковые трубы образуют металлическую стенку.

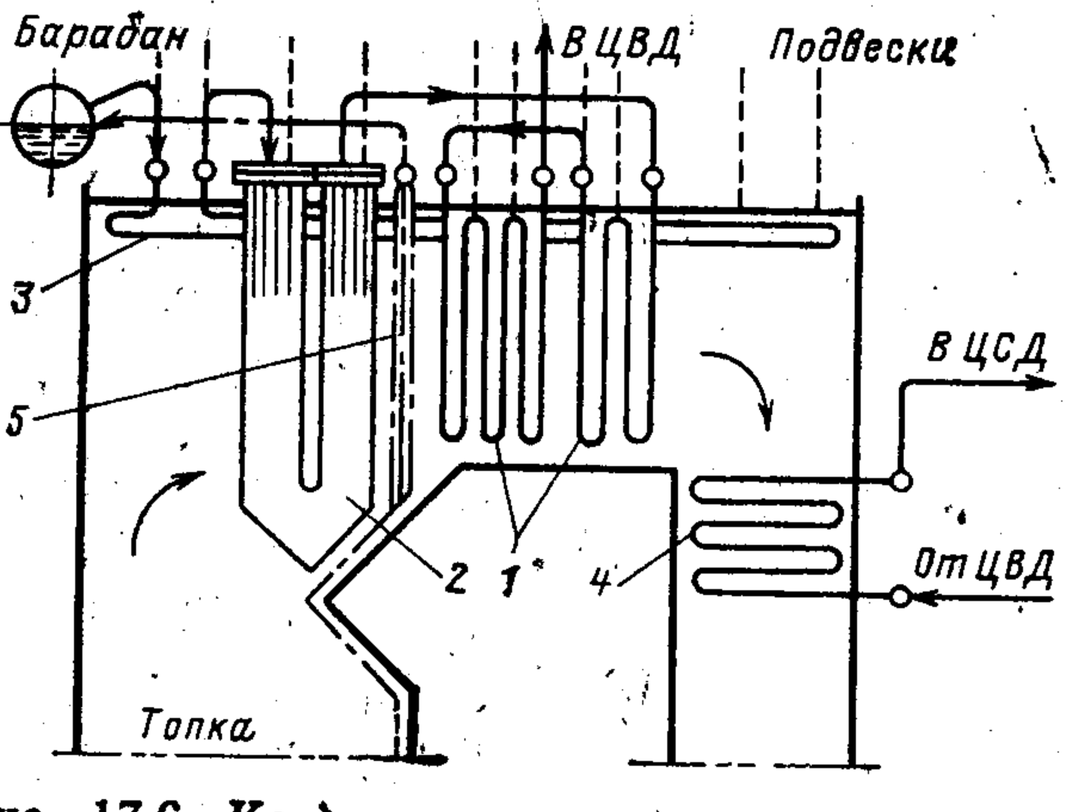
В агрегатах на СКД топочные экраны часто разделяются на НРЧ, СРЧ и ВРЧ, причем нагрев среды в трубах НРЧ не должен достигать зоны максимальной теплоемкости, когда значительно уменьшается коэффициент теплоотдачи α_2. Такое требование должно выполняться при всех нагрузках работы котла. Область с наибольшими удельными тепловыми потоками, падающими на экранные поверхности нагрева, должна находиться ниже уровня зоны максимальной теплоемкости и располагаться против экранов НРЧ, что потребует определенной высоты $h_{НРЧ}$. При выполнении этого условия может возникнуть необходимость увеличения $h_{НРЧ}$, что достигается уменьшением приращения энтальпии в экономайзере $\Delta i_{эк}$. Следовательно, произойдет перераспределение приращений энтальпии по отдельным поверхностям нагрева (см. § 16.2).

Вертикальные газоплотные экраны НРЧ часто включаются в два хода. Тогда необходимо следить, чтобы не оказалась значительной разность температур между последовательными ходами во избежание дополнительных температурных напряжений в приваренных по реб-

ам соседних трубах. Для уменьшения этой разности температур применяют байпасирование подъемных труб первого хода НРЧ. Часть питательной воды обводится мимо указанных поверхностей нагрева и включается ко входу во вторую ступень НРЧ.

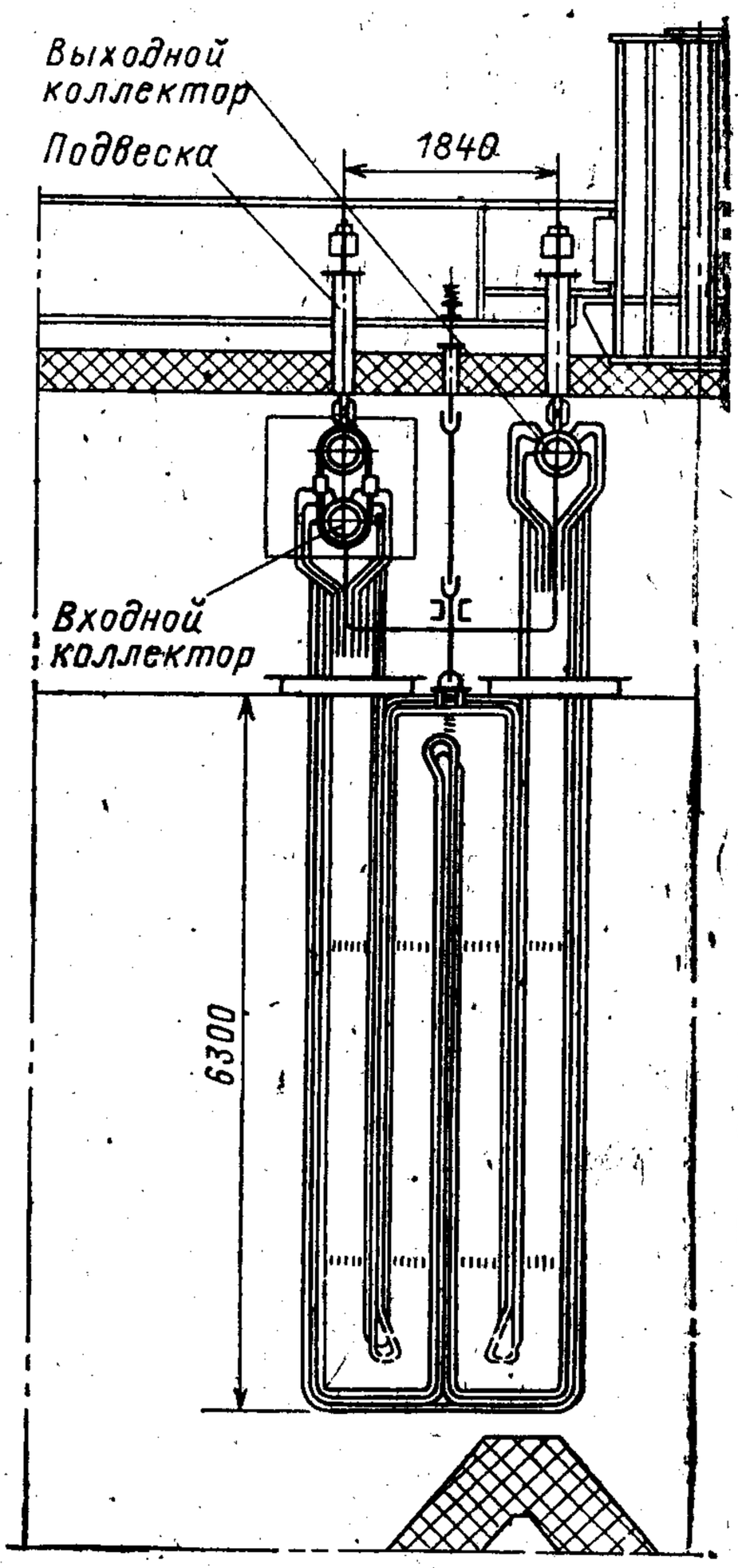
Фестоны, ширмы

Фестонные поверхности барабанных котлов малой производительности организуются из труб заднего экрана — разводят их в три, четыре ряда. В агрегатах на среднее давление за фестоном располагается испарительная поверхность. В котлах высокого давления ставятся ширмы. В этих котлах за ширмами располагаются пароперегреватель (рис. 17.6).



ис. 17.6. Компоновочная схема пароперегревателей энергетического котла с естественной циркуляцией на большую производительность:

1 — конвективные пакеты первичного перегревателя; 2 — ширмы; 3 — потолочная поверхность нагрева перегревателя; 4 — вторичный (промежуточный) перегреватель; 5 — трехрядный фестон из испарительных труб заднего экрана топки



с. 17.7. Ширмовый пароперегреватель тла на СКД к блоку 500 МВт

Ширмовые поверхности нагрева размещаются на выходе топки и в горизонтальном газоходе, их используют как элементы регревателя. Ширмовые поверхности могут быть выполнены из -образных вертикальных или горизонтальных труб. В первом случае и будут недренируемыми, что надо учитывать при растопке котла. днако вертикальные ширмы более просто сконструировать и удобно двешивать за верхние коллекторы (рис. 17.7). Ширмы нашли широкое применение в котлах на высокое и сверхкритическое давления, сполагают ширмы с шагом 600—800 мм, большие значения относят к шлакующим топливам.

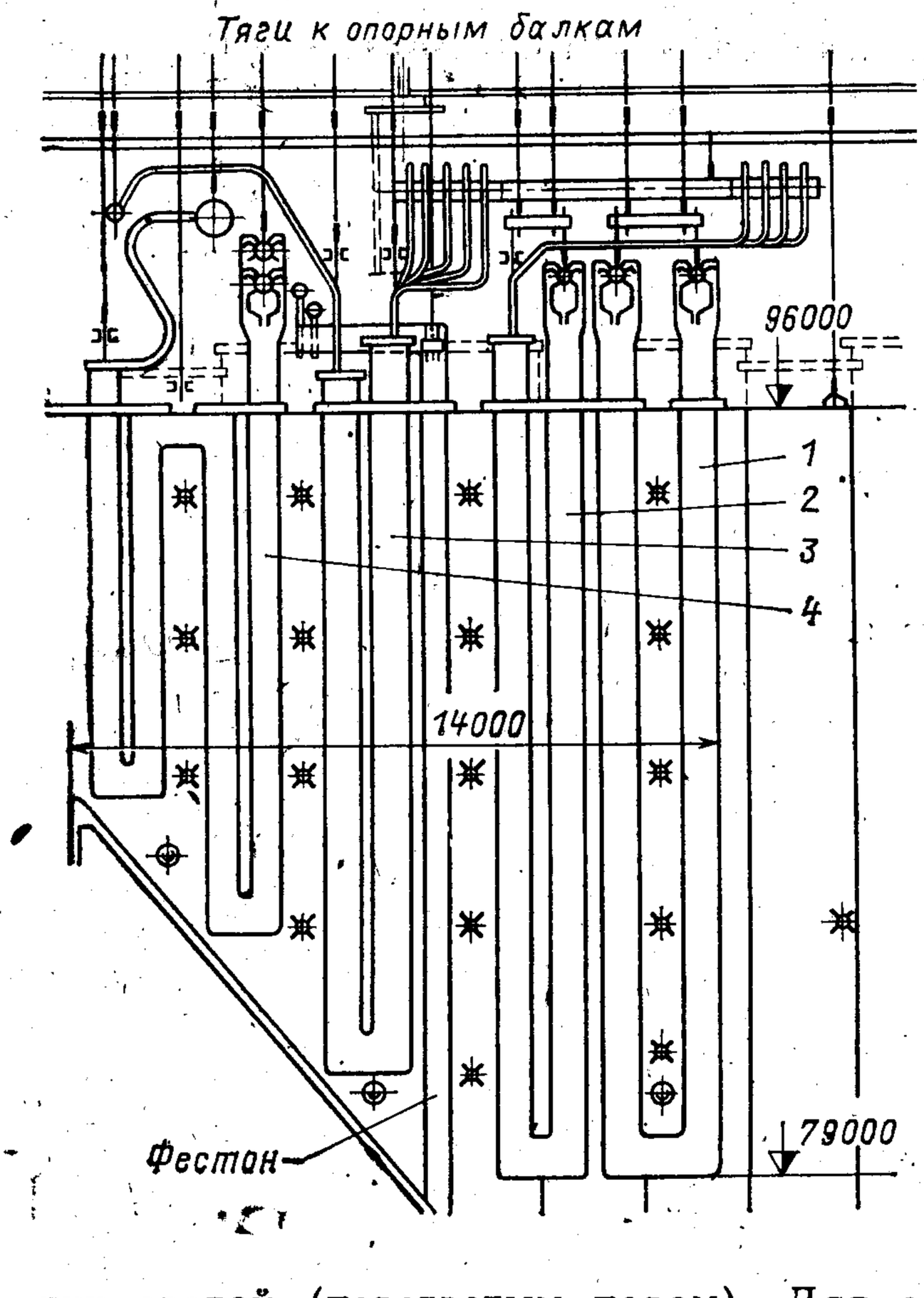


Рис. 17.8. Ширмовые пароперегреватели котла на СКД к блоку 800 МВт:

1 — первичный пароперегреватель — *I*; *2* — первичный пароперегреватель — *II*; *3* — первичный пароперегреватель — *III*; *4* — вторичный пароперегреватель

На рис. 17.8 показано взаимное расположение ширмовых поверхностей нагрева мощного парового котла к блоку 800 МВт. Вначале расположены ширмы первичного пароперегревателя *1, 2, 3* начиная с поверхностей пароперегревателя с паром более низкой температуры. После этого расположен вторичный пароперегреватель *4*.

Горизонтальные ширмы, висящие над топочной камерой, обычно подвешиваются на собственных грубах, охлаждаемых протекающей в них средой (перегретым паром). Для организации крепления три-четыре трубы с каждой стороны ширмы (всего 6—7 труб) выводятся вверх и за потолочным перекрытием подвешиваются к балкам, а затем возвращаются обратно. Таким путем в трех-четырех местах по длине ширмы организуются крепления всех труб, но это значительно усложняет конструкцию. Такие ширмы нашли ограниченное применение в газомазутных котлах ТКЗ.

Змеевиковые поверхности

Змеевиковые поверхности нагрева располагаются в вертикальной конвективной шахте и частично в горизонтальном газоходе после ширм. Эти поверхности нагрева: экономайзеры, вынесенные переходные зоны, пароперегреватели первичные и вторичные. Все они выполняются из многопетлевых трубных змеевиков.

При компоновке змеевиков поверхностей нагрева следует учитывать следующие обстоятельства: обеспечение минимальной тепловой разверки и возможность частичного шлакования для пароперегревателей (организация перебросов, фестонирование первых петель змеевиков); вероятность золового износа; организация крепления труб на охлаждаемых опорах или подвесках на специальных подвесных (экономайзерных) трубах с коридорным расположением; возможность изготовления и поставки законченными блоками; удобство монтажа и ремонта.

При сжигании твердых топлив с большим уносом золы в конвективную шахту возникает значительный износ труб змеевиковых поверхностей нагрева (экономайзеров). У задней стены конвективной шахты образуется повышенная концентрация золы (см. рис. 20.5), а следова-

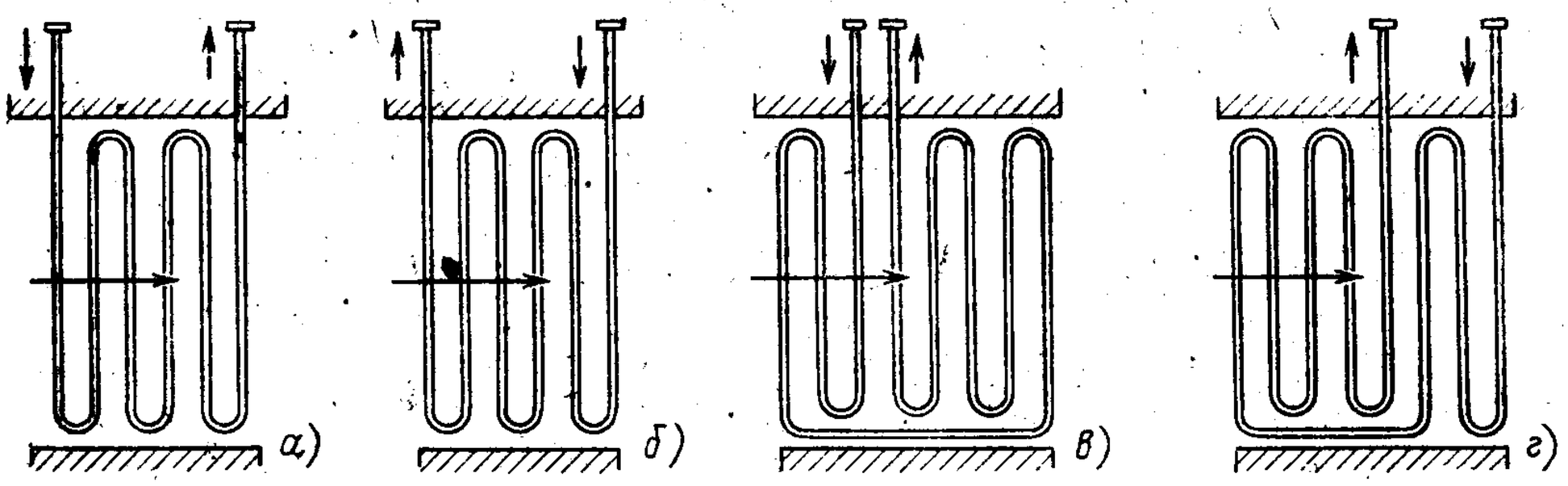


Рис. 17.9. Схемы взаимного движения пара и продуктов сгорания в конвективных пароперегревателях:

а — прямоток; *б* — противоток; *в* — двойной противоток; *г* — смешанный ток

ельно, и повышенная эрозия в данном месте. В связи с этим змеевики елесообразно располагать параллельно фронту с тем, чтобы основной знос труб сосредоточить на нескольких крайних трубах, заменяемых ри плановых ремонтах. Высоту пакетов из труб принимают не более —1,5 м для удобства осмотра и ремонта, а также уменьшения воз-ожного абразивного износа золой. Расстояние по вертикали между тдельными пакетами и между смежными поверхностями нагрева целе-ообразно выдерживать 800 мм и более для возможности выполнения емонтных работ. Крепление змеевиковых поверхностей нагрева часто ыполняют на охлаждаемых воздухом балках (коробчатого сечения), еже на подвесных трубах (в агрегатах большой мощности).

В современных мощных котлах на СКД змеевиковые поверхности агрева часто выполняют из труб диаметром 32×6 мм. В котлах на окритическое давление применяют змеевики из труб с наружным иаметром 32—38 мм и толщиной 3—5 мм. Змеевики вторичного паро-ерегревателя обычно выполняются из труб большего размера (диамет-ом до 60 мм) из-за увеличенных удельных объемов пара (при сред-ем давлении).

Из теории теплообмена (см. гл. 11) известно, что противоток двух ред по сравнению с прямотоком (рис. 17.9,*а*) или смешанным током ает максимальный Δt. Поэтому в целях экономии металла, идущего а изготовление перегревателей, стремятся, где это возможно по нагре-у стенки труб, использовать противоток (рис. 17.9,*б*, *в*). На ис. 17.9,*в* и *г* даны комбинации токов, которые являются оптимальны-и, и змеевики с большой $t_{пе}$, а следовательно, и $t_{ст}$ расположены в бласти пониженных температур дымовых газов.

Компоновка отдельной змеевиковой поверхности проводится после асчета тепловой схемы, когда выбраны скорости газов и рабочей сре-ы, известен размер труб и их взаимное расположение (шаг S_1 и S_2), также подсчитано количество параллельно включенных труб. В этих словиях необходимо скомпоновать поверхность нагрева, рассчитать оличество рядов труб, работающих параллельно и обеспечивающих ринятые ранее скорости рабочей среды, см. § 16.2 и конструкцию гл. 2.

Змеевиковая поверхность пароперегревателя часто располагается ертикально в горизонтальном газоходе с коллекторами параллельно ронту котла. Это обеспечивает необходимые скорости пара при двух араллельно включенных рядах труб для котлов высоких параметров.

Вторичные пароперегреватели, работающие при сниженном давле-ии пара до 4 МПа и, следовательно, значительно возросшем удельном бъеме пара, требуют параллельного включения 4—6 рядов труб при асположении коллекторов параллельно фронту котла.

На рис. 17.10 показана змеевиковая поверхность нагрева с четырьмя параллельно включенными рядами труб, входящими в один коллектор. Иногда вместо одного коллектора включают два параллельно работающих для облегчения приварки труб к коллекторам и уменьшения диаметра и толщины стенки коллекторов.

Экономайзер компонуется в конвективной части котла, его трубы располагают параллельно фронту, а коллекторы — по глубине конвективной шахты. Глубина газохода всегда существенно меньше ширины, поэтому располагать необходимое количество параллельно работающих труб приходится в несколько рядов (часто четыре). В этом случае эко-

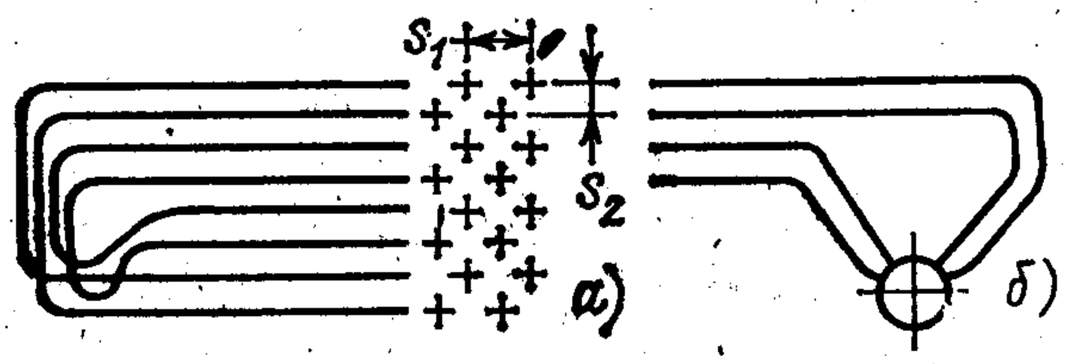


Рис. 17.10. Четырехпетлевая схема включения трубной поверхности:
а — расположение змеевиков; *б* — ввод труб в коллектор

номайзер компонуется из двух встречно расположенных пакетов, каждый имеет самостоятельные коллекторы, а змеевики доходят до середины ширины газохода (рис. 17.11). Каждый из пакетов рассчитан на половинный расход среды, и включены они параллельно. Таким образом, обеспечивается параллельная работа четырех рядов труб; кроме того, горизонтальная часть петли змеевика получается приемлемой длины, а общий габаритный размер всего змеевика уменьшается в 2 раза по сравнению с экономайзером, имеющим односторонний подвод и выход воды. В последнем случае усложняются крепление труб и приварка их к коллекторам.

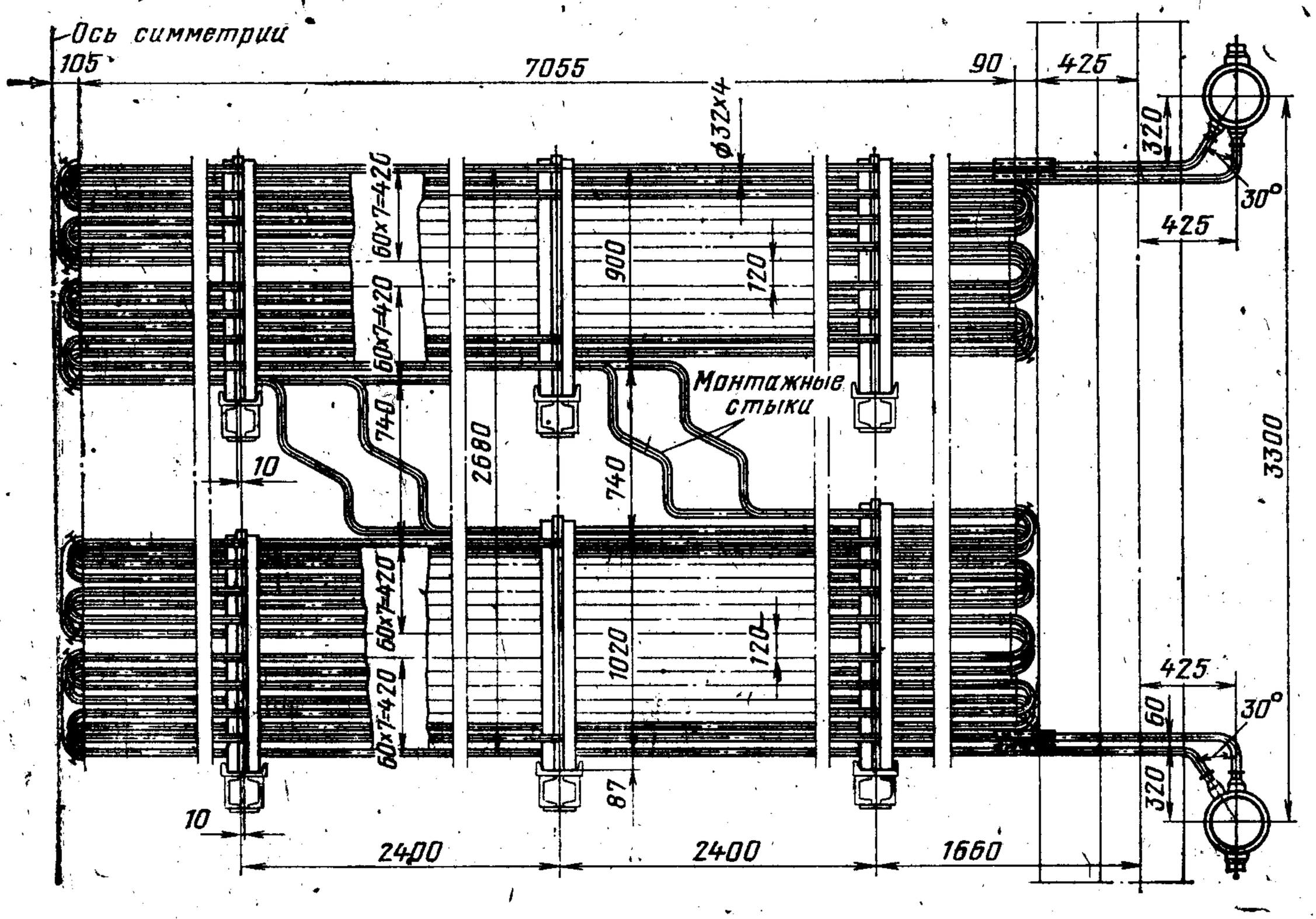


Рис. 17.11. Компоновка экономайзера

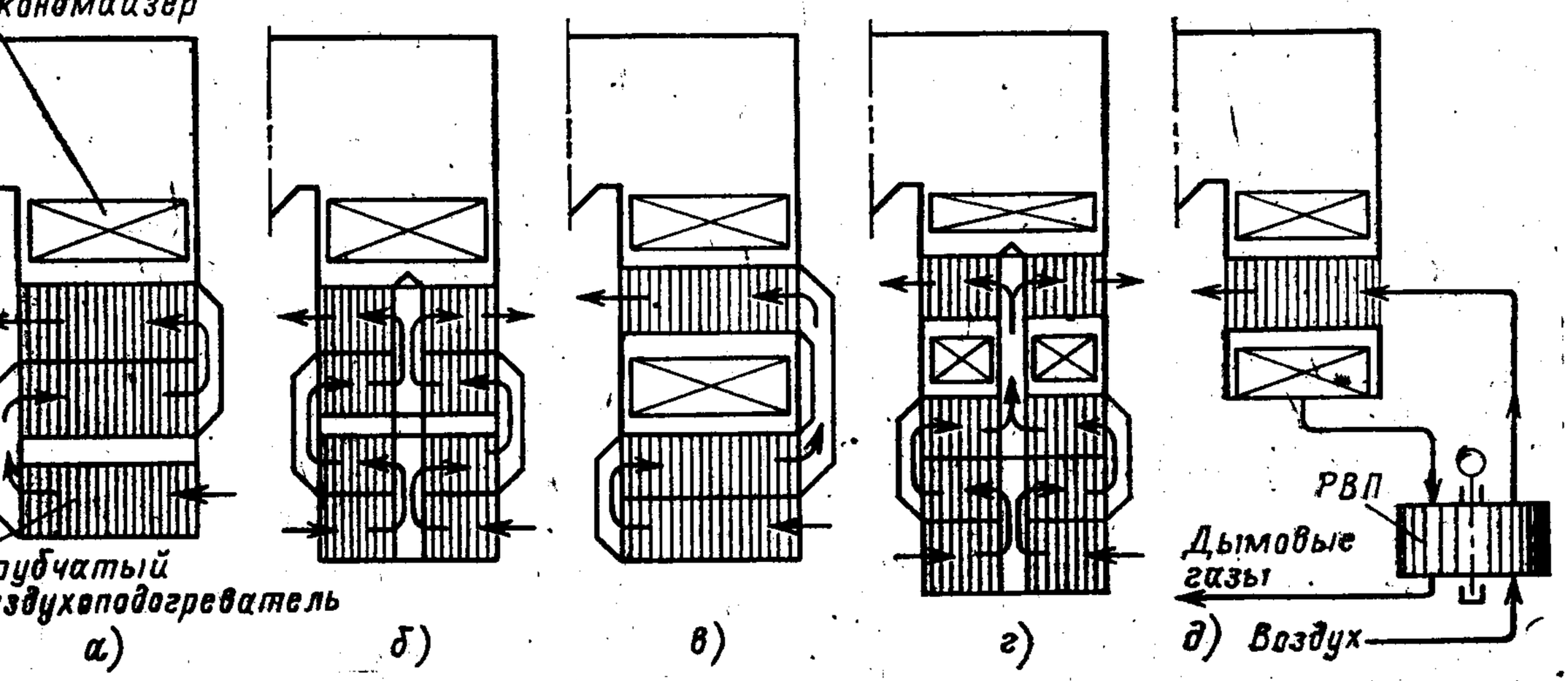
Если трубные пакеты расположены в области низких тепловых на-
жений, то коллекторы располагают в газоходах, и они служат для
р своих поверхностей нагрева.

Воздухоподогреватели

Современные энергетические котлы снабжены трубчатыми (в кон-
тивной шахте) или регенеративными (вынесенными) воздухоподо-
вателями. Теплота, воспринимаемая от продуктов сгорания возду-
одогревателем; $Q_{вп}$ не учитывается в тепловом балансе и непосред-
енно не входит в КПД агрегата, а влияет на него косвенно через
пературный потенциал, и др.

При переходе котлов на пониженные температуры уходящих газов
60—180 °С на 120—140 °С столкнулись с тем, что не было поверхно-
, за счет которой можно снижать эту температуру, так как темпе-
ура питательной воды к тому времени составляла 150 °С за счет
оты экономически выгодной системы регенеративного подогрева в
шинном зале. Подогрев воздуха в воздухоподогревателе теплотой
дящих газов решает эту задачу, и практически подогрев воздуха
ществляется до 150—400 °С, при этом нижнее значение температуры
газа и мазута, верхнее — для камерного сжигания низкореакцион-
и высоковлажных ископаемых углей. На выбор температуры по-
рева воздуха влияет не только вид топлива, но и способ его сжи-
ия. Так, для слоевого сжигания обычно $t_{г.в}$ не выше 200 °С в котлах
кой паропроизводительности.

Различные компоновки трубчатых воздухоподогревателей и регене-
ивного (РВП) показаны на рис. 17.12. Компоновки одноступенча-
(когда температура подогрева воздуха в трубчатом воздухоподо-
вателе не больше 270 °С) или двухступенчатые, а в последнем случае
рая (выходная) ступень воздухоподогревателя размещается в рас-
ку экономайзера. При многоходовой по воздуху компоновке для сни-
ния возросшего сопротивления весь воздух разделяется на два па-
лельных потока. В этом случае улучшается омывание труб возду-
, повышается Δt, а следовательно, и уменьшается поверхность на-
ва воздухоподогревателя. Обоснование выбора схемы компоновки
здухоподогревателей дано в § 16.1.



с. 17.12. Схемы компоновок воздухоподогревателей:
одноступенчатая однопоточная; *б* — двухпоточная; *в* — двухступенчатая; *г* — двухпоточная и
хступенчатая; *д* — двухступенчатая с РВП

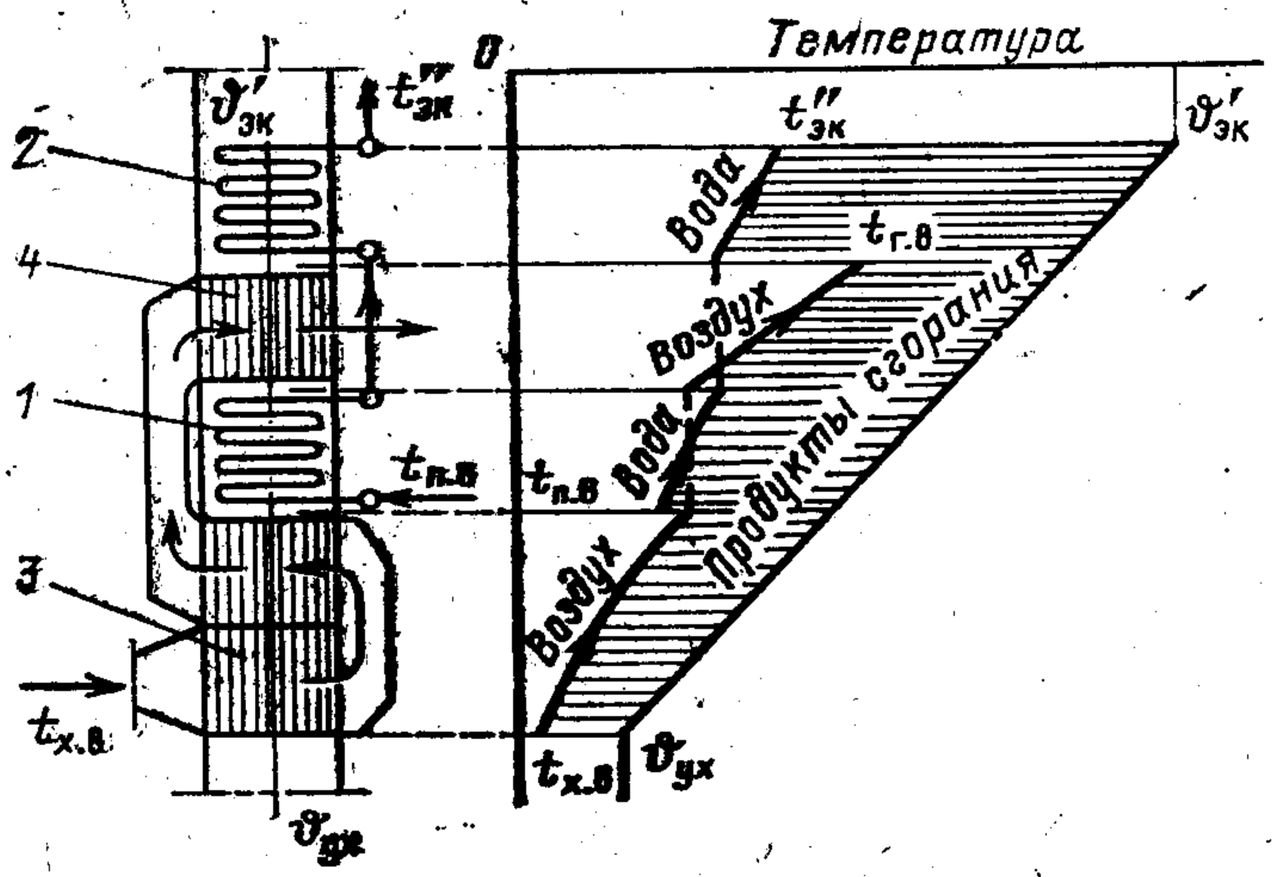


Рис. 17.13. Температурные напоры при двухступенчатой компоновке воздухоподогревателя и экономайзера:

1 и *2* — первая и вторая (по ходу воды) ступени экономайзера; *3* и *4* — первая и вторая (по ходу воздуха) ступени воздухоподогревателя

Регенеративные воздухоподогреватели обычно расположены за пределами конвективной шахты — они более компактны, на них идет значительно меньше металла из-за более тонких листов набивки, а также из-за более правильно организованного противотока. Преимуществом регенеративных воздухоподогревателей является их повышенная устойчивость против коррозии, обусловленная более высокой температурой металла выходных пакетов набивки. Однако у регенеративных воздухоподогревателей имеются значительные недостатки: главный — это большой присос воздуха, а также более высокая себестоимость изготовления по сравнению с трубчатыми.

На рис. 17.13 показаны температурные напоры Δt в хвостовых поверхностях нагрева при двухступенчатой компоновке воздухоподогревателей и экономайзера. Выгода двухступенчатой компоновки заключается в росте Δt на горячем конце воздухоподогревателя в итоге переноса его второй ступени в зону более высоких температур продуктов сгорания, что дает возможность сохранить на низком уровне $\vartheta_{ух}$ при одновременном достаточно высоком подогреве воздуха.

Обращает внимание большое Δt между температурой дымовых газов перед экономайзером $\vartheta'_{эк}$ и воды за экономайзером $t''_{эк}$, что делает подогрев воды в противоточном экономайзере выгодным, так как это позволяет значительно снизить температуру газов на выходе из котла. Так как на ТЭС в настоящее время подогрев питательной воды возрос до 275 °С, то роль экономайзеров начала несколько падать, чему способствует и высокий подогрев воздуха.

Для уменьшения низкотемпературной коррозии воздухоподогревателей (при конденсации паров серной кислоты) организуется рециркуляция части горячего воздуха в холодный пакет или предварительный подогрев воздуха в калориферах отборным паром турбины. Выходную холодную часть воздухоподогревателя часто выделяют в самостоятельные кубы, удобные для замены при ремонте. В трубчатых воздухоподогревателях такие кубы имеют самостоятельное крепление на каркасе (см. гл. 2). В регенеративных воздухоподогревателях холодные пакеты выполняют из утолщенных листов набивки.

Подогрев воздуха в таких холодных кубах должен обеспечить в горячих пакетах температуру стенок (или листов) выше точки росы, которая может достигать 100—150 °С в зависимости от содержания серы в топливе (бо́льшая цифра соответствует повышенному серосодержанию).

Низкотемпературная коррозия воздухоподогревателя вызывается наличием агрессивной пленки влаги на поверхностях нагрева, получаемой из дымовых газов за счет конденсации водяных паров. Температура конденсации паров, или точка росы, $t_р$ зависит от парциального давления водяных паров в газах и не превосходит 55—60 °С. Однако сера в топливе поднимает $t_р$ в пленке до 110—145 °С, см. гл. 20.

Мерой профилактики против коррозии является подъем температуры холодного воздуха, подаваемого воздухоподогревателем, выше $t_р$.

На рис. 17.14 представлены несколько способов предвключенного подогрева холодного воздуха в воздухоподогревателях. На рис. 17.14,*а* — частичная рециркуляция горячего воздуха на всас дутьевого вентилятора; на рис. 17.14,*б* — подогрев холодного воздуха в калорифере отборным из турбины паром низкого давления с температурой около 120 °С; на рис. 17.14,*в* — подогрев в калорифере горячей водой с температурой несколько выше $t_р$, которую получают из замкнутой системы особого экономайзера низкого давления *4*.

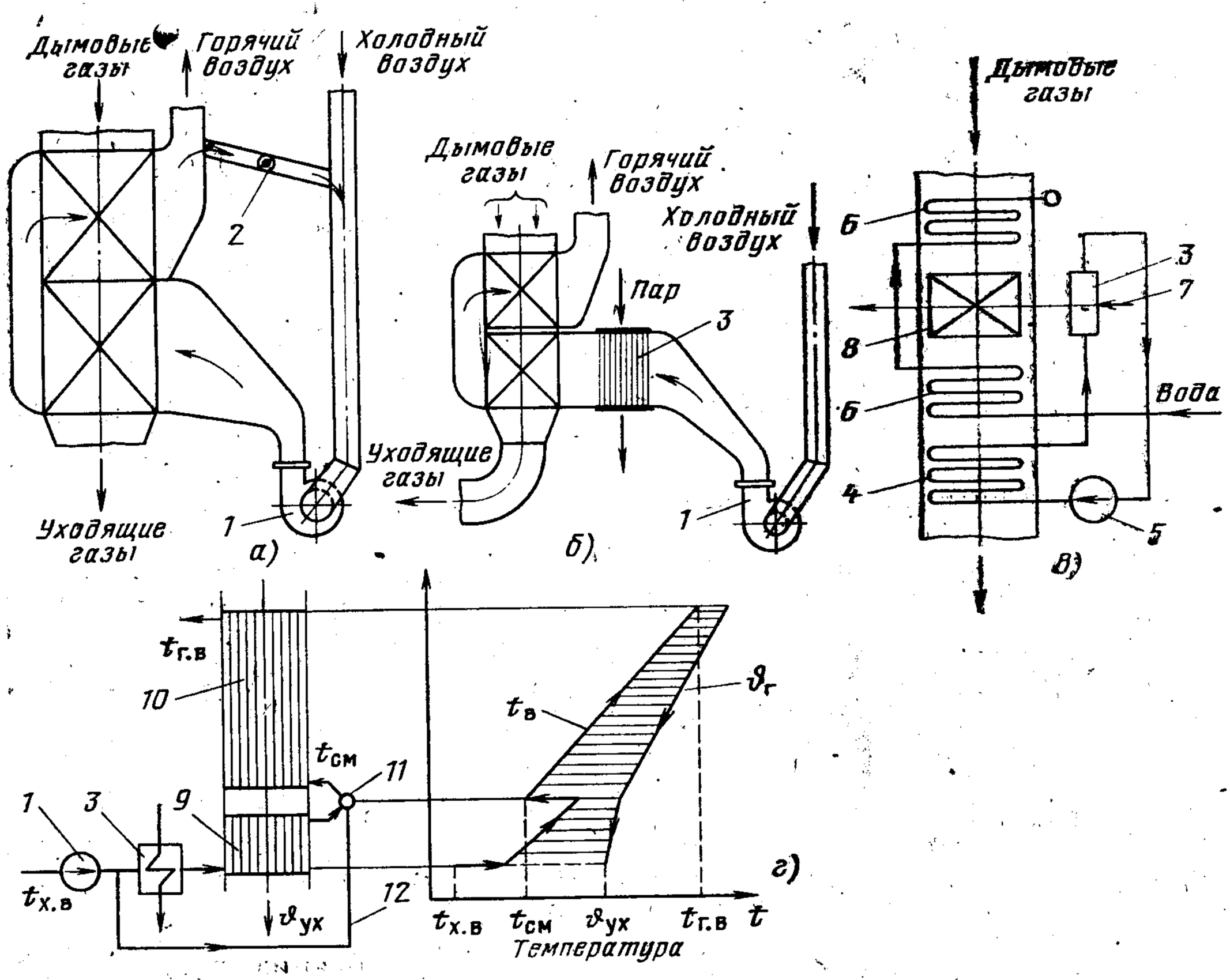


Рис. 17.14. Схемы устройств повышения температуры холодного воздуха в воздухоподогревателе:

1 — дутьевой вентилятор; *2* — шибер, регулирующий рециркуляцию; *3* — калорифер; *4* — экономайзер низкого давления; *5* — циркуляционный насос; *6* — экономайзер; *7* — воздух; *8* — воздухоподогреватель; *9* — каскадная часть; *10* — основная часть; *11* — смеситель; *12* — линия байпаса

В последние годы находит распространение каскадный трубчатый воздухоподогреватель (рис. 17.14,*г*), в котором температура металла $t_м$ поддерживается выше $t_р$ при всех режимах эксплуатации без применения громоздких устройств. Для этого холодный поток воздуха перед калорифером разделяется на два потока. Каскадная часть *9* работает на полном расходе дымовых газов, но при неполном расходе воздуха (30—40 %), второй поток (70—60 %) байпасируется и смешивается с каскадным потоком в смесителе *11*. На графике дано изменение температур газов $\vartheta_г$, воздуха $t_в$. Из графика видно, что в калорифере и каскадном кубе *9* температура воздуха растет быстрее из-за малого расхода воздуха; продукты сгорания в каскадной части охлаждаются меньше, а поэтому их температура выше.

В настоящее время проводятся работы по усовершенствованию конструкций как рекуперативных, так и регенеративных воздухоподогре-

вателей. Исследуется работа трубчатых подогревателей со стеклянными и эмалированными трубками; проверяются новые оптимальные конструктивные решения по стальным трубчатым подогревателям; проверяются по РВП новые уплотнения и набивки, в частности, с жидкими промежуточными теплоносителями, с плотным зернистым слоем и др.

РАЗДЕЛ VI

МЕТОДЫ ПОЛУЧЕНИЯ ЧИСТОГО ПАРА И ПОДДЕРЖАНИЯ ЧИСТОТЫ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

ГЛАВА ВОСЕМНАДЦАТАЯ

ВОДНЫЙ РЕЖИМ

Под водным режимом или точнее водно-химическим режимом парсвых котлов понимают совокупность мероприятий по получению надлежащего качества питательной воды и пара и предотвращению образования в котлах накипи и отложений. В эти мероприятия входят: организация станционной водоподготовки, организация корректионных методов поддержания качества котловой воды, организация безнакипного режима работы поверхностей нагрева, борьба с уносом солей паром, вывод примесей воды.

18.1. ХАРАКТЕРИСТИКА ПРИРОДНЫХ ВОД

К чистоте питательной воды как рабочему телу паротурбинного цикла предъявляются высокие требования; причем по причинам, рассмотренным ниже, с ростом параметров пара требования повышаются. Исходным сырьем для подготовки питательной воды котлов является природная вода рек, озер, прудов, в исключительных случаях — артезианских скважин и морей.

Исходная вода не является чистой, гомогенной системой и содержит в себе примеси, которые находятся в виде газов, а также грубодисперсных взвесей (частицы размером 10^{-5} см), коллоидных растворов (частицы 10^{-7} см) и истинных растворов (частицы 10^{-8} см, т. е. отдельные молекулы и ионы).

Содержание какого-либо вещества в растворе можно выразить концентрациями C:

массовая концентрация, мг/кг или мкг/кг, или мг/л;

молярная концентрация, грамм-молекула на килограмм или моль/килограмм;

нормальная коицентрация, миллиграмм-эквивалент на килограмм (мг-экв/кг) илн мг-экв/л, или микрограмм-эквивалент иа литр (мкг-экв/л).

Нормальную концентрацию $C_н$ можно выразить через массовую $C_м$:

$$C_н = C_м / Э, \qquad (18.1)$$

где $Э$ — эквивалентная масса, равная молекулярной массе, поделенной на валеитность.

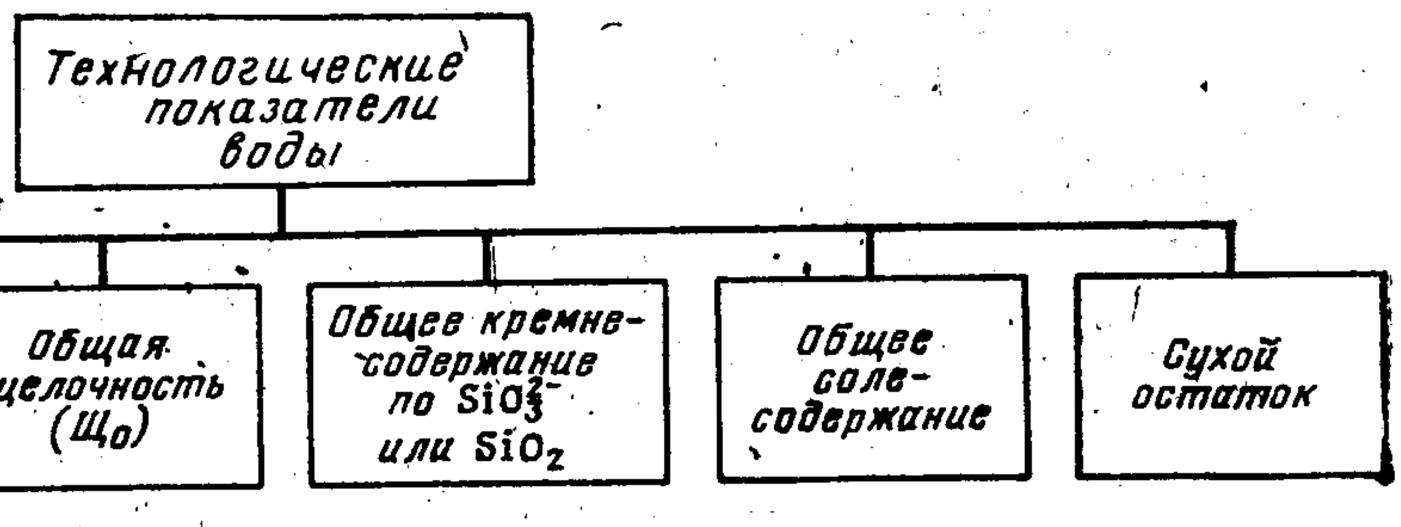
Для кальция эквивалентная масса (единица измерения) равна 20,04 мг, для магния — 12,16 мг, соответственно при таком их содержании в 1 л воды концентрация каждого компонента будет равна 1 мг-экв/л, а суммарная концентрация — 2 мг-экв/л.

Вода, очищенная от газов и взвешенных частиц, представляет собой разбавленный раствор электролита, состояший из катионов и анионов. Катионы Ca^{2+}, Mg^{2+}, Na^{+}, H^{+} и др. имеют положительный заряд; анионы Cl^{-}, SO_4^{2-}, CO_3^{2-}, SiO_3^{2-}, PO_4^{3-} и др. имеют отрицательный заряд.

Общая жесткость воды $Ж_о$ характеризуется суммарным содержанием в ней катионов кальция и магния и измеряется в расчете на

кг или 1 л воды в мг/экв/кг, мкг-экв/л. Общая жесткость подразделяется на *карбонатную* (раньше ее называли *временной* $Ж_{вр}$) и *некарбонатную* (или *постоянную* $Ж_{пост}$) жесткость. Карбонатная жесткость разована бикарбонатами и карбонатами кальция и магния. Некарбонатная жесткость — это хлориды и сульфаты кальция и магния.

Воду считают мягкой, когда ее общая жесткость не превосходит мг-экв/кг, средней жесткости — от 2 до 5 мг-экв/кг и жесткой — 5 мг-экв/кг и выше.



ис. 18.1. Характеристика природных вод

Важным показателем качества воды является общее кремнесодержание. Последний показатель характеризует присутствие в воде емния, который дает прочные отложения, особенно нежелательные проточной части турбин.

Общее солесодержание в пресных природных водах составет 50—1000 мг/л и складывается из минеральных примесей (солей растворенном состоянии). Меньшие величины солесодержаний отмеются у северных рек СССР, бо́льшие — у южных.

Сухой остаток воды, примерно равный общему солесодержаю, получается после фильтрования пробы воды, выпаривания, подшки при 105 °С и взвешивания, обычно дается в мг/л; в сухой остак наряду с минеральными входят органические примеси воды.

Сухой остаток обычно больше расчетного значения общего солесожания из-за того, что некоторые соли при 105 °С удерживают часть исталлизационной воды, и вследствие других причин.

Окисляемость воды — показатель, характеризующий суммарное содержание окисляющихся органических примесей; при этом кислород является мерой их окисления, обычно равной 1—3 мгO_2/л.

Общая щелочность $Щ_0$ представляет собой суммарное содержание гидратов и солей слабых кислот (бикарбонатов, фосфатов др.). Щелочность котловой воды поддерживается дозировкой в питальную воду соды при низком рабочем давлении и фосфатов натрия и высоком; в последнее время для этой цели используется аммиак.

Водородный показатель: $pH = -\lg C_{H+}$, где C_{H+} — концентрация ионов водорода; при $pH > 7$ вода *щелочная*, при $pH < 7$ — кисая, а при $pH = 7$ — *нейтральная*. pH котловой воды следует поддерживать на определенном заданном уровне. Понижение значения pH особствует водородной деполяризации, а это ускоряет коррозию металла.

На рис. 18.1 представлены основные характеристики вод, которые жно назвать их технологическими показателями.

18.2. ПОВЕДЕНИЕ ПРИМЕСЕЙ В РАБОЧЕЙ СРЕДЕ

Примеси в рабочую среду — воду попадают в твердом, жидком и зообразном виде и находятся в ней в растворенном или во взвешенм состоянии. В замкнутый пароводяной цикл рабочего тела ТЭС и

АЭС постоянно поступают примеси за счет: организованной добавки химически очищенной воды, неорганизованных присосов природной воды в конденсаторах, перехода в воду продуктов коррозии конструкционных материалов, вводимых добавок солей фосфорной кислоты, гидразина, аммиака, комплексонов и др., наконец, под воздействием нейтронного потока продуктов радиолиза. Попав в рабочую среду парогенератора, многие примеси проявляют отрицательные свойства; так, например, газообразные примеси — кислород и углекислота вызывают коррозию поверхностей нагрева, труднорастворимые примеси — в основном соединения кальция и магния, а также продукты коррозии железа, меди и других металлов образуют отложения на внутренних поверхностях. При определенных условиях (нарушении циркуляции, безостановочном упаривании воды и т. п.) отложения образуются и из легкорастворимых соединений, таких как Na_3PO_4, Na_2SO_4 и т. п.

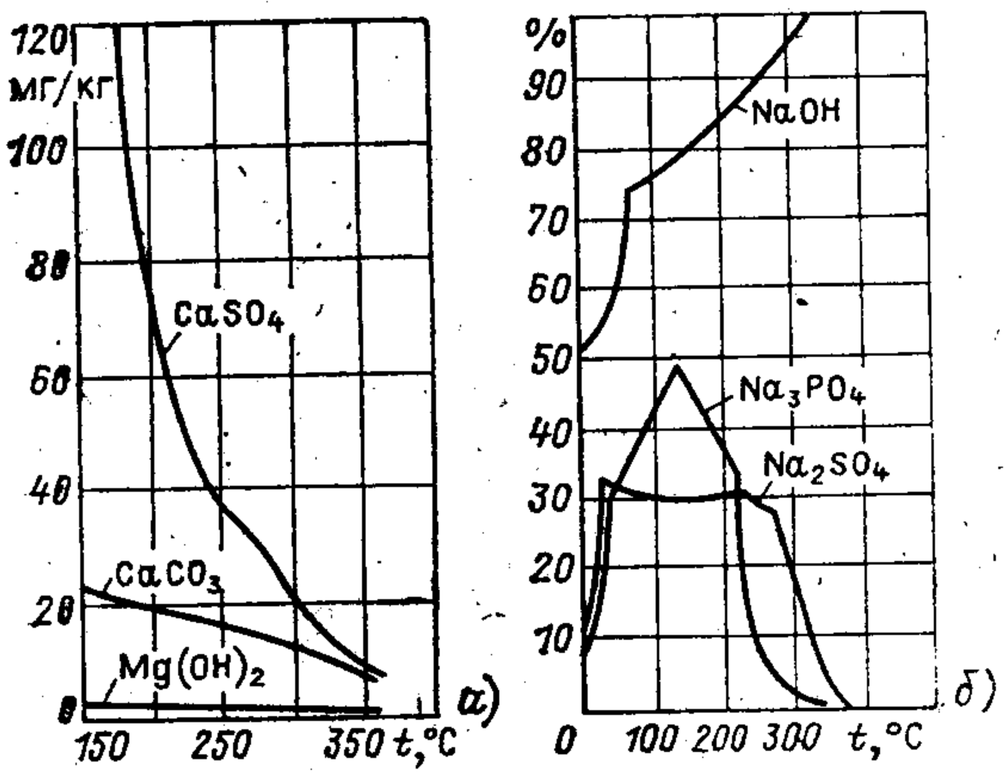


Рис. 18.2. Растворимость основных накипеобразователей (*а*) и основных легкорастворимых соединений (*б*) в зависимости от температуры воды.

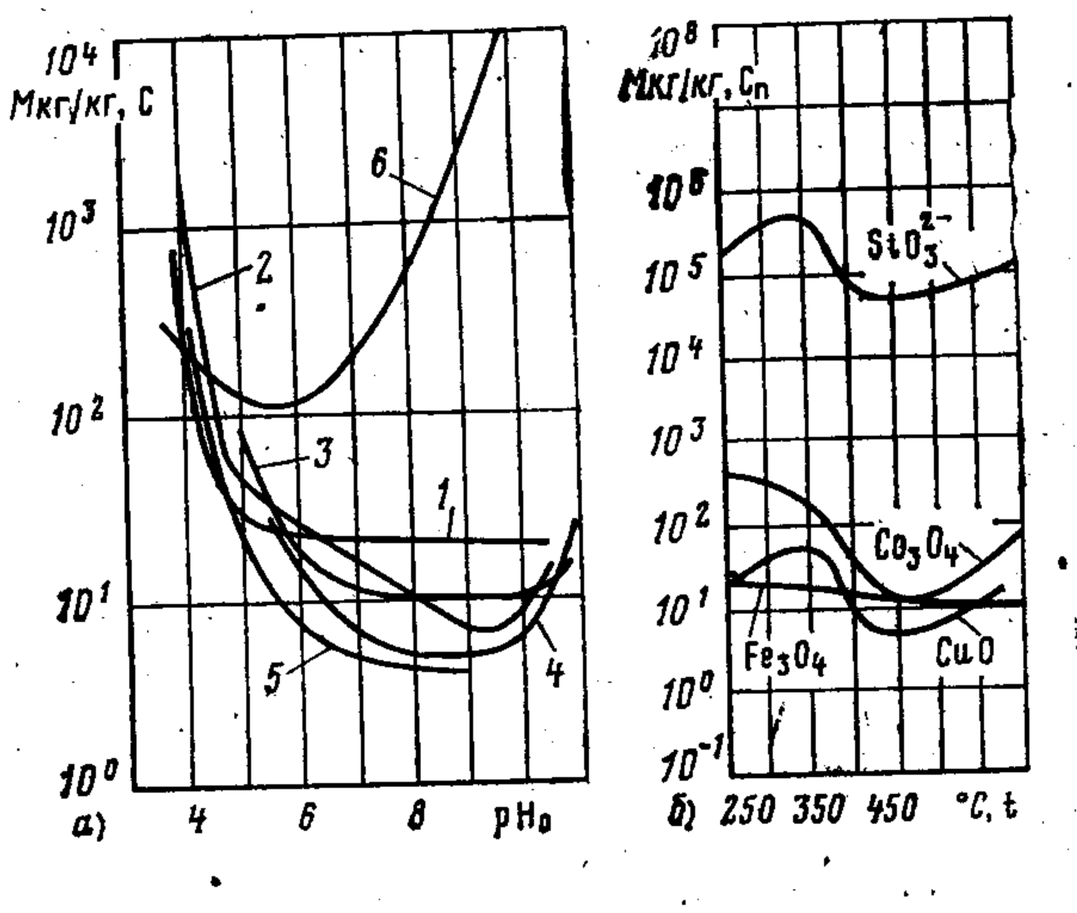


Рис. 18.3. Растворимость окислов металлов в зависимости от pH_0 при температуре кипения воды и давлении 7 МПа (*а*), изобары растворимости некоторых веществ в рабочей среде СКД при $p=25{,}0$ МПа (*б*):

1 — Fe в окислительной среде; *2* — Fe в восстановительной среде; *3* — Cu; *4* — Zn; *5*—Ni; *6*—Al

Переход растворенной в воде примеси в твердую фазу, т. е. кристаллизация, происходит, если концентрация этой примеси становится выше растворимости ее в рабочей среде (воде или паре) при данных параметрах. Некоторые примеси кристаллизуются на поверхности оборудования, образуя накипь или отложения, другие — кристаллизуются в объеме раствора, образуя шлам. Отложения формируются в результате не только кристаллизации на поверхности, но и осаждения на ней примесей, содержащихся в рабочей среде в виде коллоидных и взвешенных твердых частиц.

Растворимость примесей в воде и паре зависит от их индивидуальных свойств и параметров среды: давления, температуры, а у слабых электролитов, к которым относятся кремнекислота, гидроокиси металлов,— еще и от pH среды.

На рис. 18.2, 18.3 приведены зависимости растворимости некоторых соединений от определяющих параметров (t, °C, pH). Так, на рис. 18.2 представлена растворимость основных накипеобразований в котлах и легкорастворимых примесей в зависимости от температуры воды.

Окислы металлов относятся к группе труднорастворимых веществ. Так, судя по рис. 18.3,*б*, их растворимость на несколько порядков ниже даже труднорастворимых окислов кремния (SiO_3^{2-}). Зависимость рас-

творимости магнетита от температуры очень слаба, но зависимость растворимости окислов конструкционных металлов от pH воды значительна, что видно из рис. 18.3,*а*.

Железоокисные отложения на стенках труб экранов котлов на СКД состоят из двух слоев: внутреннего плотного, образованного непосредственно при окислении металла, и наружного рыхлого и пористого, образовавшегося за счет коллоидных и грубодисперсных частиц. Окисная пленка внутреннего слоя защищает металл трубы от продолжения процесса коррозии, а слой наружной коррозии, обладающий слабой теплопроводностью, вредный, так как вызывает ухудшение теплопередачи и повышение температуры металла трубы. Коррозионные процессы интенсифицируются за счет удельной тепловой форсировки труб, что особенно заметно на теплонапряженных поверхностях НРЧ.

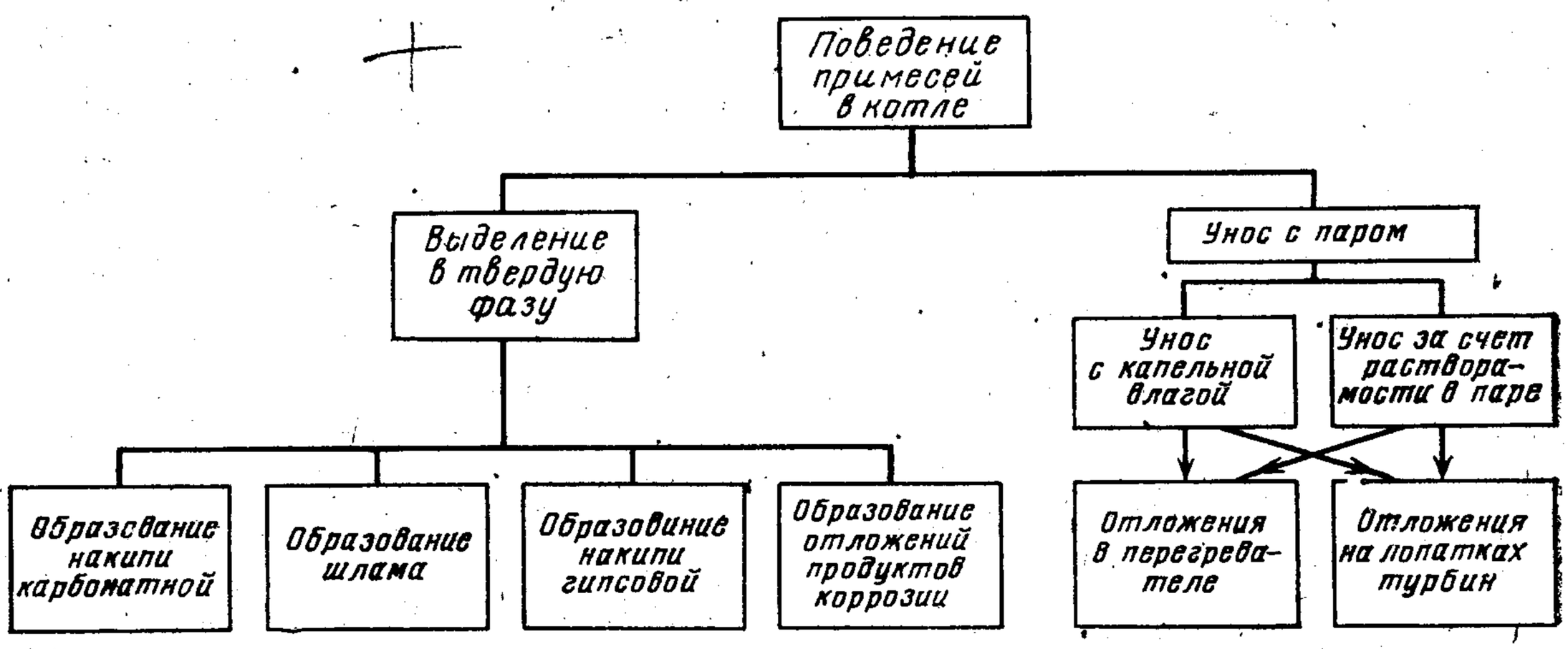


Рис. 18.4. Схема поведения примесей воды в котле

Продукты коррозии конструкционных материалов (окислы железа, меди) частично остаются на прокорродировавшем металле, а частично переходят в воду и при определенных условиях откладываются на других элементах оборудования. Эти отложения зачастую представляют значительные термические сопротивления, вследствие чего температура металла под ними может подниматься до недопустимого уровня. Особенно негативна роль отложений продуктов коррозии на оборудовании блоков СКД.

На рис. 18.4 левая ветвь показывает поведение солей жесткости. Бикарбонаты кальция и магния при нагревании превращаются в карбонаты, которые из-за малой растворимости выпадают из раствора в осадок в подогревателях питательной воды турбины и в экономайзере, часто не достигая испарительных поверхностей агрегата. Карбонатная накипь относительно легко растворяется при промывке оборудования слабыми растворами кислот, а также легко удаляется механически.

Сульфаты и силикаты кальция и магния при подогреве воды до кипения обычно не выпадают в осадок, однако при достижении концентрации растворимости в воде образуют накипи на теплопередающих поверхностях. Накипь, содержащую сульфат кальция, называют *гипсовой*; она отличается высокой твердостью, слабо растворяется в кислотах и трудно удаляется механически.

Накипь, образованную из солей жесткости, которые растворены в воде, называют «*первичной*» в отличие от «*вторичной*» накипи, полученной налипанием и последующим прикипанием частиц шлама на горячих поверхностях нагрева. Частицы шлама, находящиеся в водяном

объеме котла, под действием гравитационных сил могут осаждаться в нижних частях водяного объема (коллекторах).

Накипь имеет низкую теплопроводность 0,08—4,0 Вт/(м·К) против 30—45 Вт/(м·К) у стали. Поэтому накипь даже небольшой толщины 0,1—0,3 мм представляет опасность для безаварийной работы экранных труб топки, имеющих всегда высокую удельную тепловую нагрузку.

Так как соли жесткости (Ca, Mg) поступают в водяной цикл паротурбинной установки не только с питательной и добавочной водой, которая очищается на станционной водоподготовительной установке, но также и с присосами в конденсаторах турбин, то вопросу водяной плотности конденсаторов следует уделять большое внимание, особенно при работе на прямоточных агрегатах. На блоках СКД и в ПГ АЭС применяют установки для ионитного обессоливания всего конденсата электростанции.

Нелетучие примеси пара могут откладываться на поверхностях нагрева перегревателя и проточной части турбины. В первом случае отложения, препятствуя теплопередаче, могут поднять до опасного уровня температуру стенки трубок перегревателя, во втором — вызвать повышенные шероховатость лопаток и трение в лопаточном аппарате турбины, а отсюда повысить осевые усилия в роторе и падение нагрузки и экономичности турбины в целом.

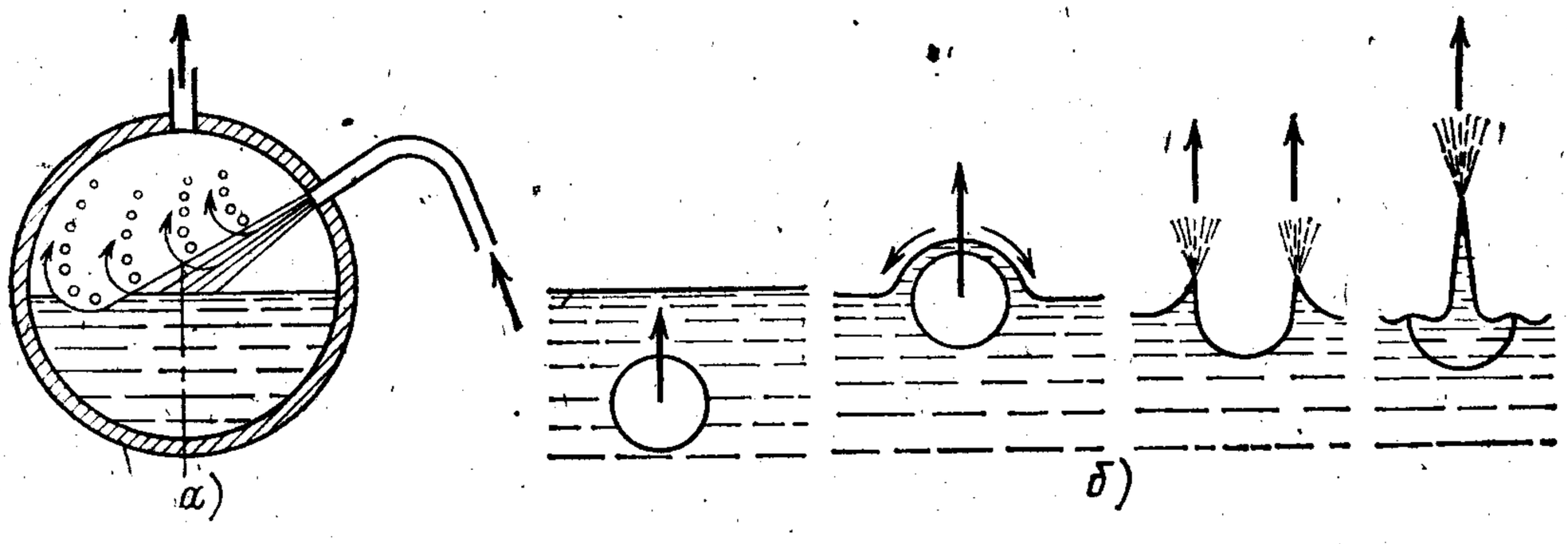


Рис. 18.5. Модель образования влаги в паре:
а — при ударе пароводяной струи о зеркало испарения; *б* — при разрыве пузырьков насыщенного пара на зеркале испарения

Представление о роли перехода в пар примесей из воды дает правая ветвь рис. 18.4. Переход примесей из воды в пар в котлах барабанных и прямоточных протекает по-разному. Существуют два процесса перехода примесей из воды в пар при наличии поверхности раздела между этими фазами — с капельным уносом кипящей воды и вследствие растворимости примеси в паре. С капельками воды в пар поступают примеси, находящиеся в воде в растворенном и грубодисперсном состоянии. За счет процесса распределения в пар переходят только растворенные в воде соединения.

Концентрация примесей в насыщенном паре определяется в соответствии с суммарным коэффициентом выноса $k_{вын}$, %:

$$\left.\begin{aligned} k_{вын} &= (C_п/C_в)\,100, \\ k_{вын} &= \omega + k_р; \end{aligned}\right\} \qquad (18.2)$$

где ω — влажность пара, %, характеризующая содержание примесей, перешедших в насыщенный пар вместе с капельками влаги; $C_п$, $C_в$ — общая концентрация примесей в паре и в воде соответственно, мг/кг.

Коэффициент распределения $k_р$, %, характеризует содержание примесей в паре за счет растворимости и является физической константой $k_р = (C_п^р/C_в^р)\,100$, где $C_п^р$, $C_в^р$ — концентрация примесей,

аходящихся в растворенном состоянии соответственно в паре и воде, г/кг.

Наибольшую растворимость в перегретом паре имеют гидроксиды еталлов и оксиды кремния и меньшую — хлористый натрий, причем астворимость первых резко повышается с ростом рабочего давления. оли кальция и магния, наоборот, имеют низкую растворимость в пегретом паре.

Унос котловой воды в пар связан в основном с массовым образоваием в барабане мелких капель влаги в двух случаях: при ударе о зерало испарения мощных струй пароводяной смеси, подаваемой на зерало из испарительных труб, и при разрыве тонкой водяной оболочки пузырьков насыщенного пара, покидающих зеркало испарения рис. 18.5).

Поток газа (пара), взаимодействуя с жидкостью, может увлекать собой капли этой жидкости, при дальнейшем движении пароводяной меси происходит выпадение отдельных капель из потока в связи с изменением условий стабильности, т. е. нарушения устойчивости границы разделения двух фаз. Таким образом, существует два процесса: сепарация капель влаги и капельный унос. Оба эти процесса имеют большое значение для парогенерирующих агрегатов на докритическое давление.

В прямоточных котлах вода упаривается до конца, и вещества, заключенные в воде, переходят полностью в пар или отлагаются на парообразующей поверхности. Часть перешедших в пар примесей растворяется в нем, а остальная уносится в турбину в виде твердых частиц различных размеров; механический унос примесей может во много раз превосходить растворимость их в паре.

Рассматривая сепарацию капель и увлечение капель потоком пара, необходимо учитывать силовое взаимодействие на границе раздела двух фаз: легкой — пара и тяжелой — воды.

Запишем критерий Фруда как отношение сил инерции к силам тяжести для характерного линейного размера l

$$\mathrm{Fr}=\rho''(w'')^2/[g(\rho'-\rho'')l]. \qquad (18.3)$$

Заменим l через постоянную Лапласа $\delta=\sqrt{\sigma/[g(\rho'-\rho'')]}$, которая дает представление о порядке размера новообразования и взята из уравнения Лапласа, где размеры возникающих пузырей, капель, пленок связаны с коэффициентом поверхностного натяжения σ. Тогда уравнение (18.3) примет вид

$$\mathrm{Fr}=\rho''(w'')^2/\sqrt{g\sigma(\rho'-\rho'')}, \qquad (18.4)$$

отсюда можно получить условие начала деформации поверхности раздела фаз, т. е. начала структурных измеиений в существующей пароводяной смеси под воздействием динамического напора, архимедовой силы и поверхностного натяжения. Для этой цели в формуле (18.4) заменим w'' на $w_{кр}''$ — получим критерий устойчивости газожидкостных систем, введенный впервые С. С. Кутателадзе,

$$\mathrm{Ku}=w_{кр}''/\sqrt[4]{g\sigma(\rho'-\rho'')/(\rho'')^2}. \qquad (18.5)$$

Критерий играет большую роль в ряде процессов взаимодействия в смеси пара и воды. Из (18.5) найдем зиачение критической (предельной) скорости потока пара по условию устойчивости границы раздела фаз, а именно:

$$w_{кр}''=\mathrm{Ku}\,A, \qquad (18.6)$$

где A — параметр с размерностью скорости; его значение

$$A=\sqrt[4]{g\sigma(\rho'-\rho'')/(\rho'')^2}. \qquad (18.7)$$

Значение критерия Ku находится на основании опытов для конкретной схемы движения пара и воды. При спутном движении пара и воды срыв капель воды с уровня происходит при значении критерия Ku≈1,5÷1,9.

Вследствие подъемной силы, возникающей за счет сопротивления капельки влаги в потоке пара, происходит унос капелек влаги с паром. Силу сопротивления можно записать

$$F_{\text{соп}}=\zeta\Omega\rho''w_{\text{п}}^2/2, \qquad (18.8)$$

где ζ — коэффициент сопротивления; Ω — площадь поперечного сечения капли, для шаровидной капли диаметром $d_{\text{к}}$ $\Omega=\pi d_{\text{к}}^2/4$; $w_{\text{п}}$ — скорость поднимающегося потока пара.

Вес капли в паре

$$F_{\text{вес}}=V(\rho'-\rho'')g, \qquad (18.9)$$

где V — объем капли, причем $V=\pi d_{\text{к}}^3/6$.

При условии равенства $F_{\text{соп}}=F_{\text{вес}}$ получим скорость витания капельки в потоке поднимающегося вверх пара, а именно:

$$w_{\text{п}}=\sqrt{4g(\rho'-\rho'')d_{\text{к}}/3\zeta\rho''}, \qquad (18.10)$$

где $\zeta=24/\text{Re}$ при $\text{Re}\leqslant 1$; $\zeta\approx 0{,}45$ при $10^3<\text{Re}<2\cdot10^5$; $\zeta\approx(24/\text{Re})\left(1+0{,}125\sqrt[3]{\text{Re}^2}\right)$ при $2<\text{Re}<1000$.

Расчеты показывают, что для $p=4{,}0$ МПа при $w_{\text{п}}=0{,}5$ м/с витают капельки размером $d_{\text{к}}\approx 0{,}3$ мм, а при $w_{\text{п}}=0{,}25$ м/с — $d_{\text{к}}\approx 0{,}07$ мм. Капельки более мелких размеров, чем $d_{\text{к}}$, при витании будут увлекаться с паром. Эти капельки не только увлажняют пар, но и несут с собой примеси, растворенные в воде.

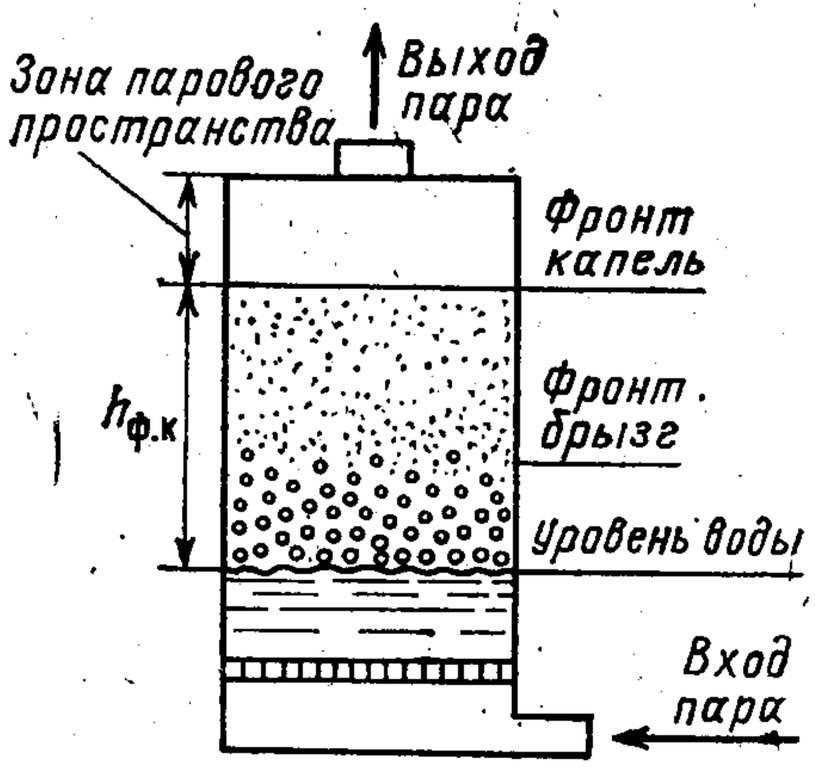


Рис. 18.6. Модель уноса котловой воды с паром

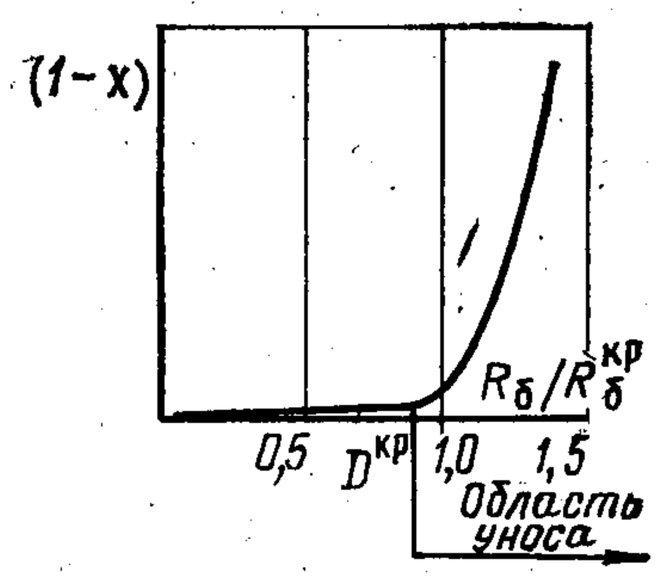


Рис. 18.7. Влажность пара при изменении нагрузки зеркала испарения

При низких и средних давлениях примеси, растворенные в воде, попадают в пар в основном вместе с захватываемой котловой водой, поэтому для уменьшения концентрации их в паре $C_{\text{п}}$ следует уменьшать влажность пара, т. е. сепарировать влагу из пара.

Для того, чтобы наиболее эффективно организовывать сепарацию пара, следует правильно представлять модель уноса котловой воды. На рис. 18.6 дана модель ВТИ уноса котловой воды. Если барботировать пар через воду, то свободный объем сосуда сразу над уровнем воды будет занят крупными нетранспортируемыми брызгами и мелкими каплями размером <20 мкм. Нетранспортабельность брызг объясняется тем, что подъемная сила, создаваемая скоростью пара, не в состоянии преодолеть их силу тяжести. Максимальный размер брызг колеблется в широких пределах: для номинальной нагрузки агрегата это 0,5—1,0 мм, для пониженной — падает пропорционально изменению $D/D_{\text{н}}$, что приводит к снижению $w''_{\text{б}}$ скорости пара в паровом пространстве барабана над жидкостью. С ростом давления размер брызг тоже уменьшается из-за уменьшения коэффициента поверхностного натяже-

ия σ. На модели визуально можно отметить три зоны: зону брызг, зо-
у капель и зону парового пространства с увлеченными мелкими ка-
ельками. Последняя аналогична паровому объему барабана. Очевид-
о, высота фронта капель должна быть меньше расстояния от уров-
я воды до входа пара в сепарационные элементы барабана.

Унос капель в большой степени зависит от скорости пара в паро-
ом объеме паропроизводящего агрегата $w_б''$. Удельную нагрузку,
$^3/(м^2 \cdot с)$, для барабана можно рассчитать

$$R_б = Dv'' / (l_б d_б), \qquad (18.11)$$

де $l_б d_б$ — диаметральное сечение барабана, м².

При больших паросъемах агрегата может наступить критическая
агрузка зеркала испарения барабана котла $R_б$ при соответствующей
ритической скорости пара.

При выходе из слоя воды паровой пузырек сверху окружен тонкой
ленкой жидкой фазы (см. рис. 18.5). В момент разрыва пленки обра-
уются мелкие капельки воды $d_в$, которые при $d_в < d_{кр}$ будут увлекать-
я паром. Здесь $d_{кр}$ — критический размер капли по уносу. При нор-
альных условиях работы барабанные котлы дают пар с влажностью
,01—0,03%.

Критическая нагрузка наступает при условии нарушения устойчи-
ого равновесия границы раздела паровой и водяной фаз, поэтому для
становления расчетной зависимости необходимо учитывать формулу
18.6) при условии $w_б'' < w_к''$; тогда допустимая скорость пара через
родольное сечение барабана

$$w_б'' = Ku_б A, \qquad (18.12)$$

де $Ku_б$ — критерий устойчивости при допустимой удельной нагрузке
о ЦКТИ, может быть оценен 0,35—0,40 (с определенным запасом, не-
бходимым при конструировании барабанов котлов). Большее значение
$Ku_б$ принимают при высоком качестве питательной воды.

Чтобы избежать заброса котловой воды в генерируемый пар, мак-
имальную нагрузку паропроизводящего агрегата не следует доводить
о критической — $D^{крит}$ (рис. 18.7), определяемой на практике тепло-
имическими испытаниями.

Вода и пар являются двумя растворителями, имеющими различные
лотности и диэлектрические свойства при одинаковых параметрах.
При нахождении двухфазной системы в термодинамическом равнове-
ии содержащиеся в ней нелетучие примеси распределяются между
фазами в соответствии с законом распределения растворенных веществ
между двумя несмешивающимися растворителями.

Количественно распределение примесей между водой и равновес-
ным с ней паром характеризуется коэффициентом распределения $k_р$ и
ри низких концентрациях водного раствора зависимость коэффициен-
а распределения между водой и находящимся в контакте с ней сухим
насыщенным паром при $\omega = 0$ от параметров системы описывается
предложенным академиком М. А. Стыриковичем уравнением

$$k_р = \frac{C_п^р}{C_в^р} = \left(\frac{\rho''}{\rho'}\right)^n, \qquad (18.13)$$

Здесь n отражает физико-химические свойства растворенного вещест-
ва. При постоянной температуре $k_р$ для каждого соединения является
величиной постоянной, не зависящей от начальной концентрации его
в одной из фаз.

Уравнение (18.13) справедливо тогда, когда растворенное вещество
находится в воде и равновесном с ней паре в одинаковой форме (мо-

лекулярной или ионной). Поэтому различают молекулярный и ионный коэффициенты распределения

$$k_{\text{р}}^{\text{м}} = C_{\text{п}}^{\text{р.м}} / C_{\text{в}}^{\text{р.м}} \text{ и } k_{\text{р}}^{\text{и}} = C_{\text{п}}^{\text{р.и}} / C_{\text{в}}^{\text{р.и}'}, \qquad (18.14)$$

где $k^{\text{м}}_{\text{р}} > k^{\text{и}}_{\text{р}}$, так как электронейтральные молекулы обладают существенно большей способностью переходить в пар, чем ионы.

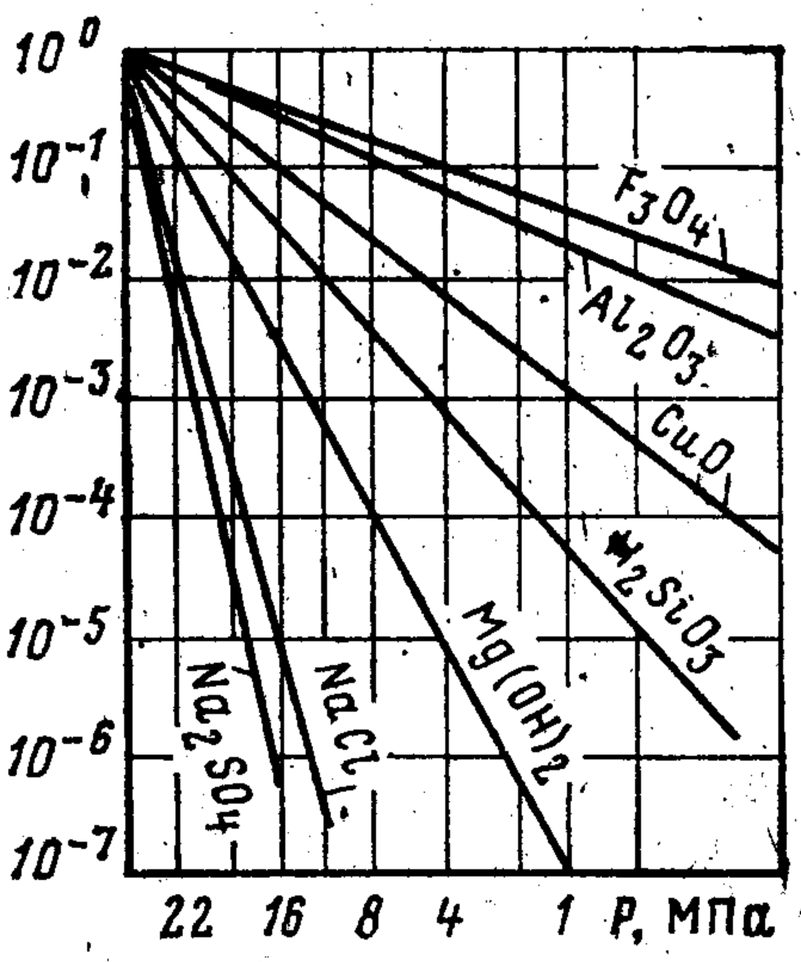


Рис. 18.8. Коэффициент распределения примесей воды в зависимости от давления

На рис. 18.8 дана логарифмическая зависимость молекулярного коэффициента распределения от давления для ряда веществ, построенная по (18.13). Из-за сложности, а зачастую невозможности раздельного определения концентрации растворенного соединения в молекулярной и ионной формах коэффициент распределения обычно определяют через общие концентрации растворенного вещества без учета форм его существования в растворителях, т. е. определяют так называемый *видимый коэффициент распределения*

$$k_{\text{р.вид}} = k^{\text{м}}_{\text{р.вид}} + k^{\text{и}}_{\text{р.вид}} = k_{\text{р}}{}^{\text{м}}\beta + k_{\text{р}}{}^{\text{и}}(1-\beta), \qquad (18.15)$$

где β — доля молекулярной формы в общем содержании соединения в водном растворе; β зависит от температуры, а кроме того, от pH для слабых электролитов и концентрации для сильных электролитов; $(1-\beta)$ — доля ионной формы.

При присутствии в воде как растворенных, так и взвешенных частиц какого-либо соединения, которые могут поступать в пар с капельной влагой, общее загрязнение пара этим соединением будет равно

$$C_{\text{п}}^{\text{сум}} = (C_{\text{в}}^{\text{р}} + C_{\text{в}}^{\text{взв}})\,\omega + C_{\text{в}}^{\text{р}} k_{\text{р.вид}}, \qquad (18.16)$$

откуда суммарный коэффициент выноса $k^{\text{сум}}_{\text{вын}}$, характеризующий отношение суммарных концентраций данной примеси в паре к концентрации ее в воде,

$$k^{\text{сум}}_{\text{вын}} = \omega + \frac{C_{\text{в}}{}^{\text{р}} k_{\text{р.вид}}}{C_{\text{в}}^{\text{р}} + C_{\text{в}}^{\text{взв}}}. \qquad (18.17)$$

При низких и средних давлениях примеси хорошо растворяются в воде и практически совсем не растворяются в паре. В этих условиях переход примесей в пар соответствует уносу капелек влаги. Однако с повышением давления роль растворимости соединений в загрязнении пара возрастает и может превысить роль влажности.

Для вывода растворенных в паре примесей необходимо осуществлять промывку пара чистой (питательной) водой. В этом случае часть примесей из пара перейдет в воду, которая имеет значительно более высокую растворимость.

18.3. ТРЕБОВАНИЯ К КАЧЕСТВУ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ И ПАРА

На основании Правил технической эксплуатации (ПТЭ) общая жесткость питательной воды $C_{п.в}$ не должна превышать, мкг-экв/кг:

Для котлов давления	На жидком топливе	На других топливах
До 4 МПа	5	10
От 4 до 10 МПа	3	5
От 10 и выше МПа	1	1

Важное значение для котлов высоких давлений и СКД имеет содержание в воде соединений кремния. По рекомендациям ПТЭ в питательной воде котлов с давлением 7 МПа и выше содержание кремния (в пересчете на SiO_2) не должно превышать, мкг/кг:

Котлы давлением, МПа	ГРЭС, отопительные ТЭЦ	ТЭЦ с производственным отбором пара
7—10	80	По данным испытаний
Выше 10	40	120

Кислород, растворенный в воде, вызывает коррозию, поэтому по ПТЭ содержание его в питательной воде (после деаэратора) должно быть не более: для давлений до 10 МПа — 20 мкг/кг, для 10 МПа и выше — 10 мкг/кг.

При наличии поверхностей нагрева, выполненных из аустенитных сталей, например у парогенераторов АЭС, нормируется концентрация хлор-иона, вызывающего межкристаллитную коррозию железа и меди, так как окислы железа образуют железоокисные отложения внутри экранных труб в зонах высоких удельных тепловых нагрузок, а соединения меди в тех же условиях преобразуются в металлическую губчатую накипь.

Приведенные требования к качеству питательной воды относятся к котлам с естественной циркуляцией. Для парогенераторов АЭС и прямоточных котлов требования к качеству питательной воды еще выше. Для котлов СКД качество пара и качество питательной воды близки друг другу. Соответствующие нормы для питательной воды котлов СКД приведены в табл. 18.1.

Качество выдаваемого барабанным котлом пара связано с работой его паросепарационных устройств.

Для того, чтобы обеспечить высокое качество перегретого пара, поступающего на паротурбинную установку, требования, предъявляемые к качеству питательной воды, должны дополняться требованиями к качеству котловой воды как непосредственному источнику загрязнения пара. Каким бы низким ни было общее солесодержание в питательной воде, в котловой воде барабанных агрегатов оно будет постепенно нарастать из-за выпаривания воды, и потребуется целая система мероприятий для того, чтобы поддерживать солесодержание котловой воды на необходимом уровне. Для этого используются продувки, ступенчатое испарение и многое другое.

Таблица 18.1. **Нормы качества питательной воды для котлов СКД**

Показатель, размерность	Величина	Показатель, размерность	Величина
Соединения Na, мкг/кг	10	O_2 после деаэратора, мкг/кг	10
Кремнесодержание в пересчете на SiO_2, мкг/кг	20	pH	$9\pm0{,}2$
Жесткость, мг-экв/кг	0,2	CO_2 свободная, мкг/кг	0
Содержание Fe, мкг/кг	10	Избыток гидразина, мкг/кг	30—100
Содержание Cu, мкг/кг	5	Аммиак в пересчете на NH_3, мкг/кг	500

По нормам ПТЭ качество насыщенного пара барабанных котлов и перегретого пара, отобранного после всех регуляторов перегрева, должно удовлетворять нормам.

Содержание соединений натрия (в пересчете на Na) не должно превышать, мкг/кг:

Содержание кремния (в пересчете на SiO_2) для пара барабанных котлов с давлением 7 МПа и выше не более: ГРЭС — 15 мкг/кг; ТЭЦ — 25 мкг/кг.

Котлы с естественной циркуляцией давлением	ГРЭС и отопительные ТЭЦ	ТЭЦ с производственным отбором пара
До 4 МПа	60	100
От 4 до 10 МПа	15	25
Выше 10 МПа	10	15

Для прямоточных котлов всех давлений содержание соединений натрия допускается соответственно не более 5 мкг/кг.

18.4. МЕТОДЫ ВЫВОДА ПРИМЕСЕЙ ИЗ ЦИКЛА

Надлежащая чистота рабочего тела обеспечивается выводом примесей его из цикла. Методы вывода примесей определяются типом паропроизводящего агрегата.

Вывод нелетучих примесей природных вод при заполнении паропроизводящего агрегата перед пуском или при восполнении потерь рабочей среды в цикле во время работы осуществляется при подготовке питательной воды в станционной водоподготовительной установке.

Летучие примеси питательной воды (кислород и углекислота), вызывающие активную коррозию металла, удаляются посредством термической деаэрации. При гидразинно-аммиачном водном режиме (см. ниже) остатки кислорода и углекислоты после деаэрации связываются соответственно гидразином и аммиаком.

Продувка — это организованное удаление примесей, которое осуществляется путем вывода из котла небольшого количества воды с большой концентрацией примесей.

В барабанном котле поддержание в воде концентрации примесей на уровне, предотвращающем их выпадение в твердую фазу, осуществляется за счет непрерывного удаления части воды из барабана (непрерывная продувка). В ряде случаев осуществляется периодическая продувка из нижних коллекторов циркуляционных контуров.

Величина продувки обычно выражается в процентах к паропроизводительности

$$p = \frac{D_{пр}}{D} 100, \qquad (18.18)$$

где $D_{пр}$ — расход продувочной воды, кг/с; D — номинальная паропроизводительность, кг/с.

В некоторых расчетах величину продувки выражают в долях, т. е. как отношение расхода воды в продувку к номинальной паропроизводительности.

Продувка как средство вывода примесей из цикла наиболее эффективна для примесей, которые обладают малыми коэффициентами распределения: чем выше коэффициент распределения вещества, тем менее эффективна продувка.

В прямоточном котле в процессе парообразования происходит без-
тановочное упаривание всей поступающей в него воды. Организация
родувки в прямоточном котле затруднена.

Примеси в соответствии с зависимостями растворимостей примесей
воде и паре от температуры отлагаются на поверхностях оборудова-
ия в различных температурных зонах тракта. Примеси, поступающие
водопаровой тракт прямоточного котла, непрерывно выводятся на
ионообменных фильтрах блочной обессоливающей установки (БОУ),
расположенной после конденсаторов турбин.

На АЭС осуществляется непрерывная очистка части водного тепло-
сителя. Отобранный из контура циркуляции теплоноситель охлажда-
ся, проходит очистку на ионообменных смолах и специальным насо-
м возвращается в контур циркуляции.

Отложения, накапливающиеся в процессе эксплуатации в опреде-
нных зонах энергетического оборудования, частично смываются во-
й при пусках и остановах оборудования и удаляются химическими
омывками, которые проводятся на неработающем оборудовании пос-
монтажа, капитального ремонта и останова для химической про-
ывки.

18.5. СТАНЦИОННАЯ ВОДОПОДГОТОВКА

Как сказано выше, примеси воды наносят вред парогенерирующему
регату и паровой турбине. Поэтому к качеству питательной во-
ы (и пара) предъявляются жесткие требования, особенно при высо-
их давлениях, при которых растворимость примесей в паре высока.

Требования к содержанию примесей в паре можно проиллюстрировать таким при-
ром: предельно допустимая при высоком давлении норма примесей в паре $C_{пр}$ ≯
0,05 мг/кг. Это означает, что 1 кг конденсата пара содержит химически чистой воды
9999995 кг и примесей 0,00000005 кг (или 50 мкг). Насколько это высокие требо-
ния, можно судить хотя бы из того, что в аптекарском дистилляте содержится
мг/кг примесей, т. е. на два порядка больше, чем в кондейсате паротурбинной уста-
вки.

Естественно, для того, чтобы пар был чище, необходимо предъявлять высокие
ебования к минимальному содержанию в питательной воде различных веществ, вы-
вающих накипеотложения, коррозию металла и другие нежелательные явления. Чем
ше рабочее давление пара, тем более жесткими должны быть эти требования. Так
качество питательной воды прежде всего обеспечивает стационарная химводоочист-
то дальше будут рассмотрены основные моменты в ее работе.

Полный цикл станционной подготовки питательной воды включает:
ветление, умягчение, обессоливание и дегазацию; для мягкой природ-
й воды и при низком рабочем давлении в котлах этот цикл может
ть и неполным.

Осветление

Под процессом осветления природной воды, идущей на приго-
вление добавка в пароводяной цикл ТЭС, понимают удаление из нее
убодисперсных примесей, которые были в исходной воде и образо-
лись в процессах ее коагуляции, известкования и магнезиального
скремнивания. Все вышеназванные процессы осуществляются в спе-
альных аппаратах — *осветлителях*. Для повышения эффекта осветле-
я воду после осветлителей пропускают через механические фильтры,
груженные мелкодробленым (0,4—2 мм) антрацитом, мрамором,
арцем, ракушником и др.

Умягчение

Умягчение воды означает снижение ее жесткости, т. е. удаление ионов Ca^{2+} и Mg^{2+}. Частичное умягчение воды за счет разрушения карбонатной жесткости достигается при известковании воды. Ввод гашеной извести в подогретую воду вызывает протекание реакций с выделением $CaCO_3$ и $Mg(OH)_2$.

Попутно при известковании снижаются общая щелочность и солесодержание, а также концентрация кремниевых соединений. *Известкование* в комбинации с *коагуляцией* (укрупнением взвеси) нашло широкое применение в качестве предварительной стадии подготовки воды на химводоочистках тепловых электростанций.

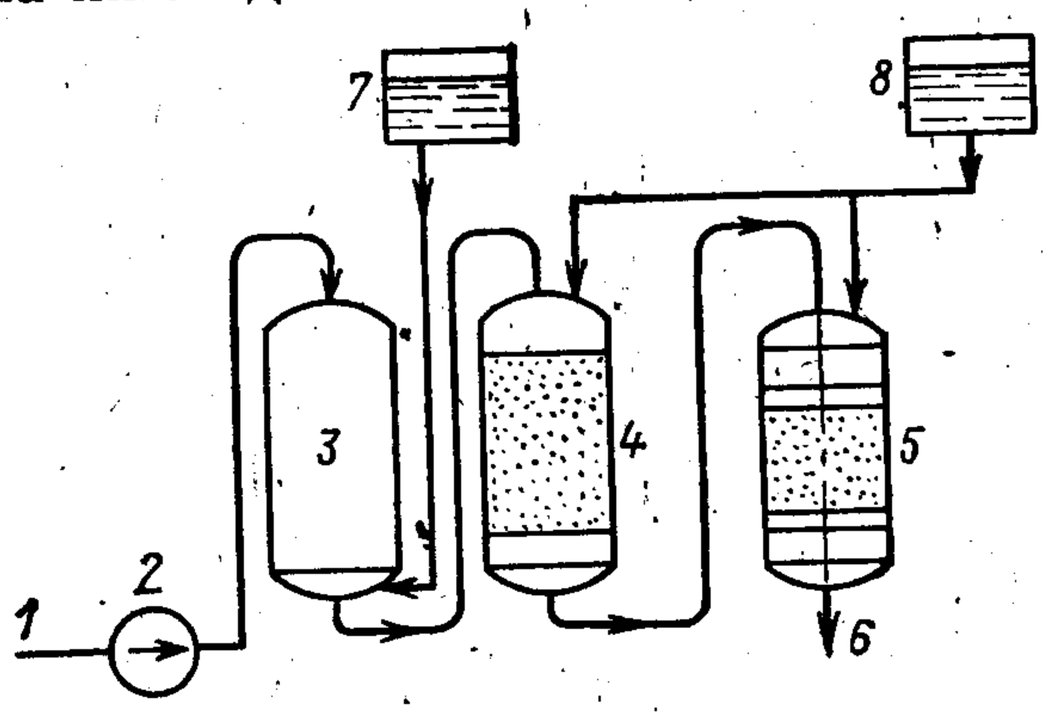


Рис. 18.9. Упрощенная технологическая схема процесса Na-катионирования:

1 — сырая вода; *2* — насос; *3* — бак-смеситель для извести и коагулянта; *4* — минеральный фильтр; *5* — катионитовый фильтр; *6* — готовая умягченная вода; *7* — бак с водой для промывки обратным током минерального фильтра; *8* — раствор поваренной соли для регенерации катионита

Глубокое умягчение воды достигается катионированием. В настоящее время используются либо синтетические катиониты (например, катионит КУ-2-8), либо полусинтетические — как сульфоуголь.

В зависимости от обменного иона, содержащегося в катионите, натрия Na^+ или водорода H^+ различают процессы Na-катионирования и H-катионирования воды; соответственно исходную форму катионита записывают как NaR или HR, где R — радикал катионита.

В ходе Na-катионирования на фильтре задерживаются ионы Ca и Mg, а вода приобретает щелочную реакцию.

В итоге H-катионирования на фильтре также задерживаются ионы Ca, Mg и Na, но вода приобретает кислую реакцию. Питание котлов такой водой недопустимо, в связи с чем применяются комбинированные способы H-Na-катионирования, воды, при которых часть воды проходит Na-катионитовые фильтры, другая часть — H-катионитовые фильтры; в дальнейшем оба потока смешиваются в определенной пропорции, чтобы получить воду с заданной щелочностью (обычно 0,3—0,5 мг-экв/л).

Если применить две ступени катионирования, то можно получить воду практически с нулевой жесткостью. На рис. 18.9 показана упрощенная технологическая схема Na-катионирования с регенерацией катионита поваренной солью.

Комбинированные схемы H-Na-катионирования давно применяются на ТЭС и АЭС совместно с известкованием или без него.

Обессоливание

В умягченной воде остаются соли натрия, их поступление в питательную воду в ряде случаев нежелательно. Такая вода не годится для барабанных котлов высокого давления, для прямоточных котлов всех давлений, для реакторов и парогенераторов АЭС. Существуют два промышленных способа обессоливания добавочной воды, это *дистилляция и химическое обессоливание.*

Дистилляция, т. е. выпарка воды, производится в особых аппаратах — испарителях. Испаритель — это обычно поверхностный теплообменный аппарат, в котором

за счет теплоты конденсации отборного пара турбины из умягченной воды получают вторичный пар, который затем конденсируется с образованием дистиллята. Последний используется как добавок воды на электростанции.

Химическое обессоливание в настоящее время находит широкое применение на котлах СКД и на парогенераторах АЭС. Сущность его заключается в следующем. Соли в водном растворе диссоциированы на катионы и анионы. Пропуская воду, вначале через Н-катионитовые фильтры обменивают содержащиеся в воде катионы на ион водорода H^+. Получается кислая вода, которая далее пропускается через анионитные фильтры.

При прохождении кислой Н-катионированной воды через анионитовые фильтры все ее анионы замещаются на анион гидроксила OH^-, который с ионами водорода H^+ образует воду.

Химическое обессоливание стало возможным после того, как промышленность освоила производство *анионитов* высокого качества, в частности сильноосновных анионитов, способных сорбировать кремниевую кислоту.

Дегазация

Дегазация — удаление из питательной воды агрессивных для металла газов (O_2 и CO_2), осуществляется на практике как физическими, так и химическими методами. Так, метод физический — *термической деаэрации* основан на использовании отрицательного температурного коэффициента растворимости газов O_2 и CO_2 в воде (рис. 18.10,*а*, *б*).

В *декарбонизаторах* химводоочистки удаляется углекислота путем продувки атмосферного воздуха сквозь воду. Поскольку парциальное давление CO_2 в воздухе ничтожно мало, углекислота из воды переходит в воздух при их контакте. Массовая концентрация какого-либо газа, растворенного в воде пропорциональна его парциональному давлению над поверхностью воды.

Названные приемы дегазации основаны на законе Дальтона — Генри. Так как при кипении воды парциальное давление газов над поверхностью воды снижается до нуля, их концентрации в воде стремятся к нулю. Необходимо обеспечить отвод выделяющихся газов с тем, чтобы прием подогрева до кипения дал положительный эффект в работе *деаэраторов*. В деаэраторах происходит удаление всех газов, растворимых в воде.

Деаэратор (см., например, рис. 31.1) представляет собой комбинацию деаэрационной головки *9* и водяного бака *10*, служащего для сбора и хранения деаэрированной воды. Конденсат от конденсатора турбины с добавкой химочищенной воды после подогрева в подогревателях низ-

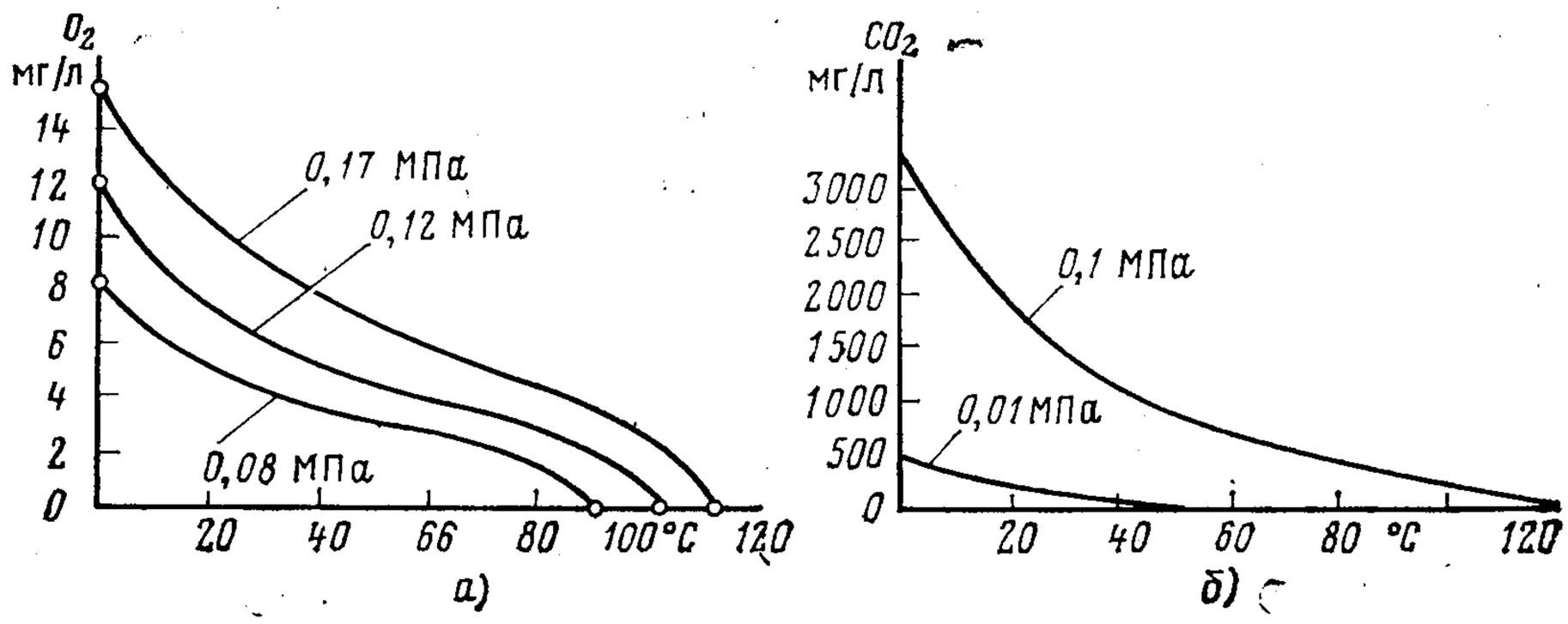


Рис. 18.10. Содержание растворенных в воде газов, определяемое температурой и давлением

кого давления подается в верхнюю часть головки *14*, где проходит вниз тонкими струями по ступенькам сквозь среду греющего пара.

На практике находит место и химический метод борьбы с остатками кислорода, для чего в деаэрированную питательную воду добавляют гидразин N_2H_4 и связывают кислород в молекулы воды

$$N_2H_4+O_2\rightarrow N_2+2H_2O. \qquad (18.19)$$

18.6. БАЛАНС ПРИМЕСЕЙ И ПРОДУВКА

Баланс примесей представляет собой равенство количеств примесей, поступающих в котел и примесей, выводимых из котла.

1) Пути поступления примесей:

с водным добавком, прошедшим станционную водоподготовку и компенсирующим потери рабочей среды, в том числе конденсата;

с присосами сырой воды в конденсаторе турбины;

с продуктами коррозии конструкционных материалов, в основном с окислами железа (магнетитом) и меди, от коррозии конденсатно-питательного тракта.

2) Пути вывода примесей:

с паром;

с отложениями на внутренних поверхностях труб и последующей промывкой;

с продувкой котловой воды в барабанных и сепараторных прямоточных котлах.

Увеличив вывод примесей продувкой за счет увеличения $p=D_{пр}/D$, барабанных котлов, можно заметно снизить требования к качеству добавочной воды. Это будет не периодическая, а непрерывная продувка, с помощью которой поддерживается определенное заданное качество котловой воды барабанных агрегатов. Согласно ПТЭ норма качества котловой воды и степень открытия клапана непрерывной продувки должны устанавливаться теплохимическими испытаниями с определением предельно допустимого содержания нормируемых примесей (общего солесодержания, кремнесодержания и др.) на разных режимах работы котла и при обеспечении необходимого качества пара $C_п$.

Содержание примесей в продувочной воде $C_{пр}$ может быть найдено из соображений: расход питательной воды в барабанном котле при непрерывной продувке $D_{п.в}=D+D_{пр}$. Учитывая это, для случая отсутствия внутритрубных отложений в котле, баланс примесей (ранее говорили — солевой баланс) может быть записан так (при отсутствии отложений):

$$D_{п.в}C_{п.в}=DC_п+D_{пр}C_{пр}.$$

Имея в виду, что $D_{п.в}=D+D_{пр}$, получим

$$(1+p)C_{п.в}=C_п+pC_{пр}. \qquad (18.20)$$

В формуле (18.20) продувка не в процентах, а в долях от паропроизводительности, из формулы (18.20) следует

$$C_{пр}=\frac{[(1+p)C_{п.в}-C_п]}{p}. \qquad (18.21)$$

Схема устройства продувок представлена на рис. 18.11.

Периодическая продувка *2*, производимая в барабанных котлах 1—2 раза в смену продолжительностью 2—5 мин, предназначена в основном для вывода из котла твердых примесей: шлама, продуктов коррозии и др., и осуществляется из нижних точек барабанов и коллекторов.

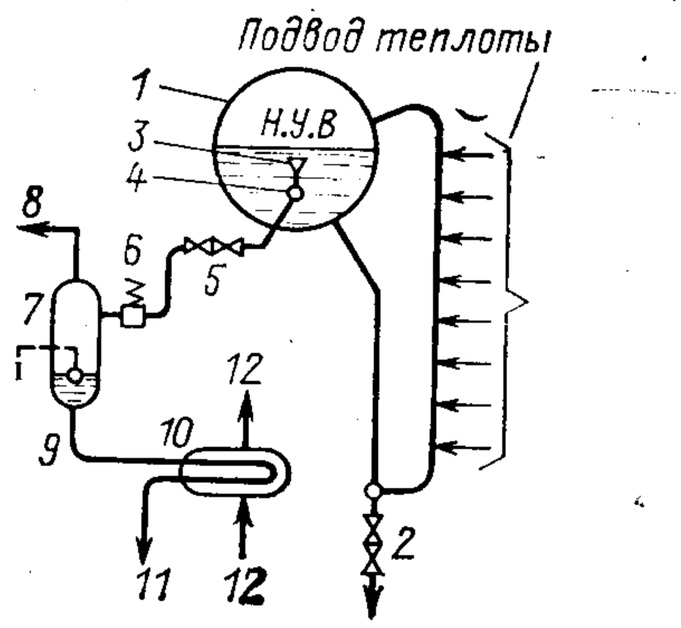


Рис. 18.11. Принципиальная схема устройства продувки барабанного котла:

1 — барабан котла; *2* — периодическая продувка и дренаж котла; *3* — заборные точкн непрерывной продувки; *4* — сборный коллектор непрерывной продувкн; *5* — запорные клапаны; *6* — регулировочный клапан продувки; *7* — расширнтель; *8* — отвод пара в деаэратор; *9* — отвод продувочной воды в теплообмеиник; *10* — поверхностный теплообменник; *11* — дренаж охлажденной продувочной воды; *12*— теплоиспользующая вода

Отбор котловой воды на непрерывную продувку *3* выполняется, как правило, из верхнего барабана ниже нижнего уровня воды, из места с максимальной концентрацией солей, дальше от ввода питательной воды. Вода отбирается малыми потоками из нескольких точек по длине барабана так, чтобы не допустить развития аварии при упуске воды в котлё. Количество продуваемой воды определяется степенью открытия регулирующего клапана и изменяется только по указанию химслужбы. Для установившегося режима при восполнении потерь обессоленной водой или дистиллятом испарителей размер непрерывной продувки сохраняется примерно на уровне 0,5—1,0 % паропроизводительности котла. Таким образом, назначение непрерывной продувки заключается в поддержании солесодержания котловой воды на заданном уровне.

Для снижения потерь теплоты продувочную воду (рис. 18.11) направляют в бак-расширитель, а за ним в теплообменник. В расширителе часть воды испаряется, а полученный пар сбрасывается в деаэратор.

18.7. ВОДНЫЙ РЕЖИМ БАРАБАННЫХ КОТЛОВ

Все примеси котловой воды, исключая газообразные, можно разделить на две группы: *труднорастворимые* и *легкорастворимые*. К первым относятся соли и гидроокиси кальция и магния и продукты коррозии конструкционных материалов, ко вторым — соли и гидроокись натрия. Растворенные в котловой воде вещества кристаллизуются, в первую очередь те соединения, растворимость которых меньше при данных условиях. Кристаллизация может протекать двояко: с образованием на поверхностях нагрева накипи и кристаллизация в объеме воды с образованием *шлама*. Методами внутрикотловой обработки воды можно накипеобразующие вещества переводить в шламообразующие и полученный шлам удалять путем продувки.

Таким образом, под внутрикотловой обработкой воды понимают мероприятия, направленные на выделение накипеобразователей в виде шлама, удаляемого продувкой, и предупреждение коррозии металла котла.

В котлах низкого давления иногда применяется термическая внутрикотловая обработка питательной воды, заключающаяся в создании условий, при которых соли карбонатной жесткости термически разлагаются и выделяются в осадок в паровом пространстве барабана.

При химической внутрикотловой обработке в котловую воду вводят реагенты, которые с ионами Ca^{2+} и Mg^{2+} дают труднорастворимые соединения, выпадающие в виде шлама.

Фосфатирование

При фосфатировании в качестве коррекционных добавок, или, как их еще называют, *антинакипинов*, в барабанных агрегатах чаще всего применяют: в котлах низкого давления соду или едкий натр, в энергетических котлах с давлением выше 1,6 МПа — соли фосфорной кислоты, обычно тринатрийфосфат Na_3PO_4.

При фосфатировании образуется легкоподвижный неприкипающий шлам, состоящий в основном из гидроксилапатита — $3Ca_3(PO_4)_2 \times \times Ca(OH)_2$. Шлам оседает в нижних коллекторах и периодически удаляется продувкой. Фосфаты непрерывно вводятся в барабан дозирующим насосом.

Согласно ПТЭ содержание фосфатов в котловой воде нормируется по нижнему и верхнему пределам. В перерасчете на ион PO_4^{3-} в последней ступени ступенчатого испарения (см. § 19.2) при работе агрегата на мазуте содержание фосфатов не должно превышать 30 мг/кг, а на других топливах — 50 мг/кг, допустимая кратность концентрации по фосфатам может быть принята не более 5—8.

В парогенераторах АЭС фосфатирование парогенераторной воды недопустимо, так как в зазорах в межтрубном пространстве пучка есть реальная опасность забивания проходов шламом.

Комплексонный водный режим

Широкое применение находят комплексообразующие реагенты (комплексоны), в частности этилендиаминтетрауксусная кислота (ЭДТК) и ее соли. При взаимодействии с продуктами коррозии железа комплексоны вначале образуют комплексонаты железа, хорошо растворимые в воде, затем в результате их термического разложения магнетит, откладывающийся на внутренней поверхности труб в виде тонкой плотной пленки, надежно защищает металл труб от коррозии. Количество магнетита возрастает, что вызывает рост температуры стенки трубы, поэтому агрегат периодически раз в 1—2 года останавливают на промывку (см. гл. 20). Комплексоны дозируются в питательный трубопровод после подогревателей низкого давления, что дает возможность вести бесшламовый режим путем перевода примесей в растворенное состояние. Последнее позволяет практически полностью выводить примеси из цикла с продувочной водой. В ряде случаев комплексон дозируется непосредственно в барабан котла.

На котлах с естественной циркуляцией переходят на безнакипный режим работы, что объясняется значительным улучшением качества питательной воды и конденсата турбины, последнее за счет снижения присоса сырой воды в конденсаторах. Это позволило снизить количество коррекционных добавок, а в ряде случаев перейти полностью к бесфосфатным и безнакипным водным режимам, которые удешевляют эксплуатацию и стоимость оборудования, повышают качество пара и др.

18.8. ВОДНЫЙ РЕЖИМ ПРЯМОТОЧНЫХ КОТЛОВ

В прямоточных котлах имеются две особенности водного режима: процесс парообразования протекает при обязательном упаривании всей воды и отсутствии продувки, что влечет отложение примесей на поверхностях нагрева. В связи с этим водопаровой тракт прямоточных энергоблоков на тракте после конденсаторов турбины снабжается блочной обессоливающей установкой БОУ.

Легкорастворимые примеси частично смываются конденсатором при пусках и остановах агрегата, а труднорастворимые — удаляются химическими промывками (см. § 20.5). Количество предельных загрязнений ориентировочно оценивается 100—200 г/м² для обычных тепловых нагрузок труб 100—450 кВт/м².

Водный режим прямоточных котлов организуется по-разному в зависимости от установленного оборудования и характера работы электростанции.

Гидразинно-аммиачный и комплексонный водные режимы

В дополнение к термической деаэрации на энергоблоках с котлами СКД в качестве коррекционных добавок применяют гидразин и аммиак. Растворенный в воде кислород связывается гидразином по уравнению (18.19), а свободная углекислота связывается с аммиаком с образованием карбонатов аммония. При этом происходит рост pH до $9{,}1 \pm 0{,}1$ (рекомендация ПТЭ). Периодическая химическая промывка котлов (чаще всего НРЧ) осуществляется через $(4—6) \cdot 10^3$ ч.

При дозировке в питательную воду комплексона наиболее интенсивное разложение комплексонатов железа протекает при температуре 250—300 °С, характерной для экономайзера, поэтому в котлах СКД железоокисные отложения распределяются примерно так: 80% — в экономайзере и 20% — в НРЧ. Периодическая химическая промывка прямоточных котлов осуществляется при комплексонном водном режиме в среднем раз в полтора года по промывочной схеме, подобной той, что изображена на рис. 20.15.

Нейтрально-кислородный водный режим

В настоящее время на прямоточных агрегатах проходит промышленную проверку так называемый нейтрально-кислородный водный режим. Сущность его заключается в кондиционировании питательной воды газообразным кислородом или перекисью водорода H_2O_2, в результате чего отмечено снижение концентрации окислов железа в питательной воде с 100—300 до 20 мкг/кг и ниже. Обязательным условием положительного воздействия кислорода на металл в нейтральной воде является высокая степень ее чистоты, характеризуемая низкой *электропроводностью*.

Нейтрально-кислородный водный режим на прямоточных агрегатах дает: меньшую скорость образования отложений на интенсивно работающих поверхностях НРЧ, отказ от дорогих коррекционных присадок в питательную воду — гидразингидрата и аммиака, возможность применения перлитных сталей в питательном тракте и др. Этот метод требует особенно высокой культуры водно-химической эксплуатации.

ГЛАВА ДЕВЯТНАДЦАТАЯ

МЕТОДЫ ПОЛУЧЕНИЯ ЧИСТОГО ПАРА

19.1. СПОСОБЫ УДАЛЕНИЯ ПРИМЕСЕЙ ИЗ ПАРА

Качество пара определяется не только поддержанием проектных параметров p, $t_{п.п}$, но также чистотой пара — содержанием в нем примесей. Согласно ПТЭ содержание примесей в паре барабанных котлов не должно превышать *предельно допустимых норм* $S_п^{доп}$, приведенных в § 18.3 для Na и SiO_2. Нормы чистоты пара для ТЭС сохраняются и для АЭС, работающих на перегретом паре.

Чистота пара во многом зависит от чистоты питательной воды и уровня солесодержания котловой воды, отсюда чистота пара будет определяться эффективностью вывода примесей из водопарового цикла котлов такими способами, как:

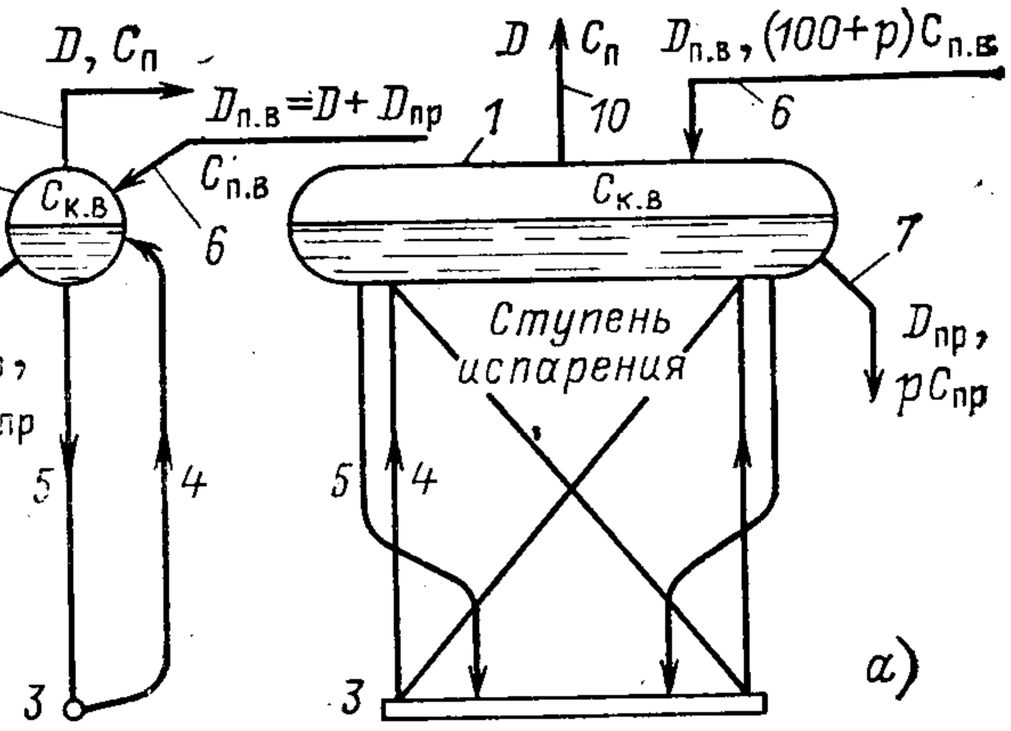
продувкой (периодической и непрерывной), от которой зависит солесодержание котловой воды барабанных котлов;

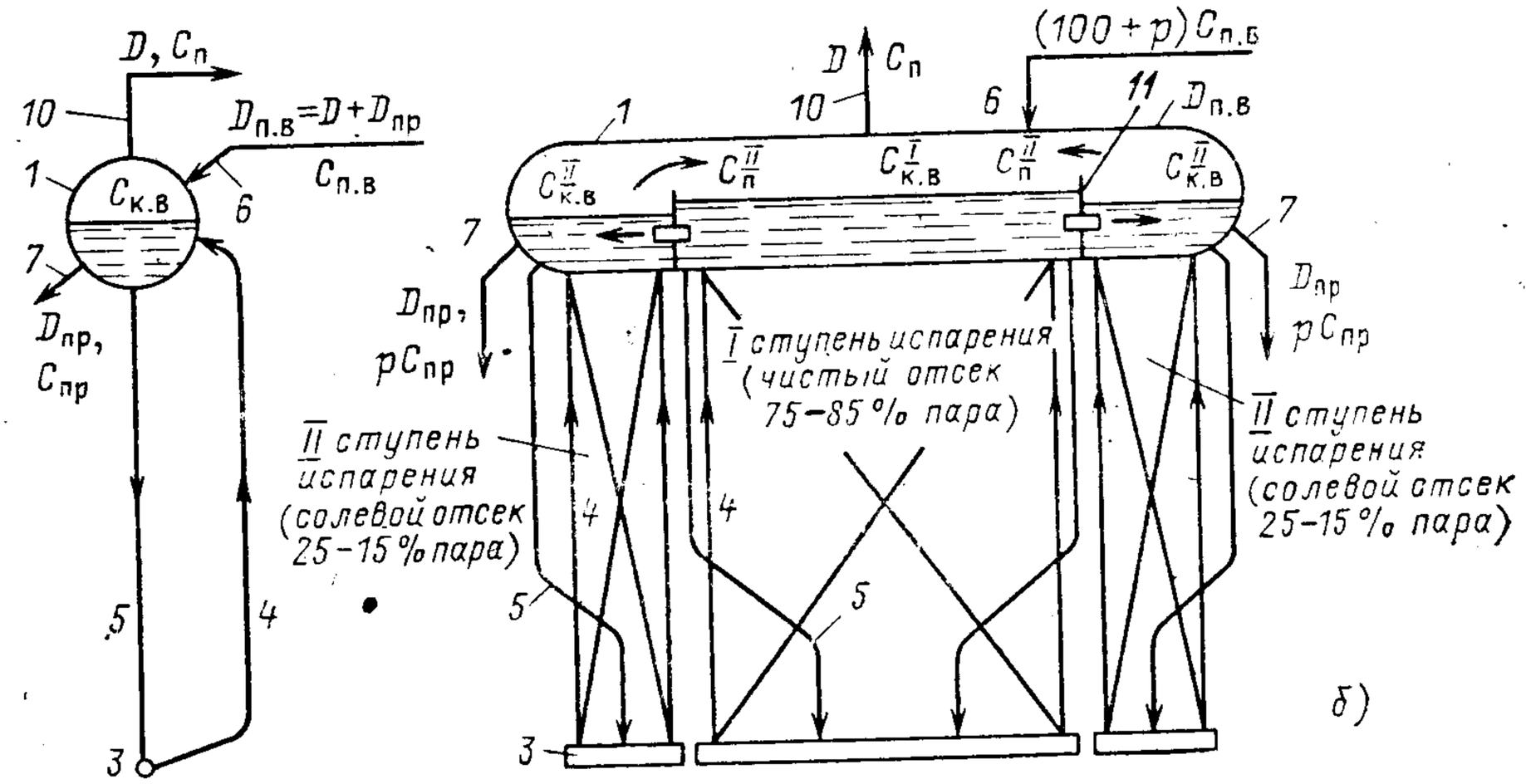
ступенчатым испарением, повышающим во много раз эффективность продувки котла;

сепарацией пара от капельной влаги механическим путем;

промывкой пара питательной водой.

Так как продувка в большинстве прямоточных агрегатов отсутствует единственный способ получения чистого пара заключается в повыше нии чистоты питательной воды. Поэтому качество пара, выдаваемог прямоточным котлом, нормируется по питательной воде.





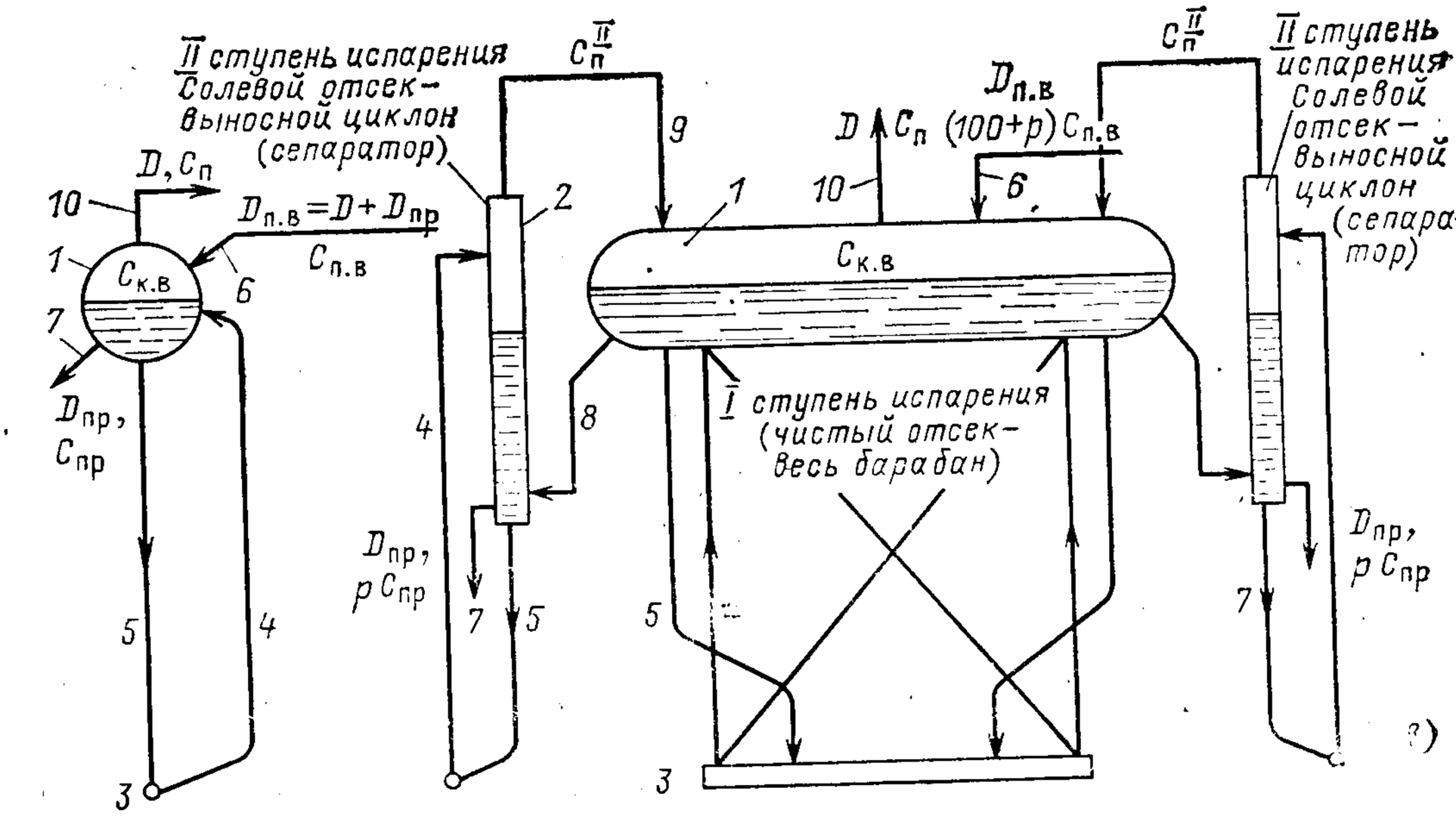


Рис. 19.1. Схемы испарения в агрегатах с естественной или многократно-принудительной циркуляцией:

а — одноступенчатая; *б* — двухступенчатая с отсекамн в барабане; *в* — двухступенчатая с выносныи цнклонамн: *г* трехступеичатая; n_I и n_{II} — паропроизводительиость перной и второй ступеи испарения в долях от паропронзнодителиости агрегата; *1* — барабан; *2* — выносной циклои; *3* — нижний коллектор циркуляционного контура; *4* — парогенерирующие трубы; *5* — опускные трубы; *6* подвод пнтательной воды; *7* — отвод продувочной воды; *8* — водоперепускная труба из барабана в цнклон; *9* — паропепускиая труба из циклона в бараба *10* — пароотводящая труба нз агрегат *11* — внутрнбарабанная перегородка

19.2. СТУПЕНЧАТОЕ ИСПАРЕНИЕ

Улучшить качество пара, не увеличивая количества продувочной воды, выводимой за пределы котла, возможно при использовании метода ступенчатого испарения, разработанного и внедренного в 30-х годах проф. Э. И. Роммом.

Метод ступенчатого испарения заключается в том, что водяной объем барабана делится поперечными перегородками на несколько отсеков, к каждому из которых присоединена своя группа контуров циркуляции (ступени испарения) (рис. 19.1). Вся питательная вода при этом подается в первый отсек, котловая вода из которого поступает в следующий отсек, далее в последующий и т. д.

Эта система разбивки поверхностей нагрева котла по ступеням позволяет повышать объем продувки последующих ступеней по сравнению с предшествующей на величину ее испарительной паропроизводительности.

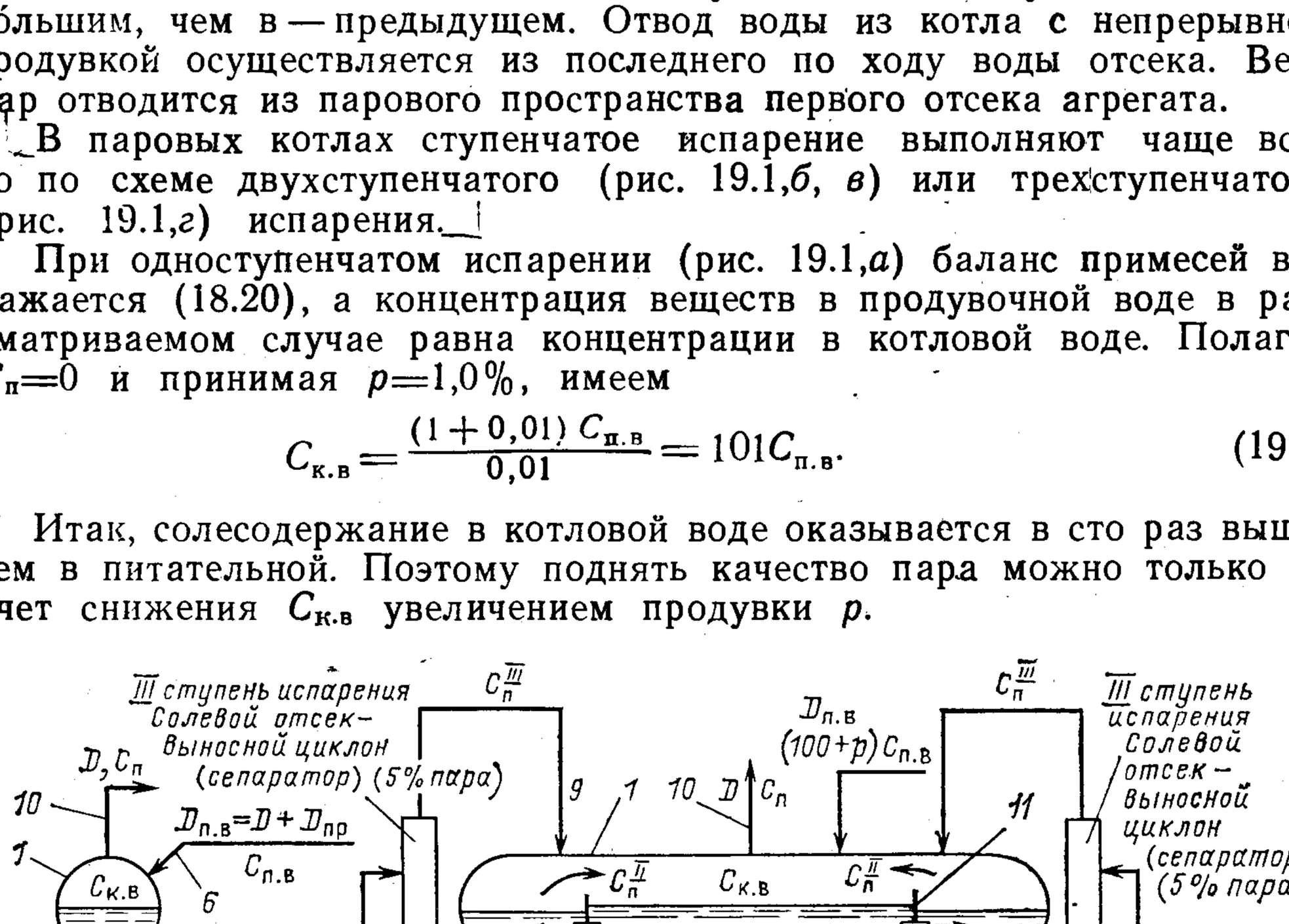
Вследствие последовательных внутренних продувок, в водяном объеме агрегата создается «химический перекос», когда количество примесей в котловой воде каждого последующего отсека устанавливается бо́льшим, чем в — предыдущем. Отвод воды из котла с непрерывной продувкой осуществляется из последнего по ходу воды отсека. Весь пар отводится из парового пространства первого отсека агрегата.

В паровых котлах ступенчатое испарение выполняют чаще всего по схеме двухступенчатого (рис. 19.1,*б*, *в*) или трехступенчатого (рис. 19.1,*г*) испарения.

При одноступенчатом испарении (рис. 19.1,*а*) баланс примесей выражается (18.20), а концентрация веществ в продувочной воде в рассматриваемом случае равна концентрации в котловой воде. Полагая $C_п=0$ и принимая $p=1{,}0\%$, имеем

$$C_{к.в}=\frac{(1+0{,}01)\,C_{п.в}}{0{,}01}=101C_{п.в}. \qquad (19.1)$$

Итак, солесодержание в котловой воде оказывается в сто раз выше, чем в питательной. Поэтому поднять качество пара можно только за счет снижения $C_{к.в}$ увеличением продувки p.



Обычно в котлах, установленных на КЭС, выполняют две ступени производительностью по пару: $n_{\text{I}}=85\%$, $n_{\text{II}}=15\%$; на ТЭЦ в зависимости от качества исходной воды и процента возврата конденсата потребителями более эффективны три ступени, и тогда

$$C^{\text{I}}_{\text{к.в}}=\frac{[n_{\text{I}}+(n_{\text{II}}+p)]\,C_{\text{п.в}}}{n_{\text{II}}+p},$$

а так как $n_{\text{I}}+n_{\text{II}}=1$,

то

$$C^{\text{I}}_{\text{к.в}}=\frac{(1+p)\,C_{\text{п.в}}}{n_{\text{II}}+p}. \qquad (19.2)$$

$$C^{\text{II}}_{\text{к.в}}=\frac{(n_{\text{II}}+p)\,C^{\text{I}}_{\text{к.в}}}{p}. \qquad (19.3)$$

По принятым выше значениям продувки $p=1\%$ и парообразования в ступенях при реализации двухступенчатой схемы будут иметь место такие концентрации примесей котловой воды:

в первой ступени (чистый отсек)

$$C^{\text{I}}_{\text{к.в}}=\frac{[n_{\text{I}}+(n_{\text{II}}+p)]\,C_{\text{п.в}}}{n_{\text{I}}+p}\,\frac{(0{,}85+0{,}15+0{,}01)\,C_{\text{п.в}}}{0{,}15+0{,}01}=6{,}4C_{\text{п.в}},$$

во второй ступени (солевой отсек)

$$C^{\text{II}}_{\text{к.в}}=\frac{(n_{\text{II}}+p)\,C^{\text{I}}_{\text{к.в}}}{p}=\frac{(0{,}15+0{,}01)\,6{,}4C_{\text{п.в}}}{0{,}01}=101C_{\text{п.в}}.$$

Солесодержание котловой воды первой ступени по сравнению с одноступенчатым испарением падает в $101/64\approx15$ раз, во второй ступени остается таким же, как при одноступенчатом испарении, т. е. котел выдает пар значительно улучшенного качества. Эти данные несколько идеализированы, так как на качестве пара чистого отсека сказывается переток котловой воды из второй ступени в первую. Вот почему начали выполнять солевые отсеки вне барабана — в выносных циклонах (рис. 19.1,*в*, *г*).

Представляют интерес соображения, по которым выбирается производительность ступеней испарения.

Во-первых, завышенная производительность последней ступени приводит к превышению концентраций, принятых для фосфатов (см. гл. 18), а следовательно, к возможности образования железофосфатных отложений в экранных трубах солевого отсека. В случае применения бесфосфатных режимов, а также при поддержании в первой ступени минимального избытка фосфатов допустимая кратность концентраций $C^{\text{IIст}}_{\text{к.в}}/C^{\text{I.ст}}_{\text{к.в}}$ может быть повышена до 10.

Во-вторых, кратность концентраций солей растет с увеличением производительности солевых отсеков и с уменьшением продувки. Отсюда стремятся к уменьшению производительности последней ступени испарения и выполнению ее в виде микроотсека с $n=5\div7$ %. Этому способствует также повышение качества питательной воды.

В-третьих, нормирование содержания солей котловой воды по ступеням испарения в пересчете на NaCl:

для $p=11$ и 15,5 МПа: I ступень $C_{\text{к.в}}=500\div800$ мг/кг; II ступень $C_{\text{к.в}}=2000\div3000$ мг/кг; III ступень $C_{\text{к.в}}$ не более 4000 мг/кг;

для $p=18{,}5$ МПа: I ступень 250 мг/кг; II ступень 1000 мг/кг.

Значительный солевой перекос между отсеком первым (чистым) и последующими (солевыми) объясняется высоким, искусственно созданным размером продувки в нем;

так, для трехступенчатого испарения (рис. 19.1,*г*)

$$p_{\text{I ст}} = p + n_{\text{II}} + n_{\text{III}}. \qquad (19.4)$$

Ступенчатое испарение дает снижение солесодержания котловой воды, что влечет снижение солесодержания пара $C_{\text{п}}$ и, следовательно, повышение качества пара, выдаваемого агрегатом. Можно пойти и на умеренное повышение качества пара, но тогда необходимо снизить требования к качеству питательной воды $C_{\text{п.в}}$, т. е. снизить расходы на станционную водоподготовку. Поэтому ступенчатое испарение в равной мере может быть отнесено как к средствам повышения качества выдаваемого агрегатом пара, так и к коррекционным методам внутрикотловой обработки воды.

19.3. СЕПАРАЦИЯ ПАРА

К сепарационным системам предъявляются следующие основные требования: минимально возможная влажность выдаваемого пара, высокая удельная паровая нагрузка, малые гидравлические сопротивления.

На рис. 19.2 представлена достаточно полная схема сепарационных устройств, рассчитанная не только на котлы, но и на парогенераторы АЭС. Рассмотрим отдельные элементы схемы.

Погруженные дырчатые листы служат для выравнивания скорости пара в барабане, их устанавливают как дополнительное гидравлическое сопротивление на пути хода пара в барабанах для устранения больших локальных скоростей пара и усреднения его скорости как по ширине, так отчасти и по длине барабана. На рис. 19.3 представлена компоновка дырчатых листов и других элементов в барабане.

Погруженный дырчатый лист, расположенный ниже среднего наблюдаемого уровня воды на 70—100 мм, имеет отогнутый вниз защитный конец, который организует под листом паровую подушку, способствующую равномерной раздаче пара по площади проходного сечения решетки. Обычно принимают диаметр отверстий 10 мм, а суммарную площадь отверстий выбирают такой, чтобы в отверстиях создавалась минимальная скорость пара, обеспечивающая наличие под листом паровой подушки в широком диапазоне нагрузок агрегата. Минимальная скорость, при которой появляется паровая подушка, связана с динамической устойчивостью двух сред в отверстиях дырчатого листа. Расчетные скорости пара в отверстиях принимают выше минимальных примерно в 2—3 раза; $w^{\text{п}}_{\text{д.л}} = K_{\text{д,л}} A$, где $K_{\text{д,л}} = 1{,}1$; A по (18.7).

Потолочные дырчатые листы устанавливают за последней (чистой) ступенью сепарации, их назначение — выравнивать скорость пара в паровом объеме при выходе из барабана, диаметр которого принимается 1600 и 1800 мм. Скорость пара в дырах ($d_{\text{дыр}} = 5$ мм) потолочного щита принимают в зависимости от давления: при высоких давлениях — 6—10 м/с, средних — 10—18 м/с и низких — 15—25 м/с.

Центробежная сепарация

Под воздействием центробежных сил $F_{\text{ц}}$, возникающих при подводе смеси по касательной, капельки влаги с размером d будут отбрасываться к наружной стенке (рис. 19.4). Кроме того, они увлекаются восходящим потоком пара вверх на высоту $h_{\text{пар}}$ (рис. 19.5,*а*) центробежного сепаратора (котла высокого давления). При своем движении к стенке сепаратора капельки преодолевают сопротивление, обусловленное силой $F_{\text{с}}$.

Рассчитаем силы, действующие на капельку:
центробежная сила

$$F_{\text{ц}} = m\omega^2 r, \qquad (19.5)$$

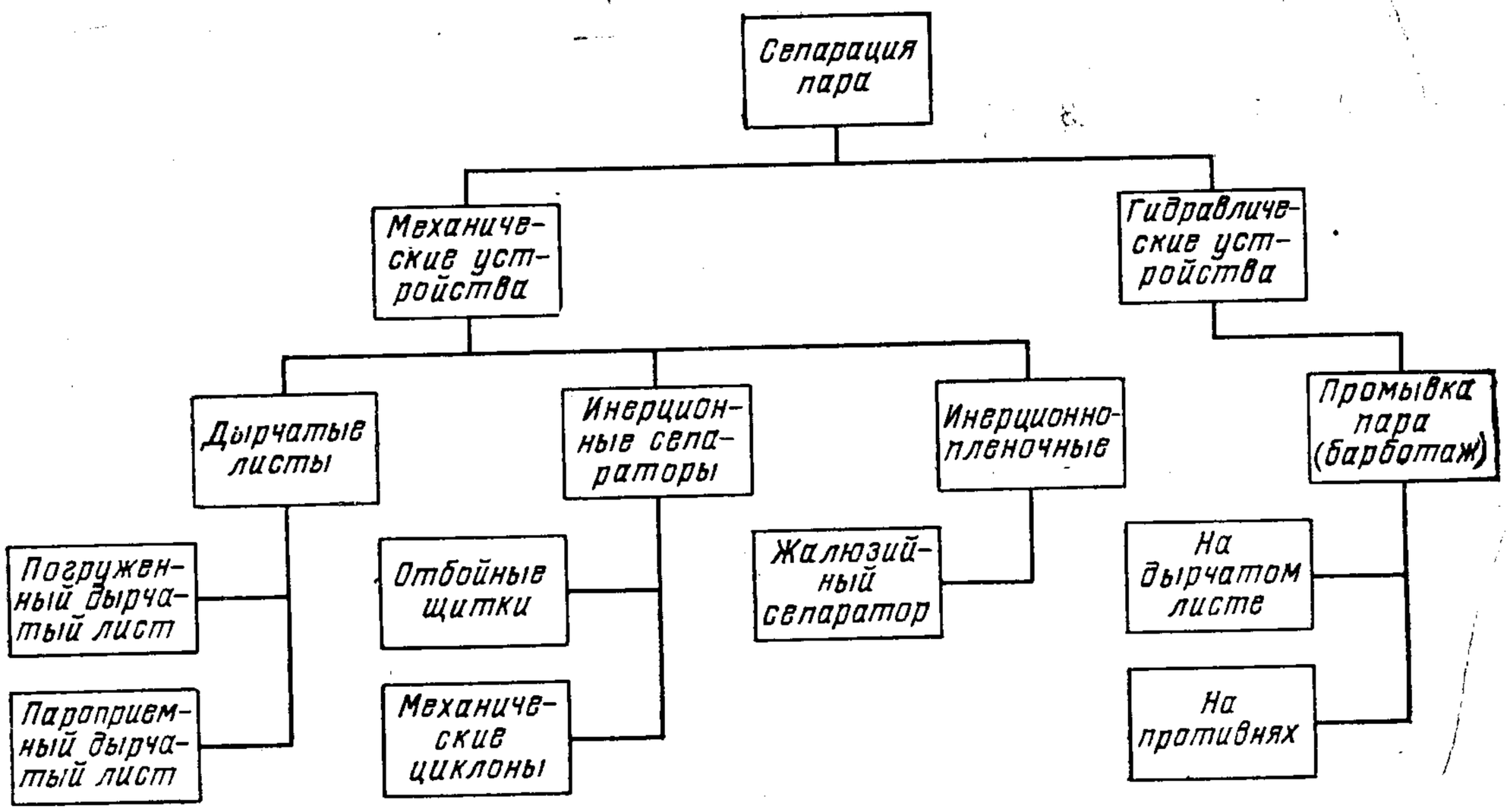


Рис. 19.2. Схема современных паросепарационных устройств

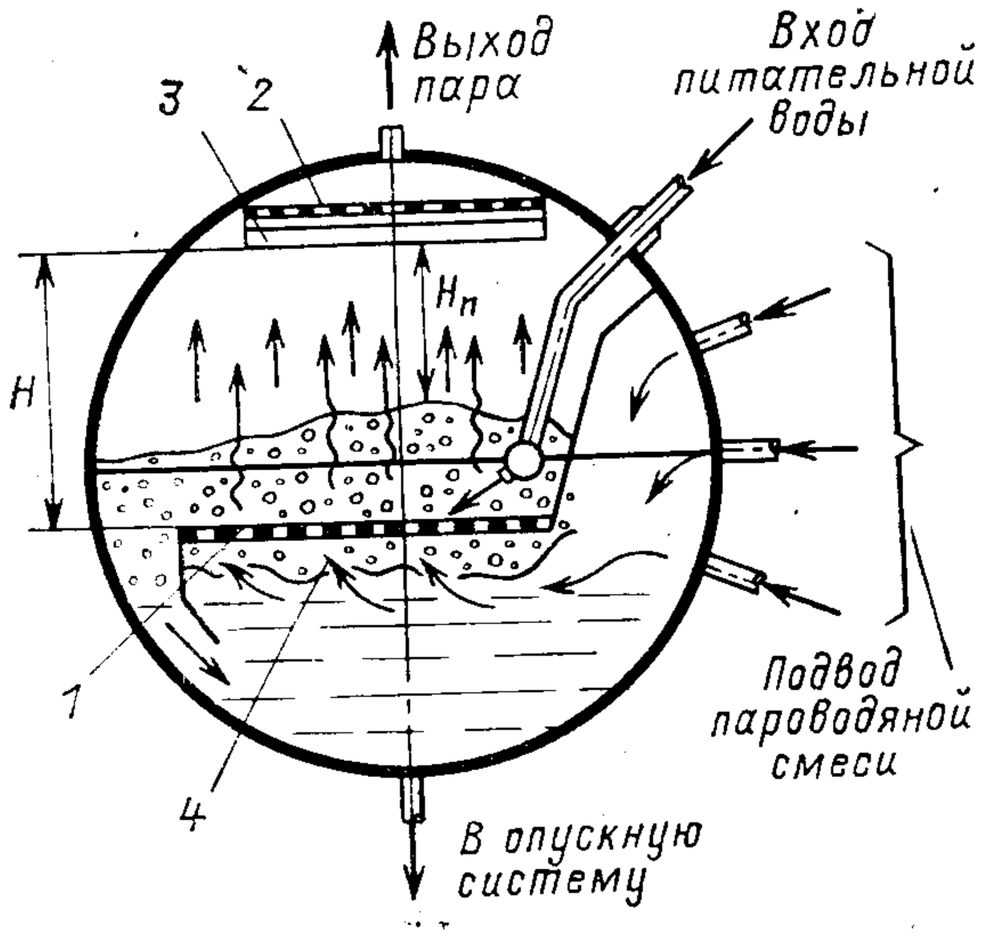


Рис. 19.3. Сепарационные устройства с дырчатыми листами:
1 — погружеиный дырчатый лист; *2* — потолочиый пароприемный дырчатый лист; *3* — жалюзийиый сепаратор; *4* — паровая подушка

где m — масса капли в паре; $\omega^2 r$ — ускорение (ω — окружная скорость); следовательно,

$$F_ц = (\pi d^3/6)(\rho' - \rho'')\omega^2_{кас}/r;$$

сила сопротивления

$$F^2_c = \zeta\Omega\rho''\omega^2/2. \qquad (19.6)$$

Из этих сил и при замене d через постоянную Лапласа найдем скорость движения капельки вдоль радиуса

$$\omega = \omega\sqrt{4r/3g\zeta}\sqrt[4]{g\sigma(\rho' - \rho'')/(\rho'')^2}. \qquad (19.7)$$

По достижении стенки капелька поднимается на высоту $h_{пар}$. Для мелких капелек $\ll d_к$ скорости капельки вверх и потока пара почти одинаковы $\omega_к \approx \omega_п$, поэтому $\omega = \omega_п(r/h_{пар})$. Кроме того, учтем, что при выходе пароводяной смеси в сепаратор $\omega = \omega_{кас}/r$, тогда после подстановки указанных величин в предыдущую формулу получим зависимость

$$\omega_п = [h_{пар}\omega_{кас}\sqrt{4/3g\zeta r^3}]\,A.$$

В последнее выражение для $\omega_{пар}$ входит комплекс величин, который при центробежной сепарации будет некоторой постоянной величиной. Допустимая осевая скорость пара в центробежных сепараторах $\omega_п$ должна быть меньше срыва пленки со стенок сепаратора при разноскоростном движении сред. Окончательно получаем формулу для расчета

$$\omega_п = K_ц A, \qquad (19.8)$$

где $K_ц$ — критерий устойчивости для центробежного сепаратора циклонного типа; по рекомендациям ЦКТИ-ВТИ $K_ц \approx 1{,}3 \div 1{,}7$.

Внутрибарабанные циклоны предназначены для первой ступени сепарации. Это вертикальные циклоны небольшого размера

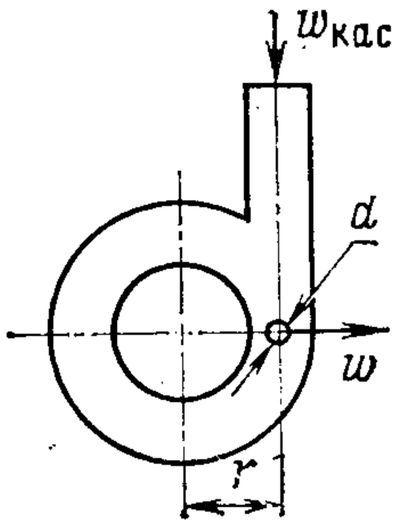


Рис. 19.4. Поперечное сечение центробежного сепаратора

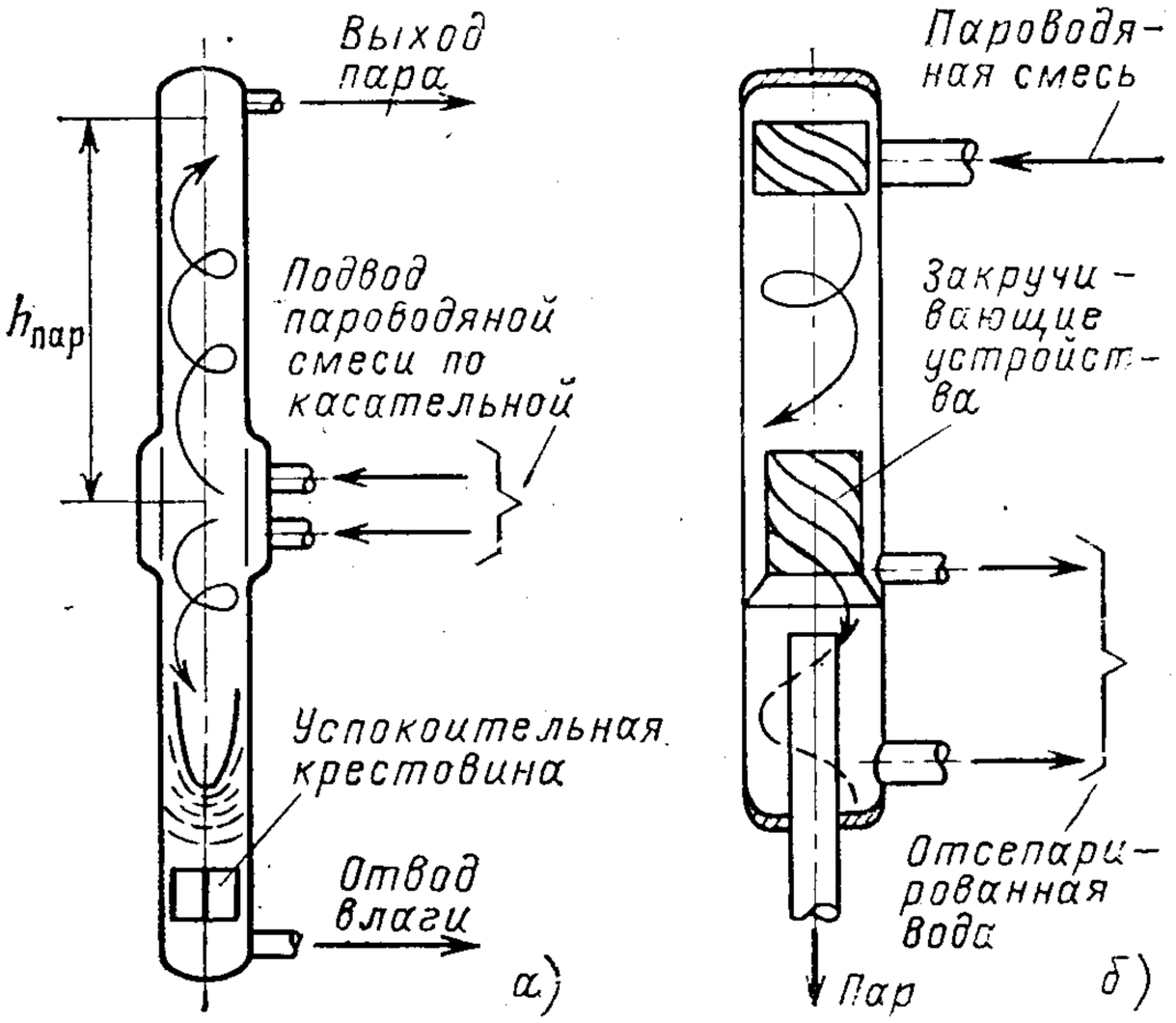


Рис. 19.5. Схемы центробежных лииейиых паросепараторов:

а — выносной, с центральным по высоте подводом пароводяной смеси барабанных котлов высокого давления; *б* — центробежный сепаратор растопочной схемы прямоточного котла с концевым подводом смеси

250—400 мм в диаметре, высотой 550—650 мм. На бо́льших агрегатах их устанавливают вдоль оси барабана в два ряда. При диаметре циклона 300 мм и давлениях 4, 10 и 15,5 МПа производительность одного циклона принимают равной 0,8; 1,7; 2,2 кг/с.

Подвод пароводяной смеси к циклонам осуществляется *тангенциально* (рис. 19.6,*б*) (распространено в СССР), *аксиально* вдоль оси циклона (рис. 19.6,*в*, *г*) (распространено в США). При подводе смеси в циклон тангенциально принимают скорость 10—12 м/с. Под действием центробежных сил поток закручивается и вода, как более плотная, прижимается к внутренним стенкам циклона и опускается вниз, пар, занимая почти все сечение циклона, поднимается вверх со скоростью, определяемой по формуле (19.8), например при $p = 14$ МПа $w_п = 0{,}6$ м/с.

Для того, чтобы пар не прорывался вместе с водой, нижний выход цилиндра частично перекрывают донышком, а воду выпускают из циклона через систему радиальных лопаток, которые предназначены для гашения вращательного движения воды. Часть воды поднимается вверх по стенке циклона, улавливается ловушкой и направляется в водяной объем барабана.

Циклоны аксиальные по качеству работы такие же, как и тангенциальные, имеют другую компоновку с трубами, подводящими пароводяную смесь (рис. 19.6,*г*). Здесь также разделение смеси на воду и пар основано на тангенциальной закрутке, которую создает особый завихритель.

Для прямоточного котла имеется возможность значительного увеличения скорости пароводяной смеси, подаваемой по касательной в растопочный сепаратор для увеличения центробежной силы. Однако с возрастанием скорости подачи смеси отдельные капельки начинают дробиться на мелкие, свободно увлекаемые паром. Кроме того, одновременно возрастает и осевая скорость пара, и тогда может произойти срыв пленки со стенок сепаратора. Оптимальное значение касательной скорости подвода смеси достигает 16 м/с при 14 МПа.

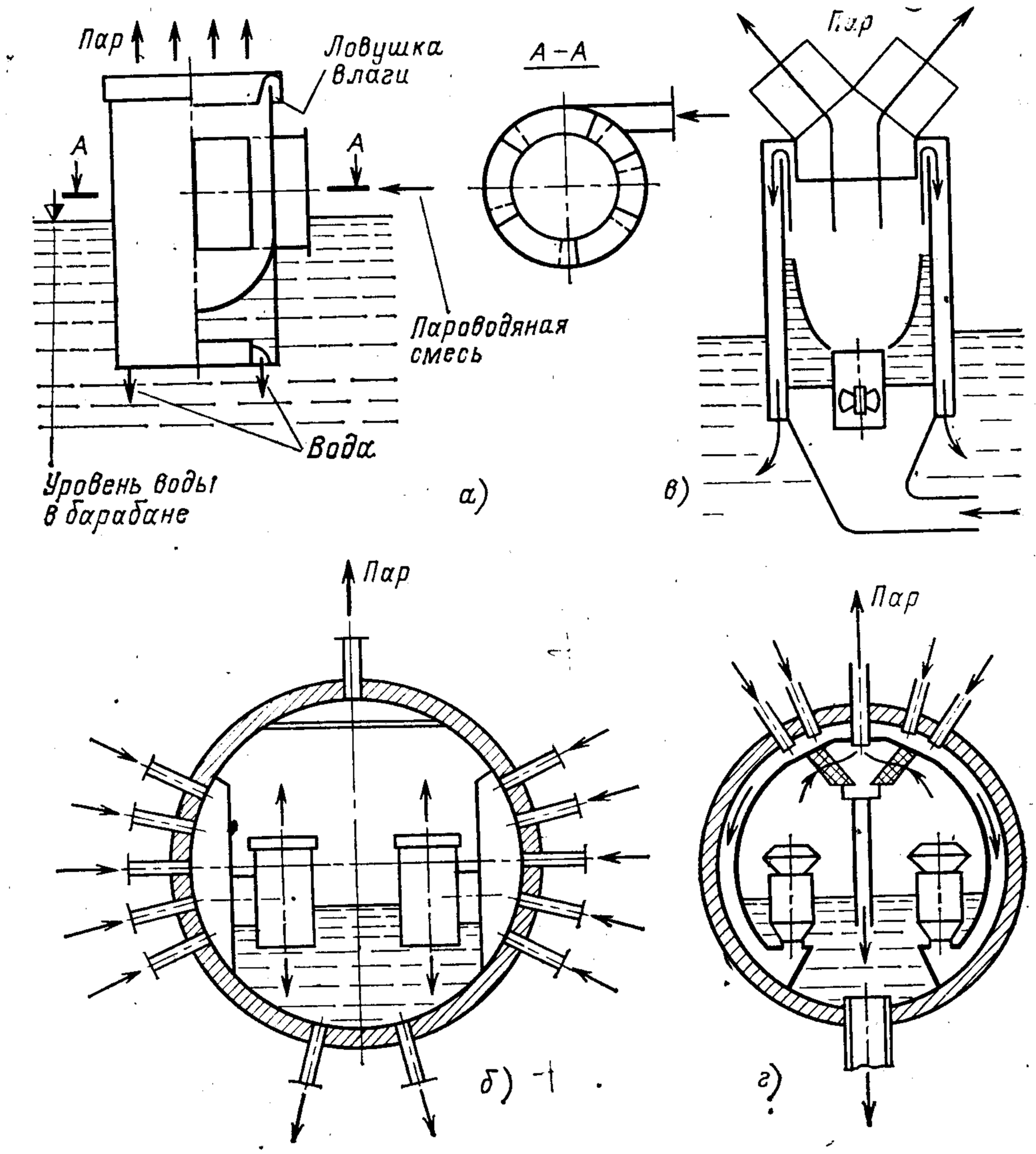


Рис. 19.6. Внутрибарабанные сепарационные циклоны:
а — схема цнклона с тангенцнальным подводом пароводяной смеси; *б* — компоновка тангенцнальных цнклонов в барабане; *в* — схема циклона с акснальным подводом смесн; *г* — компоновка акснальных цнклонов в барабане

Жалюзийные сепараторы

Жалюзийные (инерционно-пленочные) сепараторы применяются в качестве второй ступени сепарации в котлах и парогенераторах АЭС для тонкой очистки пара от мелких капелек влаги перед выходом его из барабана. Сепарация влаги в пакетах жалюзи (рис. 19.7) происходит главным образом под действием инерционных сил, возникающих при поворотах потока между пластинами, капельки влаги оседают в основном на вогнутой стороне профиля пластин (~80%). При конструировании жалюзийного сепаратора необходимо не допускать свободного прохода между соседними волнами пластин, поэтому выполняется перекрыша на 3—5 мм.

Расположение пакетов жалюзи в паровом пространстве барабана можно выполнить, как показано на рис. 19.8, горизонтальным под углом к вертикали в 10—30° или вертикальным (часто в парогенераторах

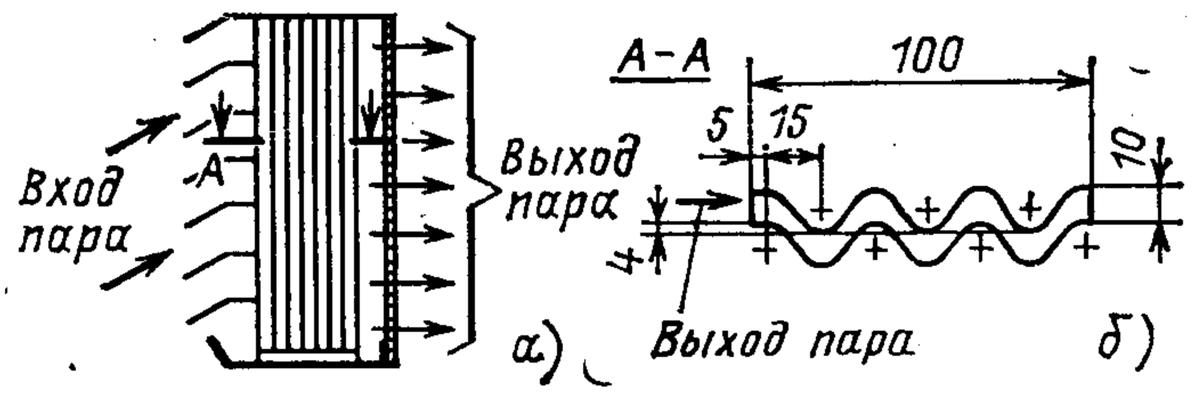


Рис. 19.7. Жалюзийный сепаратор:
а — конструкция жалюзийного пакета; *б* — профиль жалюзи

АЭС). Наклонные пакеты жалюзи, особенно вертикальные, работают при более высоких допустимых скоростях набегания потока, т. е. обеспечивают более высокий сепарационный эффект. В горизонтальных пакетах потоки пара и стекающей жидкой пленки имеют противоположное направление, поэтому здесь может наступить критическая скорость по срыву пленки при меньшей скорости пара между пластинами.

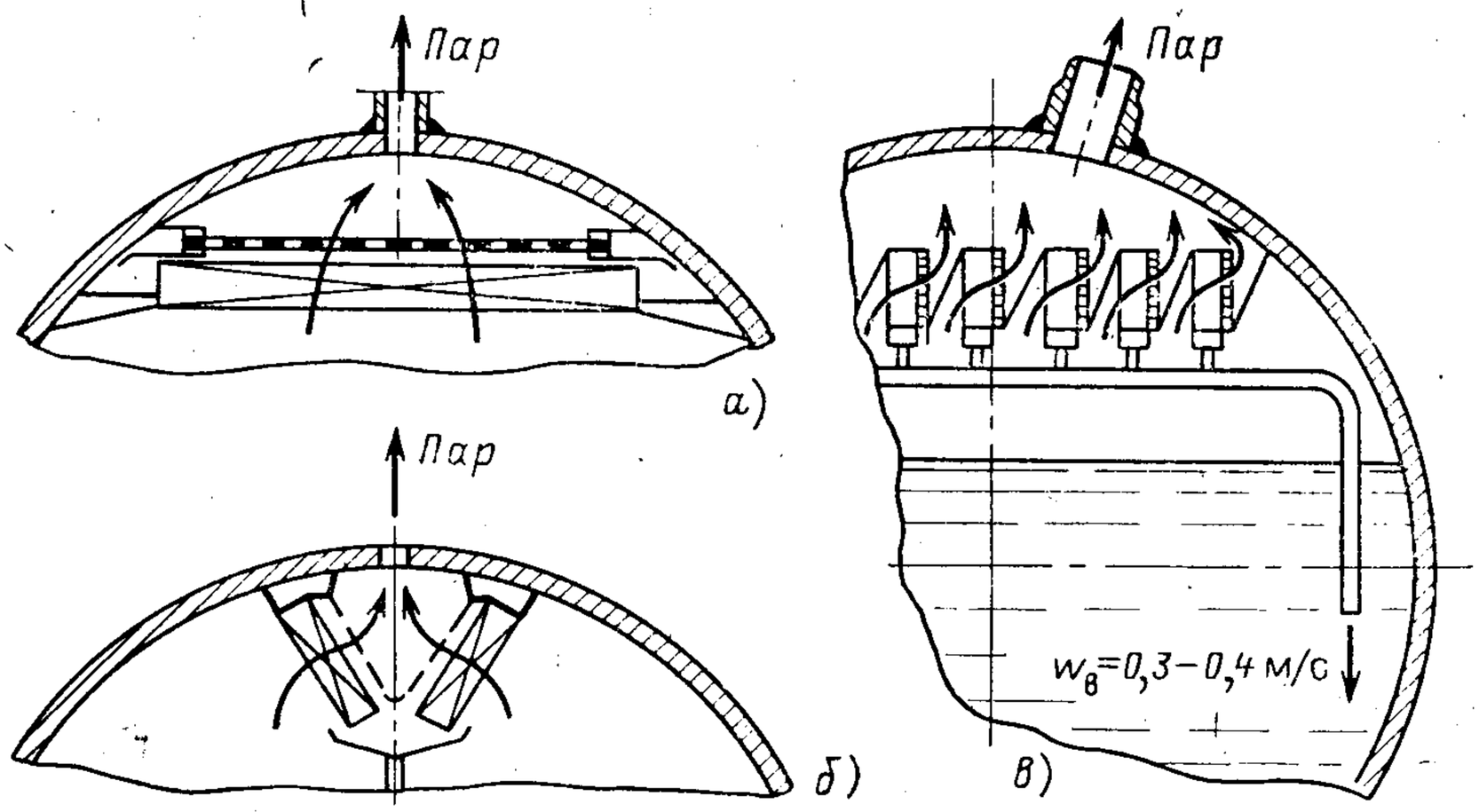


Рис. 19.8. Компоновка жалюзийных сепараторов в барабане парового котла и парогенератора АЭС:
а — горизоитальная; *б* — угловая; *в* — вертикальиая

Допустимые скорости набегаиия пара на жалюзи определяются по условию устойчивости парожидкостной системы, обеспечивающей иедопущения срыва жидкой пленки со стенок жалюзи, рассчитываются по формуле

$$w_{ж.с}=K_{ж.с}A,$$

где $K_{ж.с}$ — критерий устойчивости для жалюзийного сепаратора; $K_{ж.с}=0{,}35\div0{,}45$ для горизонтальных пакетов жалюзи; $K_{ж.с}=1{,}0\div1{,}3$ для иаклонных пакетов; $K_{ж.с}=1{,}6\div1{,}8$ — для вертикальных, с учетом, что начальная влажность не более 15 %; A по (18.7) и жалюзиiный сепаратор обеспечивает конечную влажность около 0,01—0,05 %. При этом предельная скорость пара перед горизонтальным жалюзийным сепаратором: для давления 4 МПа — 0,5 м/с, для 16 МПа — 0,1 м/с.

Сопротивление различных внутрибарабанных сепарационных устройств можно рассчитать по формуле

$$\Delta p_{с.у}=\zeta\rho''(w''_{с.у})^2/2, \qquad (19.9)$$

где коэффициент сопротивления отдельных конструкций можно принимать по следующим данным:

для перфорированных листов барабана

$$\zeta_{пер}\approx 0{,}85/\sqrt[3]{F_{отв}/F_{лис}}; \qquad (19.10)$$

для внутрибарабанного циклона $\zeta_{ц}\approx4{,}5$;

для жалюзийного сепаратора $\zeta_{ж.с}\approx8\div12$.

19.4. ПРОМЫВКА ПАРА

В котлах высокого давления (10÷18 МПа) механической сепарации влаги из пара становится недостаточно, ибо пар хорошо растворяет некоторые примеси. Поэтому необходима промывка пара водой для снижения концентрации растворенных в паре примесей. При промывке пара питательной водой влажность его не только не снижается, но даже несколько возрастает, зато содержание примесей в паре снижается не только вследствие перехода в промывочную воду растворенных в паре примесей в соответствии с коэффициентом распределения, но и потому, что котловая вода в паре частично замещается чистой — питательной. Для того, чтобы процесс замещения воды шел более эффективно, необходимо максимальное дробление пузырей пара, что вызовет увеличение контактной поверхности пара с питательной водой.

На рис. 19.9 представлены два варианта барботажа пара через толщу промывочной (питательной) воды. На рис. 19.9,*а* показана компоновка барботажных устройств вообще; над котловой водой в паровом пространстве барабана создан искусственный уровень чистой воды с помощью промывочного щита. Экономайзерная вода создает над промывочным щитом постоянный слой чистой воды, через который пробулькивает пар, проникающий в воду через отверстия, просверленные в листе. Вода переливается через закраины промывочного листа и направляется в водяной объем барабана. Промывочный щит выполняют в виде сплошного перфорированного листа (рис. 19.9,*б*), а также в виде дырчатого листа со сложными многоходовыми корытами (рис. 19.9,*в*).

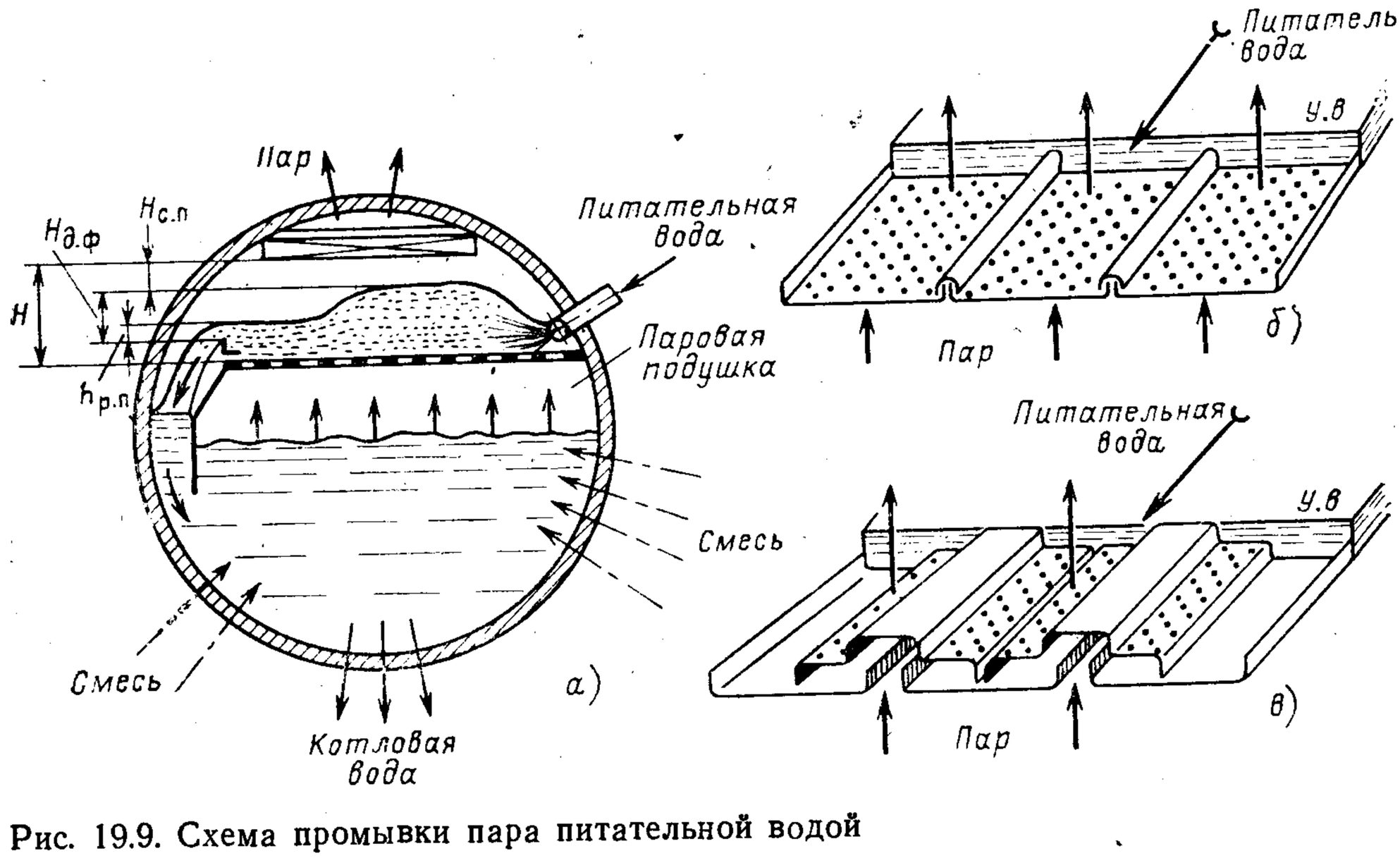


Рис. 19.9. Схема промывки пара питательной водой

Последняя конструкция предпочтительнее, так как создает более длительный контакт пара с промывочной водой и увеличенную суммарную поверхность паровых пузырьков.

Расчет высоты расходного слоя воды над порогом $H_{р.п}$ определяется из расчета водослива в паровом пространстве барабана и производится по формуле

$$H_{р.п} = \sqrt[3]{[Dv'/(\varkappa b)]^2\,[1/(2g)]\,[\rho'/(\rho'-\rho'')]}, \qquad (19.11)$$

где $\varkappa$ — коэффициент расхода водослива, $\varkappa \approx 0{,}42$; b — ширина порога, м.

Важное значение имеет высота двухфазного слоя над порогом, определяемая формулой

$$H_{д.ф} = H_{р.п}/(1-\varphi),$$

где φ — истинное объемное паросодержание, которое можно принять для данного устройства $\approx 0{,}88$.

Над слоем воды, перемешанной с пузырями пара, должен быть слой одного пара $H_{с.п}$ с тем, чтобы препятствовать попаданию влаги в жалюзнйный сепаратор (рис. 19.9). Величина $H_{с.п}$ принимается не менее 100 мм

В некоторых прямоточных котлах, оборудованных промывочно-сепарационной системой, как, например, котел ПК-24, использован другой принцип промывки пара — впрыском питательной воды создается искусственная влажность пара до 2 %, в котором примеси в паре растворяются, а затем удаляются вместе с конденсатом в продувку.

ГЛАВА ДВАДЦАТАЯ

НАДЕЖНОСТЬ И ЭКОНОМИЧНОСТЬ РАБОТЫ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

20.1. ЗАГРЯЗНЕНИЕ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

Надежность и экономичность работы оборудования во многом определяет состояние поверхностей нагрева. Так, наружные загрязнения вызывают недоиспользование теплоты топлива за счет понижения теплоотдачи от дымовых газов. Внутренние отложения на трубках, кроме того, вызывают рост температуры металла, что в свою очередь ведет к налипанию на трубках жидкого шлака. Наблюдаемый при этом чрезмерный нагрев стенок трубок приводит к их разрыву. Кроме того, коррозия поверхностей нагрева вызывает общее и локальное утонение стенки труб, часто ведущее к появлению разрывов, а эрозия (износ) поверхностей дает локальное утонение стенки и резкое снижение рабочего ресурса оборудования.

Наружные загрязнения

Наружными загрязнениями поверхностей нагрева топки являются шлаки, а конвективных поверхностей—летучая зола. По своим физическим свойствам отложения бывают *рыхлыми*, связанными (*плотными*), *липкими* и *сыпучими*. Каждая группа отложений определяется составом минеральной части топлива, процессами, протекающими при высоких температурах, и характером сжигания. Начальные отложения золы твердых топлив на ограждениях топки имеют рыхлый характер и легко удаляются с поверхностей нагрева. Однако через 5—10 ч отложения твердеют, особенно в полувосстановительных средах, превращаясь в связанные плотные, при высокой температуре — стекловидной формы, трудноудаляемые. Поэтому удалять рыхлые отложения шлаков необходимо систематически и своевременно. Липкие отложения образуются обычно при сжигании мазутов, причем сернистые мазуты при сжигании с высокими избытками воздуха дают плотные отложения на трубах перегревателя и воздухоподогревателя.

Процесс шлакования труб в настоящее время представляется в следующем виде. Сфероидальные капли расплавленной минеральной (стекловидной) массы движутся в общем высокотемпературном потоке топочных газов. Если аэродинамика топочной камеры недостаточно совершенна и происходит наброс факела на относительно холодные трубы экранов, то капли золы ударяются в трубы, мгновенно охлаждаются и прилипают к металлической стенке или золовому налету на ней. По мере утолщения слоя шлака на трубе температура наружной поверхности его постепенно возрастает до температуры вязкого, а затем и жидкого состояния минеральной части топлива. При этом шлакование труб протекает особенно интенсивно. При достижении жидкоплавкого состояния шлаковой поверхности дальнейшее налипание золы прекращается и излишки ее стекают вниз в виде жидкого шлака. Если эти трубы конвективного

газохода (фестона, перегревателя), то шлаковые наросты на трубах уменьшают свободные проходы для дымовых газов, газовое сопротивление котла резко возрастает, тяга и паропроизводительность падают.

Летучая зола оседает на трубах конвективных поверхностей таким образом: на частицу золы при ее соприкосновении с трубой действуют две противоположно направленные силы; одна из них — удерживающая — действует за счет взаимного притяжения молекул металла и золы в точке соприкосновения их; другая — отрывная — является равнодействующей сил инерции, гравитации и аэродинамики. Наличие этих противоположно действующих сил способствует оседанию на трубах в основном тонких фракций золы, что объясняется следующими обстоятельствами. Для малых частиц преобладающее влияние оказывает сила притяжения, пропорциональная площади контакта, т. е. квадрату линейных размеров, а для крупных фракций преобладают отрывные силы инерции и массы, пропорциональные уже кубу линейных размеров. Крупные частицы, двигаясь вдоль конвективных поверхностей нагрева, способствуют абразивному износу (эрозии) металла, особенно если минеральная часть топлива имеет соединения повышенной твердости. Такое толкование процесса загрязнения летучей золой подтверждается практикой, когда с угрублением помола пыли, а следовательно, образованием более крупных частиц золы слой загрязнений на конвективных поверхностях заметно уменьшается.

Внутренние загрязнения

Внутренние загрязнения образуются на внутренней поверхности нагрева, при этом, кроме основных процессов: подогрева воды до кипения, парообразования и перегрева пара, происходит при определенных обстоятельствах ряд физических и физико-химических процессов. К ним относятся выделение из воды растворенных газов, кристаллизация находящихся в воде нелетучих примесей при превышении у них концентрации предела насыщения, коррозия металла. Основными источниками внутренних отложений (загрязнений) являются соли жесткости и продукты коррозии.

Известно, что скорость образования железоокисных отложений пропорциональна локальной плотности теплового потока на трубы, а так как накипь имеет низкий коэффициент теплопроводности 0,1—0,2 Вт/(м·К), то даже ничтожный слой ее при высоких q (>450 кВт/м^2) может вызвать аварийный перегрев металла. Тогда на трубах образуются отдулины, которые быстро разрываются по образующей трубы. В силу этого в эксплуатации нельзя допускать образования накоплений отложений на внутренних стенках и своевременно проводить водно-химические промывки, особенно на котлах СКД и паропроизводящем оборудовании АЭС.

20.2. КОРРОЗИЯ

Коррозия является одним из видов разрушения металла поверхностей нагрева паровых котлов. Различают два вида коррозионных процессов: *химические* и *электрохимические*. В первом случае происходит процесс химического взаимодействия металла с окружающей средой, во втором — коррозия является результатом действия гальванических (коррозионных) пар, возникающих на поверхности металла при контакте его с водной средой.

Коррозия металла носит общий и локальный характер. При коррозии общей вся соприкасающаяся с агрессивной средой поверхность нагрева подвергается разъеданию, равномерно утоняясь с внутренней или наружной стороны труб. В случае локальной коррозии разрушение металла происходит на отдельных участках поверхности. Локальная коррозия в котлах может быть язвенной, точечной, межкристаллитной и транскристаллитной. В табл. 20.1 приведены данные по оценке скорости коррозии общей и локальной. При протекании локальной коррозии обо-

Таблица 20.1. **Шкала оценки скорости коррозии**

Характеристика коррозии	Скорость локальной коррозии, мм/год		Скорость общей коррозии, мм/год	
	Среднее давление	Высокое давление	Среднее давление	Высокое давление
Коррозия очень слабая	0—0,05	0—0,05	0—0,02	0—0,02
Коррозия допустимая	0,10—0,15	0,20—0,30	0,04—0,05	0,08—0,10
Коррозия сильная	0,15—0,60	0,30—1,20	0,05—0,20	0,10—0,40

рудование значительно быстрее выходит из строя, чем при общей равномерной коррозии, несмотря на меньшие по абсолютному значению потери металла.

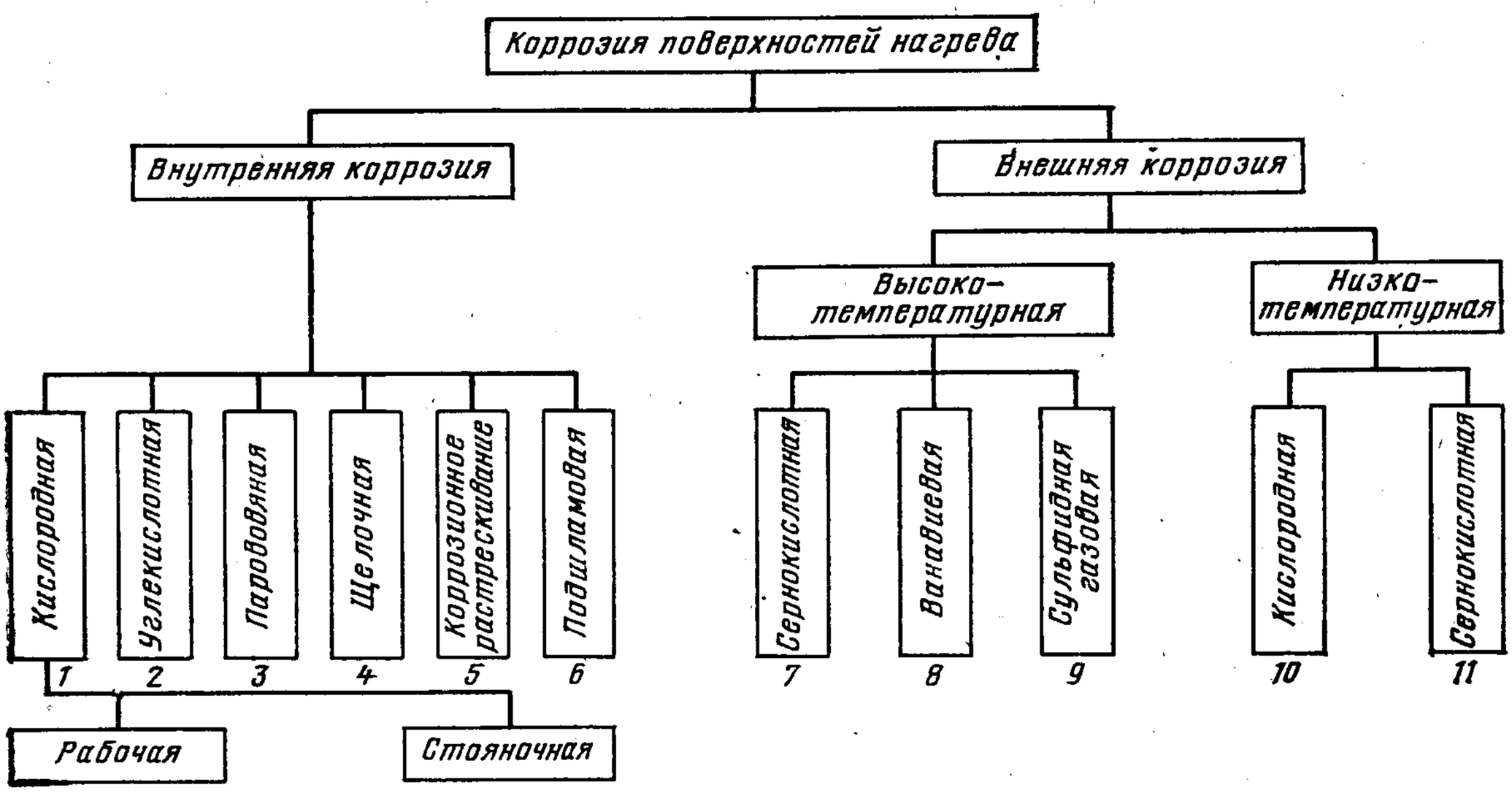


Рис. 20.1. **Систематизация основных видов коррозии поверхностей нагрева котлов**

Коррозии подвержены обе стороны поверхности: *внутренняя* — со стороны рабочей среды (воды, пара, воздуха) и *наружная* — со стороны дымовых газов (теплоносителя). Так как видов коррозии, наблюдаемых в эксплуатации, множество, то в методических целях сделана попытка их систематизации.

Для наглядности можно с некоторыми допущениями основные разновидности коррозии внутренних и внешних поверхностей нагрева представить в виде схемы на рис. 20.1.

Коррозия поверхностей нагрева со стороны рабочей среды

Все виды коррозии на внутренних поверхностях нагрева равноправны, так как разъедают металл, утоняют стенки трубок, коллекторов и барабанов и вызывают их аварийное состояние. Коррозионные явления проявляются группами или раздельно при нарушении водно-химического режима парового котла. По характеру воздействия коррозионной среды различают следующие виды коррозии металла оборудования теплоэнергетических установок, изготовленного из *углеродистой стали*:

кислородная, развивающаяся в нейтральной среде под действием кислорода воздуха;

кислотная — под действием растворов минеральных кислот, используемых при кислотных промывках и регенерации Н-катионитовых фильтров;

углекислотная — под действием растворов угольной кислоты, поступающей из воздуха в виде CO_2 и образующейся при термическом и химическом разложении карбонатов и бикарбонатов;

щелочная (каустическая хрупкость) — под действием щелочных концентратов воды, появляющихся при ее упаривании на поверхностях нагрева;

пароводяная — под действием воды и пара при вялой циркуляции воды — нарушениях гидродинамики экранных труб, перегрева металла;

подшламовая — под действием агрессивных агентов, скапливающихся под слоем шлама, чаще всего в результате глубокого упаривания.

Элементы теплоэнергетического оборудования, изготовленные из *аустенитной стали*, подвергаются коррозионному растрескиванию под действием хлоридов и едкого натра, содержащихся в воде.

Рассмотрим основные разновидности коррозий, отмеченных одинаковыми порядковыми цифрами в тексте и на схеме рис. 20.1.

1. Кислородная коррозия внутренних поверхностей — электрохимический вид коррозии. Протекает интенсивно при наличии в воде определенных концентраций растворенного кислорода. Кислород, как и ионы водорода, вызывает процесс деполяризаций микрогальванических элементов, образующихся на поверхности металла. На поверхности нагрева всегда имеются незначительные неоднородности металла и неравномерность состава отложений, вызывающие появление электрических микро- и макропар, водный раствор служит электролитом. На катоде при этом накапливаются гидроксильные группы (OH^-), т. е. электроны, на аноде в это время металл переходит в раствор. Процесс электрохимической кислородной коррозии внутренних поверхностей нагрева при определенных условиях сопровождается появлением прочной оксидной пленки железа, в основном Fe_3O_4, отлагающейся на металлической стенке.

Процесс коррозии при участии ионов кислорода характеризуется протеканием реакций

$$\left.\begin{array}{l} \text{на аноде } Fe \rightarrow Fe^{2+} + 2e; \\ \text{на катоде } 2e + 1/2O_2 + H_2O \rightarrow 2OH^-; \\ \text{в растворе: а) } Fe^{2+} + 2OH^- \rightarrow Fe(OH)_2; \\ \qquad\qquad \text{б) } 4Fe^{2+}(OH)_2 + O_2 + 2H_2O \rightarrow 4Fe(OH)_3. \end{array}\right\} \qquad (20.1)$$

Скорость коррозии будет снижаться с ростом pH, т. е. щелочности, так как в кислых растворах защитная пленка у стали неустойчива.

Кислородная коррозия может сопровождаться образованием локальных язвин и даже игольчатых точечных углублений в металле, как это видно на рис. 20.2,*б*, где показаны повреждения стенки экономайзерной трубы при малых скоростях содержащей кислород воды, когда происходит расслоение потока на водяную и газовую фазы.

Кислородная коррозия имеет две разновидности: *рабочая* и *стояночная* (см. рис. 20.1), протекающая при стоянке котла, находящегося в холодном резерве или ремонте. Чаще всего стояночной коррозии подвергаются трубы перегревателей и переходных зон прямоточных котлов, где происходит сушка влажного пара и начало

его перегрева. Причиной коррозии является коррозионное воздействие на металл влажного воздуха, а точнее — содержащихся в нем O_2 и CO_2. Повреждения могут иметь общий и локальный характер. Образовавшаяся ржавчина и разрушение оксидной пленки при стоянке в дальнейшем вызывают продолжение коррозии и при работе агрегата.

Ниже перечислены наиболее распространенные методы защиты от стояночной коррозии:

а) сухой метод, заключающийся в полном удалении воды и влаги на время стоянки агрегата;

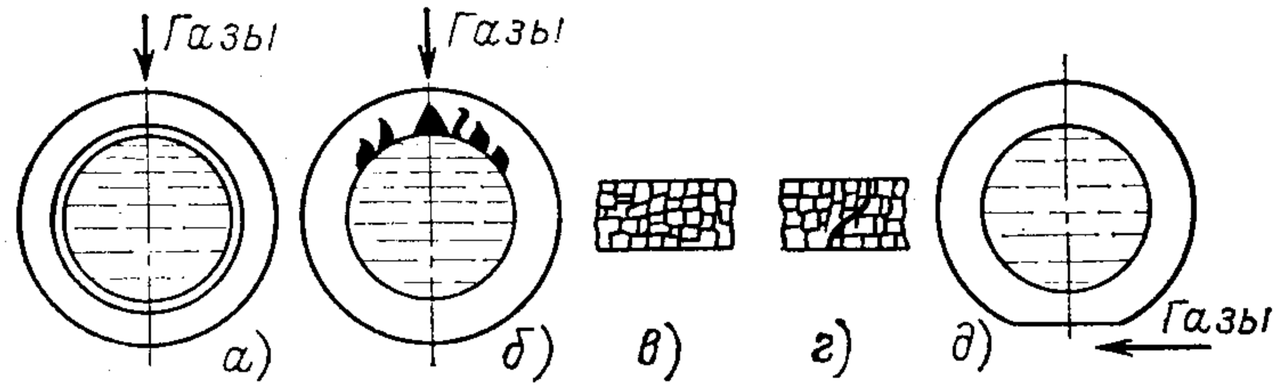


Рис. 20.2. Характер коррозионных повреждений труб:
а — общий равномерный коррозионный нанос внутренней поверхности трубы; *б* — локальные язвенные повреждения трубы; *в* — межкристаллитное коррозионное разрушение металла; *г* — то же — транскристаллитный характер разрушения; *д* — равномерный газовый коррозионный износ трубы снаружи по движению дымовых газов

б) мокрый метод с заполнением консервирующим раствором всего объема котла, как водяного, так и парового;

в) газовый метод, при котором вода дренируется и весь объем заполняется газообразным аммиаком или азотом;

г) метод избыточного давления, когда давление пара или деаэрированной воды во время стоянки поддерживается выше атмосферного, препятствуя проникновению внутрь воздуха, а температура воды в котле превышает 100 °С.

2. Углекислотная коррозия связана с тем, что присутствие в воде углекислоты обусловливает появление в ней ионов водорода и CO_3^{2-} по реакции:

$$CO_2+H_2O\rightleftarrows H_2CO_3\rightleftarrows H^++HCO_3^-\rightleftarrows 2H^++CO_3^{2-}. \qquad (20.2)$$

Ионы водорода способствуют протеканию электрохимической коррозии по следующим реакциям:

$$\left.\begin{array}{l}\text{на аноде } Fe\rightarrow Fe^{2+}+2e;\\ \text{на катоде } 2H^++2e\rightarrow 2H\rightarrow H_2;\\ \text{в растворе } Fe^{2+}+CO_3^{2-}\rightarrow FeCO_3.\end{array}\right\} \qquad (20.3)$$

Таким образом, снижение pH воды при попадании в нее углекислоты способствует разрушению защитной пленки окислов и интенсификации коррозионного разрушения металла.

3. Пароводяная коррозия — пример чисто химической коррозии, когда разрушение поверхности нагрева происходит под действием перегретого пара:

$$3Fe+4H_2O\rightarrow Fe_3O_4+4H_2. \qquad (20.4)$$

Пароводяная коррозия является основным видом коррозии в пароперегревателях и, как правило, носит равномерный характер; образующаяся оксидная пленка предохраняет металл от дальнейшей коррозии.

При нарушениях гидродинамики в парообразующих трубах (расслоение пароводяной смеси, застой циркуляции) в них также наблюдается этот вид коррозии, что является недопустимым. На интенсивность пароводяной коррозии основное влияние оказывают рабочая температура $t_{ст}$ и химический состав металла. Для углеродистой стали скорость пароводяной коррозии до 500 °С невелика, а при дальнейшем росте температуры скорость коррозии резко возрастает. В связи с этим в пароперегревателях при $t_{ст}>500$ °С используются легированные стали, ибо леги-

рующие присадки (особенно молибден, хром и никель) существенно повышают стойкость к ползучести и коррозии металла.

4. Щелочная (каустическая) хрупкость. Этот вид коррозии возникает чаще всего в тех элементах испарительных поверхностей, металл которых испытывает высокие напряжения, близкие к пределу текучести, и находится в контакте с высококонцентрированными растворами агрессивных сред, чаще всего едкого натра NaOH, как правило, образующегося при упаривании в различных щелях, трещинах, других паузах или под слоем шлама. В этих условиях действие агрессивной среды на металл протекает в основном на границах между зернами (кристаллами), связь между которыми ослабляется, металл становится хрупким, развивается межкристаллитная коррозия (рис. 20.2,*в*). Возможно также образование и транскристаллитных трещин (рис. 20.2,*г*). Защита от этого вида коррозионного разрушения заключается в том, чтобы не допускать высоких местных напряжений и исключать возможность образования высоких концентраций едкого натра.

5. Коррозионное растрескивание под напряжением проявляется преимущественно в элементах котла, изготовленных из аустенитных сталей. Развитие ее связано с воздействием на напряженный металл ионов хлора в присутствии O_2 или едкого натра; образующиеся в металле трещины и ответвления от них имеют транскристаллитный характер (рис. 20.2,*г*).

Элементы котла, выполненные из углеродистой стали, могут подвергаться коррозионной усталости. Трещины коррозионной усталости появляются иногда в конструкциях парогенераторов АЭС и внутри верхних барабанов котлов в зоне колебания уровня зеркала испарения (150—250 мм), а также при отсутствии защитных устройств в местах ввода питательной воды из некипящих экономайзеров. Коррозионная усталость может возникнуть в радиационных парообразующих поверхностях прямоточных котлов при пульсации воды, при неустойчивом расслоении пароводяной смеси, когда верхняя образующая трубы охлаждается то водой, то паром. Частая теплосмена в металлической стенке приводит к накоплению циклических тепловых напряжений в стенке, что приводит к появлению трещин, имеющих транскристаллитный характер.

6. Подшламовая коррозия. Этот вид локальной коррозии развивается в виде раковин под слоем шлама Fe_3O_4. Причиной является агрессивное воздействие на сталь оксидов трехвалентного железа и меди, скапливающихся на поверхности. Первая стадия ее—*электрохимическая*, связанная с функционированием гальванической пары. В этой паре поверхность трубы, покрытая слоем FeO_3 и $Fe(OH)_3$, является коррозионным элементом — катодом. Анодом являются участки поверхности металла с поврежденной защитной пленкой, именно эти участки подвергаются разрушениям. Вторая стадия — *химическая*. Протекание коррозии характеризуется взаимодействием молекул воды с перегретым металлом из-за ухудшения теплопередачи под нарастающим слоем Fe_3O_4. Процесс описывается реакцией

$$3Fe+4H_2O\rightarrow Fe_3O_4+4H_2. \qquad (20.5)$$

Кроме того, наличие высоких концентраций хлор-иона или NaOH, способных образовываться при глубоком упаривании под слоем шлама, способствует разрушению защитной пленки, стимулирует появление для аустенитных сталей коррозионного растрескивания под напряжением.

Коррозия поверхностей нагрева со стороны дымовых газов

Коррозия поверхностей нагрева со стороны дымовых газов есть процесс разрушения металла в результате взаимодействия с продуктами сгорания, агрессивными газами, растворами и расплавами минеральных соединений. Различают *высокотемпературную* и *низкотемпературную коррозии*, которым подвергаются различные элементы агрегата при соответствующих уровнях температур.

Высокотемпературная коррозия (см. схему на рис. 20.1) имеет место при воздействии высокотемпературных продуктов сгорания на металл поверхностей, в результате на них образуется окисная пленка (*окалина*). С ростом температуры процесс окалинообразования усиливается; максимального значения высокотемпературная коррозия достигает при наличии сернистых соединений в дымовых газах.

При температуре стенки металла 500—600 °С сульфаты щелочных металлов, имеющиеся в продуктах сгорания и полученные за счет серы в рабочем топливе, находятся в расплавленном состоянии и, реагируя с металлом, разрушают его. Поэтому наличие в дымовых газах указанных соединений ограничивает допустимую рабочую температуру металла.

7. Сернокислотная высокотемпературная коррозия. Это один из видов высокотемпературной коррозии. При контакте высокотемпературных газов с горячими металлическими поверхностями образуется SO_3 за счет доокисления SO_2 при наличии локальных избытков кислорода. Предполагается, что окислы железа и нагретый металл змеевиков перегревателя являются катализатором окисления SO_2 в SO_3. Установлено, что подобное каталитическое воздействие оказывают и отложения золы при температуре около 600 °С. Далее, определенную интенсифицирующую роль в высокотемпературной коррозии играют сульфиты, которые разрушают пленку окалины. Сульфиты образуются частично за счет соединения окислов серы со щелочными компонентами золы. Серный ангидрид и сульфат железа разрушают защитную пленку в первую очередь на наиболее горячих выходных трубах перегревателя, неохлаждаемых подвесках.

8. Ванадиевая коррозия. При сжигании мазутов, содержащих ванадий, при температуре металла выше 600—620 °С практически все стали подвергаются этому виду коррозии. При горении мазута содержащийся в его золе ванадий окисляется, образуя трех- и пятиокись ванадия, которые в виде паров движутся с дымовыми газами. Коррозионно-активной является пятиокись ванадия V_2O_5. На поверхности труб перегревателя при $t_{ст} > 610$ °С соединения ванадия с Na образуют жидкую пленку, которая разрушает стали всех классов. Коррозионный процесс усиливается при наличии в продуктах сгорания окислов серы. Скорость ванадиевой коррозии снижается при *дорировании* в мазут щелочных присадок. Наиболее эффективным методом предупреждения ванадиевой коррозии является работа труб перегревателя в температурном режиме $t_{ст} < 600$ °С.

Опасная температура может возникать в неохлаждаемых паром деталях перегревателей (подвесках, опорах, гребенках), а иногда и в стенках змеевиков, где ванадиевая коррозия появлялась до сих пор в первую очередь. Механизм высокотемпературной ванадиевой коррозии и недостаточно изучен. В данный момент он представляется таким: при $t_{ст} > 600$ °С защитная окисная пленка растворяется окислами ванадия, а при более низкой $t_{ст}$ — и кислыми сульфатами. При этом пятиокись ванадия выполняет роль катализатора — отдает свой кислород и восстанавливается до четырехокиси V_2O_4, которая затем как неустойчивое соединение окисляется кислородом до V_2O_5.

9. Сульфидная или газовая коррозия. Для полноты картины следует сказать об одном виде высокотемпературной коррозии в котлах, именно о сульфидной коррозии экранных труб агрегатов высокого и сверхкритического давлений при температуре металла около 400 °С, которую называют также *газовой коррозией.* На котлах среднего и низкого давлений температура стенки экранов, определяемая температурой кипения воды, ниже, и поэтому этот вид разрушения металла не наблюдается. Сущность сульфидной коррозии заключается в том, что при неполном сжигании топлива, сопровождающемся образованием CO, H_2S, H_2 и серы, в некоторых случаях наблюдается интенсивная коррозия экранных труб в восстановительной атмосфере, которая распространяется от горелок до верха топки. Характер разрушений напоминает по внешнему виду абразивный износ золой (рис. 20.2,*д*).

Основным коррозионно-активным компонентом среди указанных выше продуктов неполного горения является сероводород H_2S. Даже при незначительных объемных концентрациях H_2S у поверхности (0,04—0,07%) скорость коррозии металла увеличивается примерно в 10 раз. Первичным продуктом реакции H_2S с металлом труб является сульфид железа FeS, который переходит в сульфаты железа и отслаивается от стенки.

На поврежденных трубах экранов обнаруживался в большом количестве сульфид железа. При этом наблюдается межкристаллитное разрушение наружных зерен металла аварийной трубы (рис. 20.2,*в*), вызванное действием сероводорода и, возможно, элементарной серы, образовавшихся в восстановительной среде вблизи экрана. При достаточном избытке воздуха в топке как сероводород, так и сера отсутствуют.

Для иллюстрации агрессивного действия сероводорода на рис. 20.3 представлена зависимость скорости коррозии под действием H_2S и SO_2 от температуры металла. Повреждения труб, когда в окалине обнаруживается FeS, названы *сульфидной коррозией*, которая протекает только в восстановительной атмосфере. Поэтому при компоновке горелок и организации аэродинамики топки следует стремиться к тому, чтобы в пристенных областях топочные газы содержали избыточный воздух.

Низкотемпературная коррозия (см. схему на рис. 20.1) возможна при сжигании любых органических топлив и ею поражаются конвективные поверхности нагрева котла. Эта коррозия по своей природе может быть *кислородной* и *сернокислотной.*

10. Кислородная низкотемпературная коррозия возникает при конденсации водяных паров, содержащихся в продуктах сгорания. Такая коррозия наблюдается в местах, где температура наружной поверхности стенки $t_{ст}$ становится ниже температуры точки росы $t_р$, т. е. температуры, при которой ($t_к$) происходит конденсация водяных паров. При этом на поверхности нагрева образуется жидкая пленка воды, служащая электролитом, через которую легко проникает кислород, способствующий протеканию электрохимической коррозии.

Для бессернистого топлива $t_к$ определяется по парциальному давлению водяных паров p_{H_2O} в продуктах сгорания. Температура конденсации растет с ростом влажности топлива и содержания водорода. Так, для АШ $t_к \approx 27 \div 30$ °С, бурых углей — 45—55 °С, мазута — 44—45 °С и природного газа — 54—55 °С.

11. Сернокислотная низкотемпературная коррозия. Положение резко меняется при присутствии серы в топливе. При сжигании любых сернистых топлив точка росы в дымовых газах повышается в несколько раз. Это объясняется тем, что часть серы топлива при горении и транспортировке дымовых газов превращается в серный ангидрид SO_3, который, соединяясь с водяными парами, образует пары серной

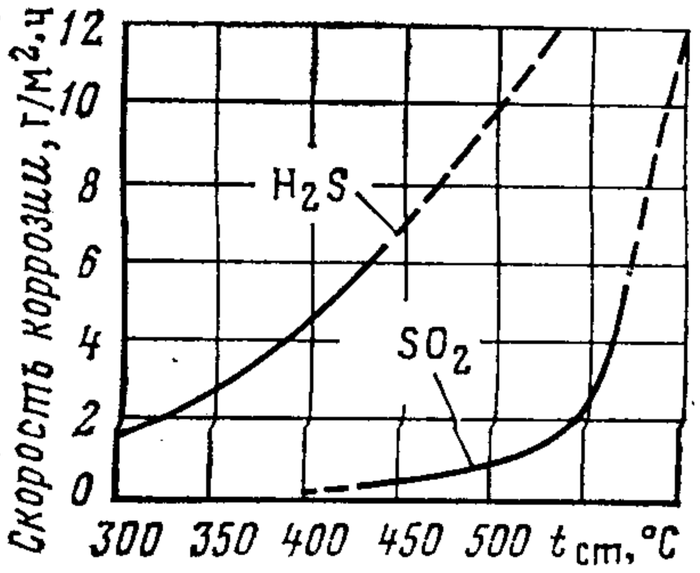
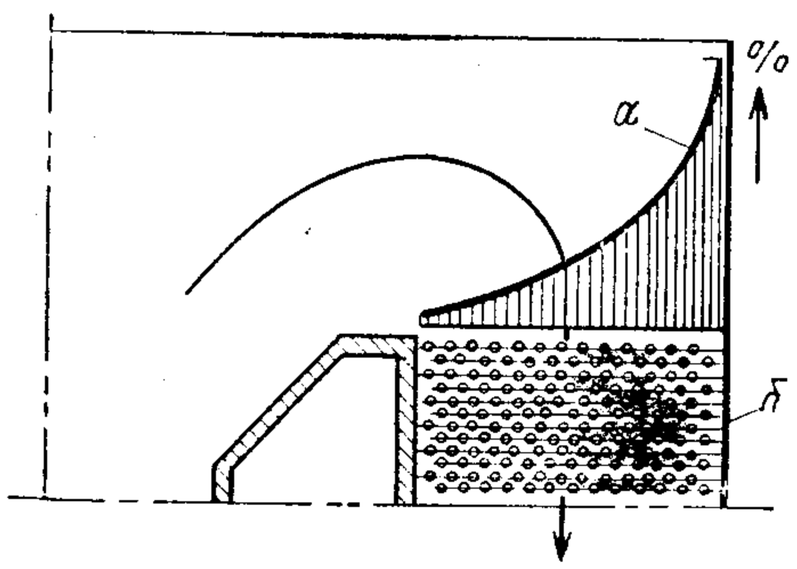


Рис. 20.3. Скорость коррозии нелегированных сталей, вызванная H_2S и SO_2 в зависимости от температуры металла



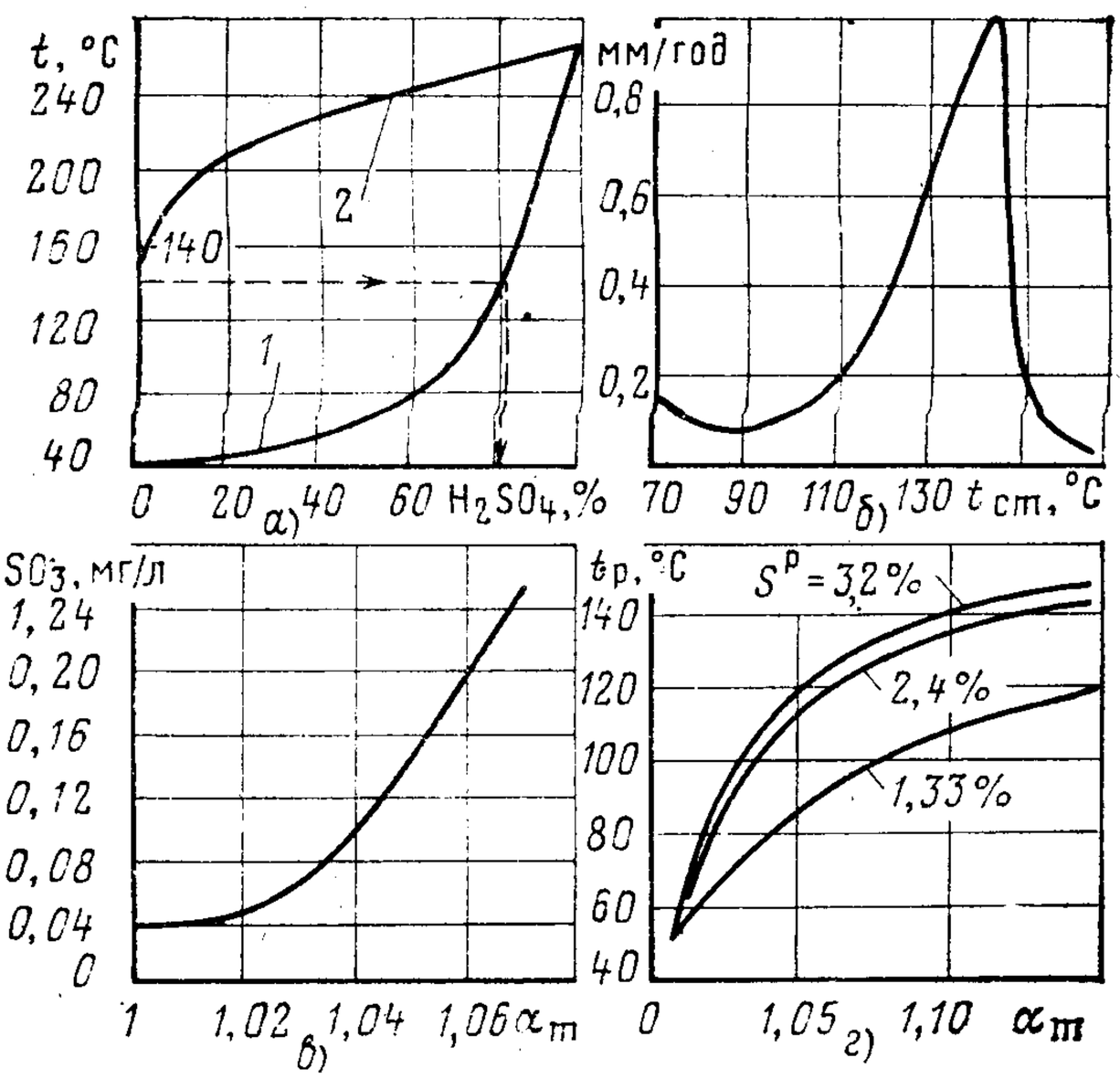


Рис. 20.4. Диаграммы к низкотемпературной коррозии

Рис. 20.5. Относительное распределение по массе крупных фракций летучей золы и твердого недожога топлива после поворотной камеры при П-образной компоновке котла

кислоты, имеющей температуру точки росы, достигающую 140—160 °С. На поверхностях нагрева раствор серной кислоты конденсируется, в результате чего начинается электрохимическая сернокислотная коррозия.

Сказанное иллюстрируется на рис. 20.4,*а* диаграммой фазового равновесия растворов $H_2SO_4 - H_2O$ при постоянном давлении $p_{SO_3}+p_{H_2O}=865$ кПа. Нижняя ветвь *1* есть линия кипения, которая показывает зависимость между концентрацией H_2SO_4 в жидкой фазе и температурой кипения, а верхняя — *2* есть линия конденсации, дающая аналогичную зависимость между $t_к$ и концентрацией H_2SO_4 в паровой фазе. Точки, в которых кривые *1* и *2* сходятся, соответствуют: нижняя — чистой воде, а верхняя — концентрированной серной кислоте (98,3 %). Из диаграммы видно, что даже незначительное содержание H_2SO_4, незаметное на диаграмме по своей малости, резко повышает температуру конденсации (точку росы) по сравнению с точкой росы чистой H_2O (140 вместо 40 °С), которую можно обозначить как $t_р^{H_2O}$.

Процессу выпадения росы на холодных поверхностях соответствуют изотермы конденсации, одна из которых нанесена на рис. 20.4,*а* и показывает, что при самом незначительном содержании H_2SO_4 в паровой фазе образующийся конденсат имеет высокую концентрацию кислоты в пленке.

Температура точки росы дымовых газов зависит от температуры точки росы влаги в газах $p_р^{H_2O}$ при их парциальном давлении и приведенного содержания серы в рабочем топливе $S^р_{пр}$ и равна $t_р = t_р^{H_2O} + \Delta t_р$ где $\Delta t_р$ зависит от приведенных содержаний золы и серы в рабочем топливе и может быть найдена по формуле ВТИ

$$\Delta t_р = 125 \sqrt[3]{S^р_{пр}} \cdot 1{,}05^{a_{ун} A^р_{пр}}. \qquad (20.6)$$

Экономически допустимой скоростью сернокислотной коррозии считается 0,2 мм/год, что соответствует температуре стенки

$$t_{ст}=\vartheta_1-t_{ср}/2, \qquad (20.7)$$

где ϑ_1 — температура дымовых газов, °С; $t_{ср}$ — температура рабочей среды (воды, воздуха), °С.

ВТИ на натурных образцах стали выявлена зависимость скорости сернокислотной коррозии при сжигании сернистых подмосковных бурых углей от температуры стенки (рис. 20.4,*б*). Наибольшая скорость коррозии протекала при $t_{ст}$, близкой к 140 °С. Снижение $t_{ст}$ ниже $t_р$ привело к сильному снижению скорости коррозии; при 85 °С имеется минимум, при котором скорость коррозии меньше 0,1 мм в год. Дальнейшее снижение температуры приводит к росту скорости коррозии. Очевидно, в данном случае для снижения скорости этой коррозии необходимо предусматривать возможность поддержания температуры стенки труб в интервале от 80 до 110 °С.

Зависимость скорости коррозии от температуры стенки определяется влиянием двух факторов: самой температуры и концентрации кислоты в пленке. Справа от точки минимума (85 °С) кривая скорости коррозии идет вверх по экспоненциальному закону, слева от точки минимума отклонение вверх кривой скорости коррозии объясняется низкой областью концентрации кислоты (меньше 56%).

Кроме конструктивных, возможно применение и эксплуатационно-режимных мер по ослаблению низкотемпературной коррозии. Основной и наиболее эффективной мерой для снижения сернокислотной коррозии является доведение до возможного минимума, с точки зрения полного выжига горючих, коэффициента избытка воздуха в зоне активного горения. Об этом говорят данные, приведенные на графиках рис. 20.4,*в* и *г*. Так, на рис. 20.4,*в* представлена зависимость образования SO_3 в функции $\alpha_т$ — чем ниже избытки воздуха, тем меньше образуется сернистого ангидрида, а следовательно, тем меньше будет образовываться серной кислоты и меньше масштаб коррозии. Из рис. 20.4,*г* также видно, что чем ниже $\alpha_т$, тем ниже температура точки росы системы H_2SO_4—H_2O, а следовательно, менее интенсивна коррозия и выше экономичность котла, так как в этом случае можно эксплуатировать котел с пониженной температурой уходящих газов. Пониженные $\alpha_т$ решают еще одну задачу — снижают содержание токсичных окислов азота NO_x, что важно для оздоровления биосферы. Однако следует иметь в виду большие трудности поддержания низких избытков воздуха в топке, порядка 1,01—1,03, и обеспечения при этом полного сгорания топлива.

Эксплуатационно-профилактическим мероприятием, способствующим уменьшению загрязнения поверхностей нагрева и коррозии при сжигании высокосернистых мазутов, является применение присадок для связывания коррозионных агентов, содержащихся в мазуте или появляющихся в процессе горения, и образование соединений, неагрессивных и не дающих отложений. Присадки могут применяться в твердом (например, каустический магнезит MgO), жидком (на углеводородной основе) и газообразном (аммиак) состояниях. В СССР зарекомендовали себя жидкие присадки, вводимые в количестве до 2 кг на 1 т мазута (0,2%) по массе перед подачей его в топку.

20.3. ЭРОЗИЯ

Эрозия, или механический износ, поверхностей нагрева происходит от удара о металл трубок золовых и не сгоревших частиц твердого топлива, летящих с газами. В результате таких бесконечно повторяющихся

ударов уменьшается прочность трубки, следствием чего может наступить разрыв. Особенно заметен износ при $w_г > 8$ м/с и $A^{пр} > 10\%$. Наибольшему износу подвергаются места труб с углом атаки 40—45°, если считать от оси набегающего потока (см. рис. 2.1).

Износ труб $\delta_{изн}$, мм, за время работы τ оценивают по эмпирической формуле

$$\delta_{изн} = w_г^3 \tau \mu_{ср} a z m, \qquad (20.8)$$

где a — коэффициент абразивности, мм·с³/(г·ч), среднее его значение равно $14 \cdot 10^{-9}$; z — коэффициент, учитывающий вероятность ударов и пропорциональный средней концентрации; m — коэффициент, учитывающий сопротивляемость металла износу, равный 1 для углеродистых труб и 0,7 — для легированных; $\mu_{ср}$ — средняя концентрация частиц в потоке, г/м³, определяется по формуле

$$\mu_{ср} = \frac{A^р a_{ун}}{(100 - Г_{ун}) V_г} \cdot \frac{273}{\vartheta_г + 273}. \qquad (20.9)$$

Итак, износ пропорционален скорости потока в 3-й степени, подсчитанной по узкому проходу между трубками, и пропорционален концентрации частиц. При П-образной компоновке котлов максимальная концентрация крупных, т. е. наиболее эрозионных частиц, наблюдается у задней стены конвективного газохода, где максимальны скорость дымовых газов, особенно вблизи поворота газов (рис. 20.5,*а*) и износ змеевиков в зоне б. Змеевики, наиболее подверженные эрозии, на входе газов в пакет защищаются прутками (см. рис. 2.1), накладными уголками или полутрубными скорлупами.

Эрозия существенно зависит от абразивности золы. Наиболее агрессивным в этом отношении элементом является кремнезем SiO_2, количество которого, например, в золе экибастузского каменного угля достигает 60%. Для экибастузских углей принимаются дополнительные меры по снижению износа летучей золой трубок конвективных поверхностей. Так, используют коридорную компоновку пучков, при которой эрозионный износ меньше, скорость газов принимают не более 7 м/с.

20.4. ОЧИСТКА ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА ОТ НАРУЖНЫХ ЗАГРЯЗНЕНИЙ

Ниже рассмотрены наиболее распространенные или перспективные способы удаления шлаковых и золовых отложений с поверхностей нагрева.

Паровая (воздушная) обдувка

Паровая (или воздушная) обдувка — один из наиболее распространенных и освоенных в эксплуатации методов очистки наружной поверхности труб. Конструирование и производство обдувочной аппаратуры освоено заводом «Ильмарине» (г. Таллин).

На рис. 20.6 показан стационарный паровой обдувочный аппарат для очистки конвективного перегревателя с коридорным пучком труб, работающим при температуре газов до 700—750 °С. Для обдувки используется насыщенный, а чаще перегретый пар с параметрами 250—400 °С при давлении 2—3 МПа. Жаропрочная обдувочная труба с двух противоположных сторон по окружности имеет сопла с шагом S_1, через которые обдувочный пар попадает в междурядье и при поворотах трубы на 360° удаляет осевшую на трубах летучую зону в радиусе до 1 м.

Обдувочным агентом может быть и сжатый в компрессоре до того же давления воздух. Частота обдувки примерно 1 раз в смену длительностью не меньше 1 мин производится дистационно-автоматически в последовательном порядке по ходу газов.

В последнее время при обдувке перегревателей, ширм и топочных настенных экранов все большее предпочтение отдается выдвижным ударным аппаратам (рис. 20.7).

При включении со щита электродвигателя *5* приводится в движение шпиндель *3* с сопловой головкой *4*. Когда сопловая головка достигает топки в указанном положе-

нии, особый выступ на шпинделе перемещает рычажной механизм *8*, под действием которого открывается клапан *2*, и в аппарат подается пар или сжатый воздух. После обеспечения сопловой головкой заданной частоты вращения автоматика возвращает головку в начальное положение и одновременно включает очередной аппарат; при работе аппарата на щите мигает соответствующая сигнальная лампочка. Радиус эффективного действия паровых струй при давлении до 3 МПа около 3 м для рыхлых

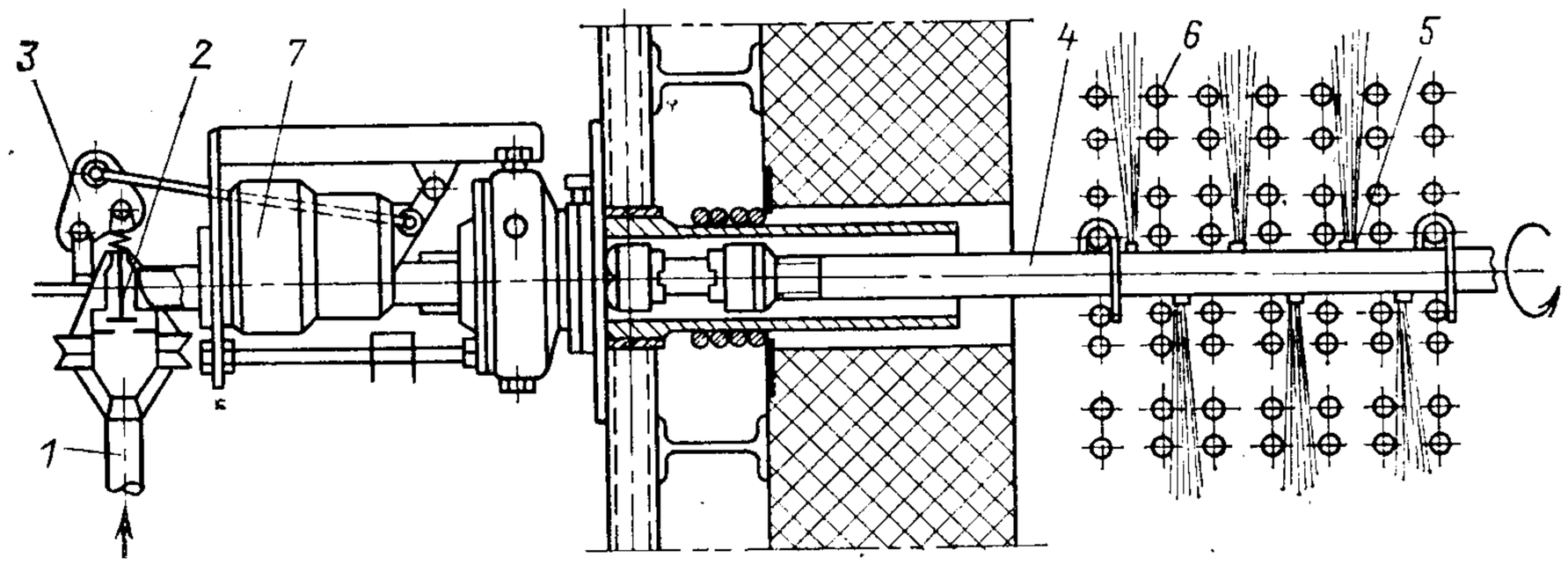


Рис. 20.6. Паровой обдувочный прибор ОПК-7 конвективного перегревателя:
1 — подача пара; *2* — клапан; *3* — механизм управления клапаном; *4* — обдувочная труба из жаропрочной стали; *5* — сопло; *6* — трубка перегревателя; *7* — электрический днигатель

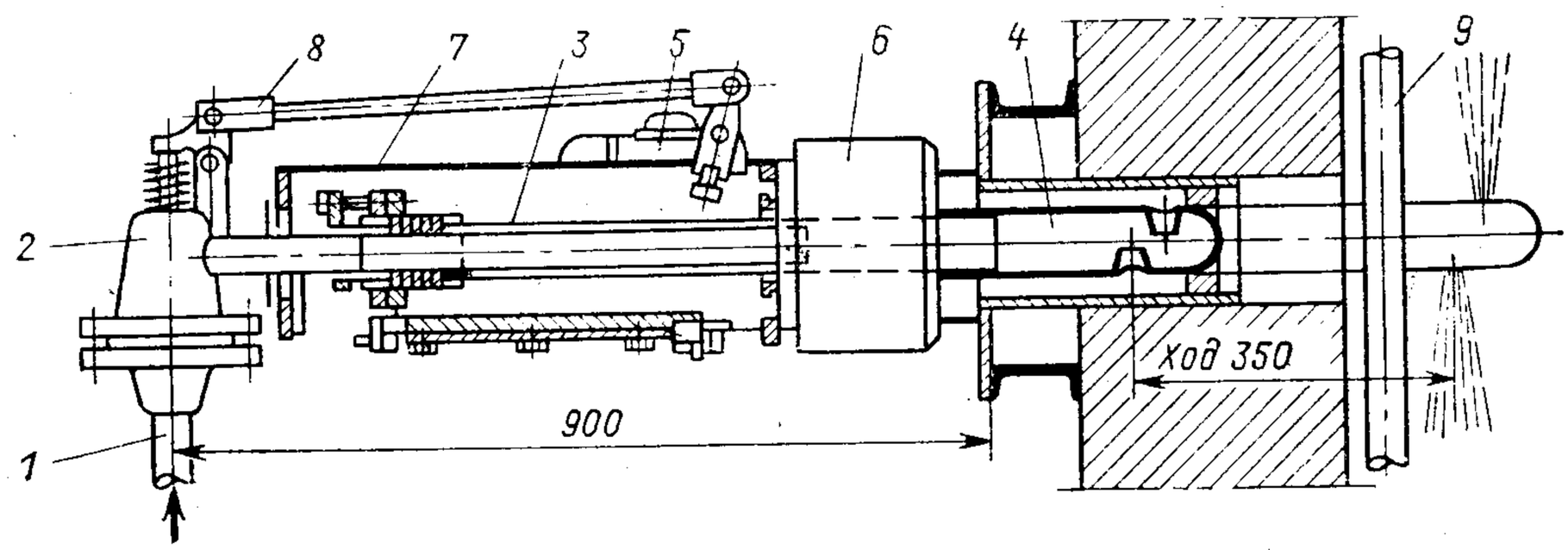


Рис. 20.7. Маловыдвижной обдувочный аппарат типа ОМ-0,35:
1 — подвод пара; *2* — клапан; *3*—шпиндель; *4*—обдувочная головка с двумя соплами Лаваля диаметром 20 мм; *5* — электродвигатель; *6* — редуктор; *7* — корпус; *8* — рычажный механизм привода клапана; *9* — экранная труба

отложений и около 1,5 м для связанных; у воздушных при том же давлении дальнобойность меньше. Частота обдувок зависит от местных условий ТЭС и составляет 1—3 раза в сутки, длительность — 30 с. Установленный режим обдувки, контроль ее качества и поддержание обдувочных устройств в рабочем состоянии должны строго соблюдаться, так как накопившиеся большие шлаковые отложения никакие аппараты удалить не смогут.

Заводы изготавливают и разнообразные модификации глубоковыдвижных аппаратов той же конструкции и на тех же обдувочных агентах, что и у маловыдвижного типа. Обдувка может осуществляться на протяжении всей длины хода головки (8—16 м) или только в определенных точках по глубине, например непосредственно у панелей отдельных ширм. На котлах такие обдувочные аппараты устанавливают в большом количестве (рис. 20.8).

Эффект обдувки повышается при изменении (уменьшении) угла атаки струи. На рис. 20.9 показаны аппараты, в которых использован такой метод. Аппарат ОМ-0,35 (рис. 20.9,*а*) имеет нулевой угол атаки обдувочной струи α, при этом максимальный динамический напор возникает в месте встречи струи с поверхностью шлака и резко уменьшается по длине струи. Равномерность эпюры динамического напора струи достигается при использовании аппарата ОГР-Э завода «Ильмарине» при $\alpha>0$ (рис. 20.9,*б*). В настоящее время аппарат рекомеидуется для котлов производительностью свыше 420 т/ч.

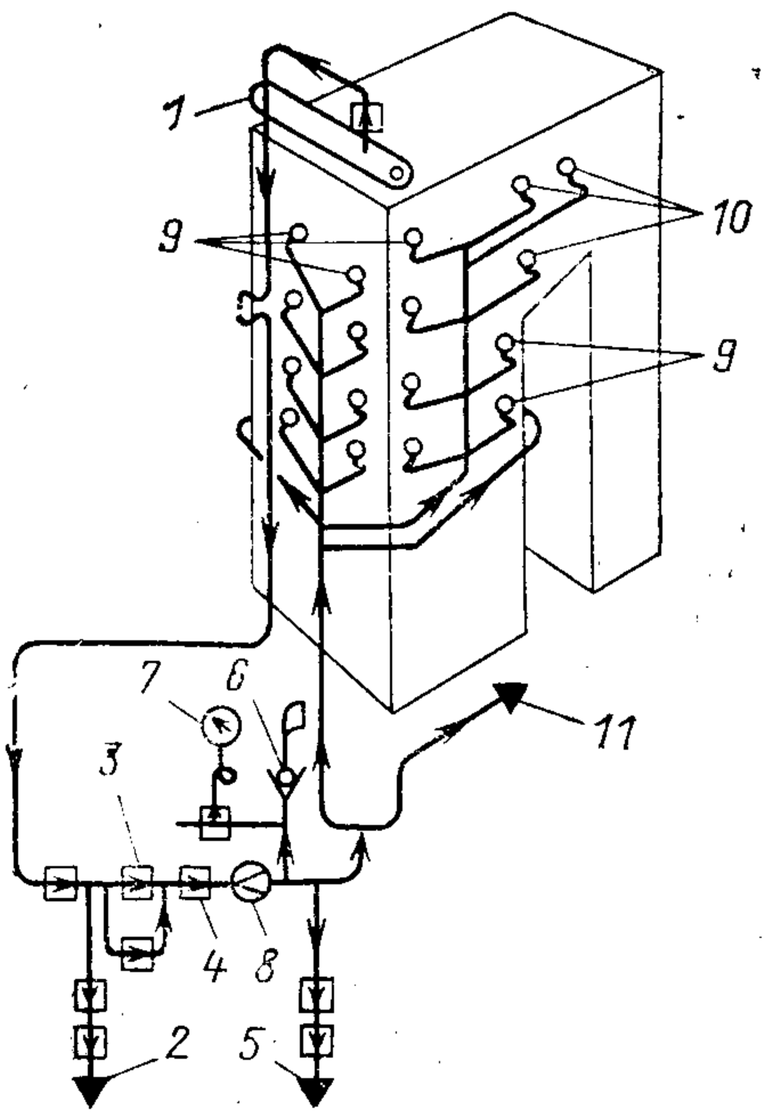


Рис. 20.8. Схема размещения у пылеугольного котла 220 т/ч, 10 МПа паровых обдувочных аппаратов и коммуникации паропроводов к ним:

1 — барабан; *2* — дренаж паровой линии высокого давления; *3* — главный запорный вентиль; *4* — редукционный клапан; *5* — дренаж линии редуцирования пара; *6* — предохранительный клапан; *7* — манометр; *8* — паромер; *9*—маловыдвижной обдувочный аппарат ОМ-0,35; *10* — глубоковыдвижной обдувочный аппарат типа ОГ для обдувки панелей перегревателн; *11* — подача пара на дробеочистку

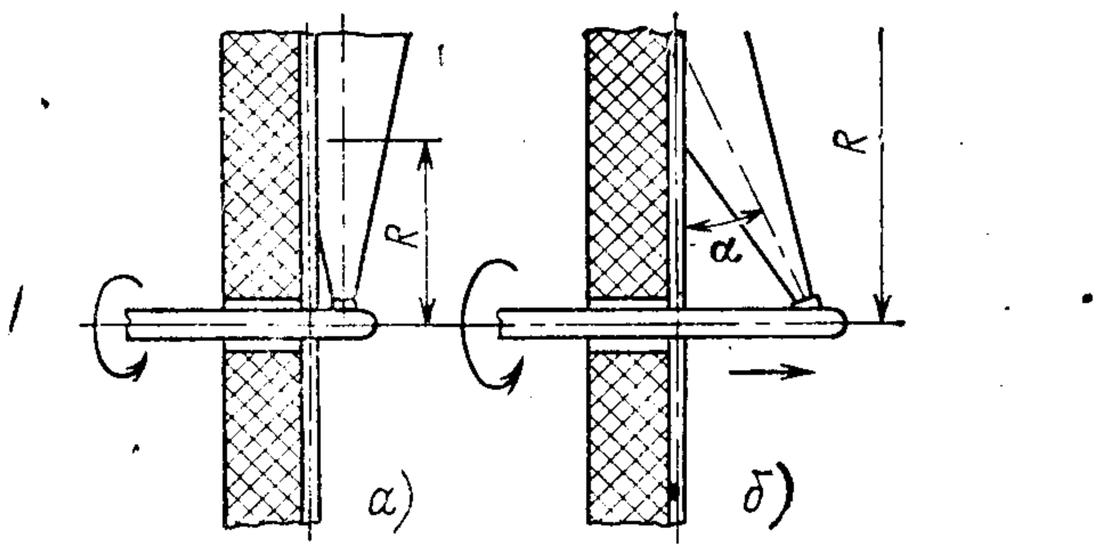


Рис. 20.9. Средства интенсификации паровой (воздушной) обдувки

Обмывка водой

Использование более плотной для обдувки рабочей среды, т. е. обмывка водой, положительно сказывается на удалении отложений. Аппарат в виде сопла Лаваля (рис. 20.10) работает на горячей или перегретой воде: питательной, котловой, продувочной, отличается большой дальнобойностью (6 м и больше). Аппарат можно устаиавливать неподвижно между экранными трубами, а обдувочную струю направлять через всю топочную камеру на противоположную стену, например, на ширмы, фестон, перегреватель. Расстояние сопла до обдуваемой поверхности по соображениям износа не должно быть меньше 2 м. Длительность обдувки обычно около 15 с, частота 1—2 раза в смену.

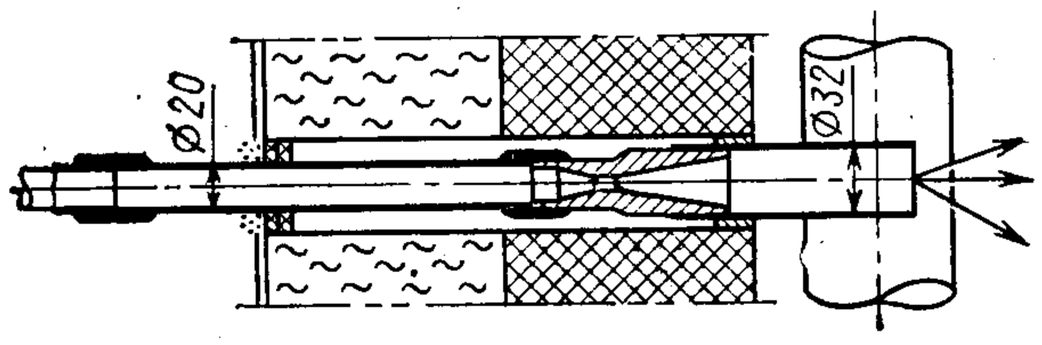


Рис. 20.10. Аппарат для водяной обмывки

Рекомендуется применение комбинированной пароводяной обдувки, при которой рыхлые отложения сдуваются паровой обдувкой с малыми периодами между циклами ($\tau \approx 2 \div 3$ ч), а связанные плотные — с большим межпромывочным периодом ($\tau \geqslant 24$ ч) — водяной обмывкой аппаратами ОГ.

Расшлаковку топки иногда осуществляют вручную длинными металлическими штангами, а чаще всего — струей холодной технической воды. Однако при этом необходимо обращать особое внимание на то, чтобы струя не ударяла сосредоточенно в экранные трубы, иначе можно вызвать нарушение циркуляции воды в них и разрушающие термические напряжения в стенках труб.

Импульсная обдувка

При сжигании мазутов, особенно сернистых, на поверхностях нагрева РВП образуются отложения, которые не могут быть удалены паровой или воздушной обдувками, а так как основная часть отложений, образующихся на пластинах, легко растворяется в воде, то наиболее действенным способом очистки оказалась обмывка водой.

В самое последнее время для очистки регенеративных воздушных подогревателей котлов мощностью 500 МВт и выше намечено применять импульсную или термоволновую обдувку (рис. 20.11). При этом методе в обдувочных зонах располагают установки с импульсным горением природного газа. Горение организуется в камерах пульсирующего горения (КПГ) или в импульсных камерах (ИК), в которых при организации периодического горения газовоздушных смесей с последующим исте-

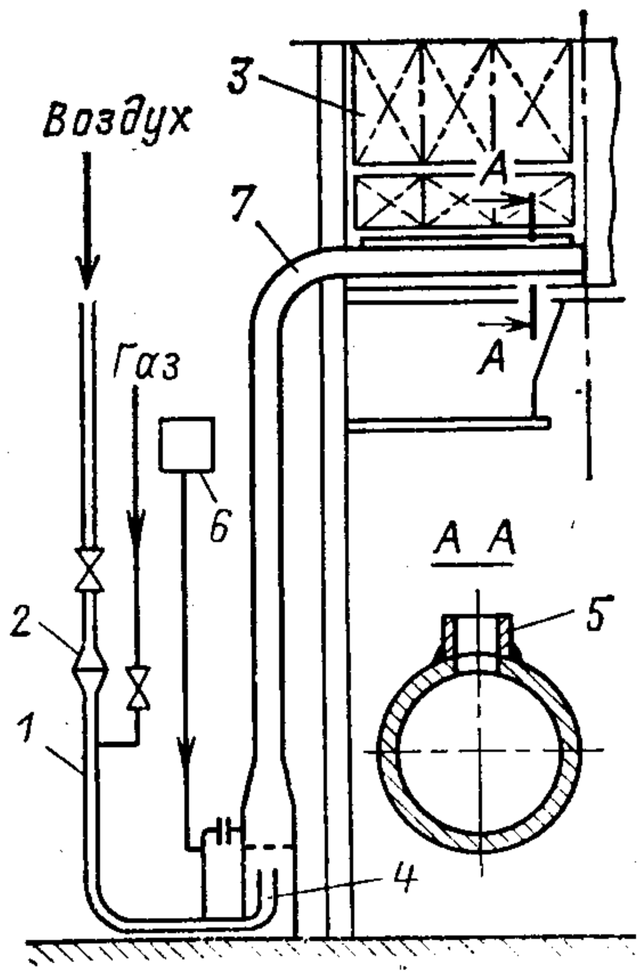


Рис. 20.11. Схема импульсной камеры (ИК) для обдувки РВП:

1 — смеситель; *2* — глушитель; *3* — пакеты РВП; *4* — форкамера; *5* — щель для выброса продуктов сгорания; *6* — зажигание; *7* — удариая труба

чением продуктов сгорания на объекты очистки генерируются мощные акустические и ударные волны. Воздух на горение подается от дутьевых вентиляторов, расход природиого газа 15—30 м³/ч, периодичность включения в работу при частоте импульсов 0,5—0,1 Гц (через 2—5 с) от 1 до 3 раз в сутки и длительность работы 15—60 мин.

Так как импульсная обдувка не в состоянии удалить старые нашлакования, то применяется комплексная обдувка: свежие рыхлые отложения удаляют мягкодействующими методами (импульсно-акустическими, обмывкой и т. п.) при нескольких включениях аппаратов в сутки, а ударную паровую (*пушечную*) обдувку при давлении пара 4—5 МПа используют из соображений недопустимости абразивного износа 1 раз в 2—4 сут продолжительностью до 30 с.

Дробеочистка

Конвективные поверхности нагрева, в которых продукты сгорания движутся сверху вниз, в настоящее время очищают с применением дробеочистки. Сущность дробеочистки заключается в том, что на поверхности нагрева конвективной шахты при П-образной компоновке агрегата разбрасывается сверху стальная дробь со средним диаметром 4—5 мм. Дробь, ударяясь последовательно о трубы, сбивает с них золовые отложения. При нижнем повороте потока дымовых газов после всех поверхностей нагрева дробь собирается в свой бункер и питателем подается в подъемный дробепровод на дальнейшее использование. Транспортирующей вверх средой для дроби является воздух.

На рис. 20.12 представлена система, широко распространенная на отечественных энергетических котлах. Система пневмотранспорта дроби приводится в действие паровым эжектором, работающим на отборном паре турбины давлением 0,14—0,15 МПа и при температуре 280—325 °С; расход воздуха на один дробепровод 1200—1300 кг/ч. Здесь реализуются две особенности: *система работает под разрежением*, и разброс дроби осуществляется при ее свободном падении после циклонного дробеуловителя.

Работа системы понятна из схемы. Емкость бункера дроби 1500 кг, начальная скорость воздуха в дробепроводе 40—50 м/с. По ходу среды воздух прогревается от горячей дроби, в связи с чем скорость его повышается примерно на половину, и во избежание большой эрозии диаметр дробепровода 3 ступенями увеличивают.

Разбрасыватели дроби в системе работают так: дробь ударяется о полусферическую поверхность разбрасывателя и отскакивает от нее, верхнее кольцо отбивает обратно периферийные дробинки, не давая им вылетать в топку. Все элементы системы, расположенные в области дымовых газов, снабжаются двойными стенками и охлаждаются водой или паром.

На рис. 20.13 показана система дробеочистки, отличающаяся двумя особенностями: во-первых, *система работает под давлением*, создаваемым работающим на сжатом воздухе инжектором, и, во-вторых, разброс дроби осуществляется пневморазбрасывателем *3*, работающим на перегретом паре 300 °С при давлении 0,5 МПа.

Напорная система имеет гидравлическое сопротивление в 3 раза выше за счет большей плотности сжатого воздуха по сравнению с системой под разрежением и низкого КПД инжектора. Однако устройство ее более компактно и не требует особого охлаждения, а распределение дробинок более равномерно.

Системы дробеочистки включаются в работу 1—2 раза в смену продолжительностью 20—30 мин.

Регенеративные воздухоподогреватели очищают обычно паровой обдувкой во время работы и обмывкой — при стоянке подогревателя. Дробеочистку здесь не применяют, так как дробь застревает в узких щелях между пластинами.

Расход дроби определяется по формуле

$$G_{др}=g_{др}F_г/n\tau, \qquad (20.10)$$

где $G_{др}$ — расход дроби через дробепровод, кг/с; $g_{др}$ — удельный расход дроби на 1 м² сечения газохода за период очистки, принимается 150—250 кг/м²; $F_г$ — сечение газохода конвективной шахты в плане, м²; n — число дробепроводов (пневмолиний). Принимается, что одна пневмолиния обслуживает два разбрасывателя, каждый из которых обеспечивает сечение по газоходу, равное от 2,5×2,5 до 3×3 м; τ — длительность очистки, с.

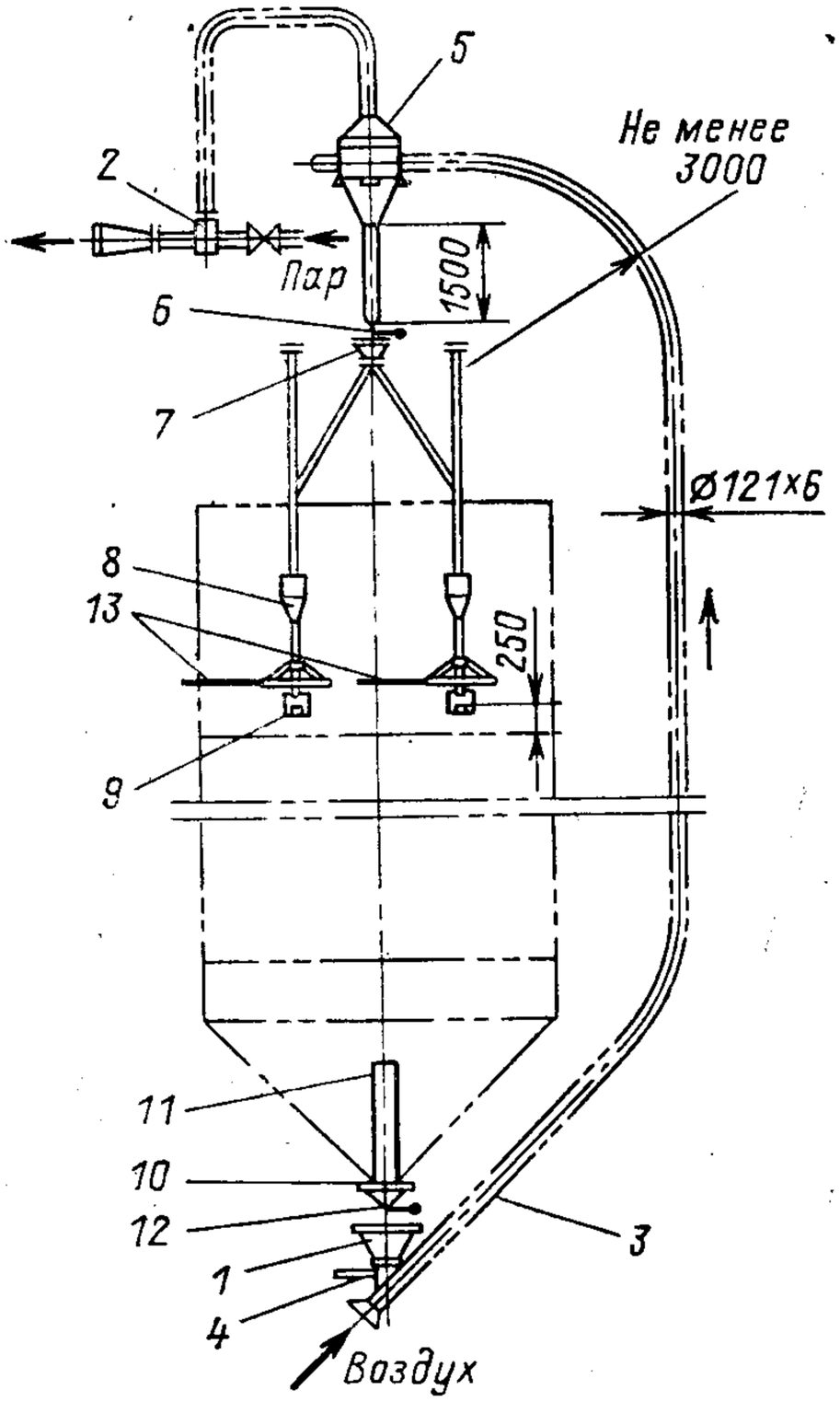


Рис. 20.12. Схема дробеочистки под разрежением:

1 — бункер для хранения дробн; *2* — эжектор на паре или иа воздухе; *3* — дробепровод; *4* — питатель дроби; *5* — циклонный дробеулонитель; *6* — мигалка коническая; *7* — промежуточный бункер с сеткой; *8* — замедлитель дробн; *9* — разбрасыватель дроби полусферической формы с отбойным кольцом; *10* — сепаратор дроби; *11* — труба для провеивания дроби; *12* — мигалка плоскаи; *13* — подвод и отвод охлаждающей воды

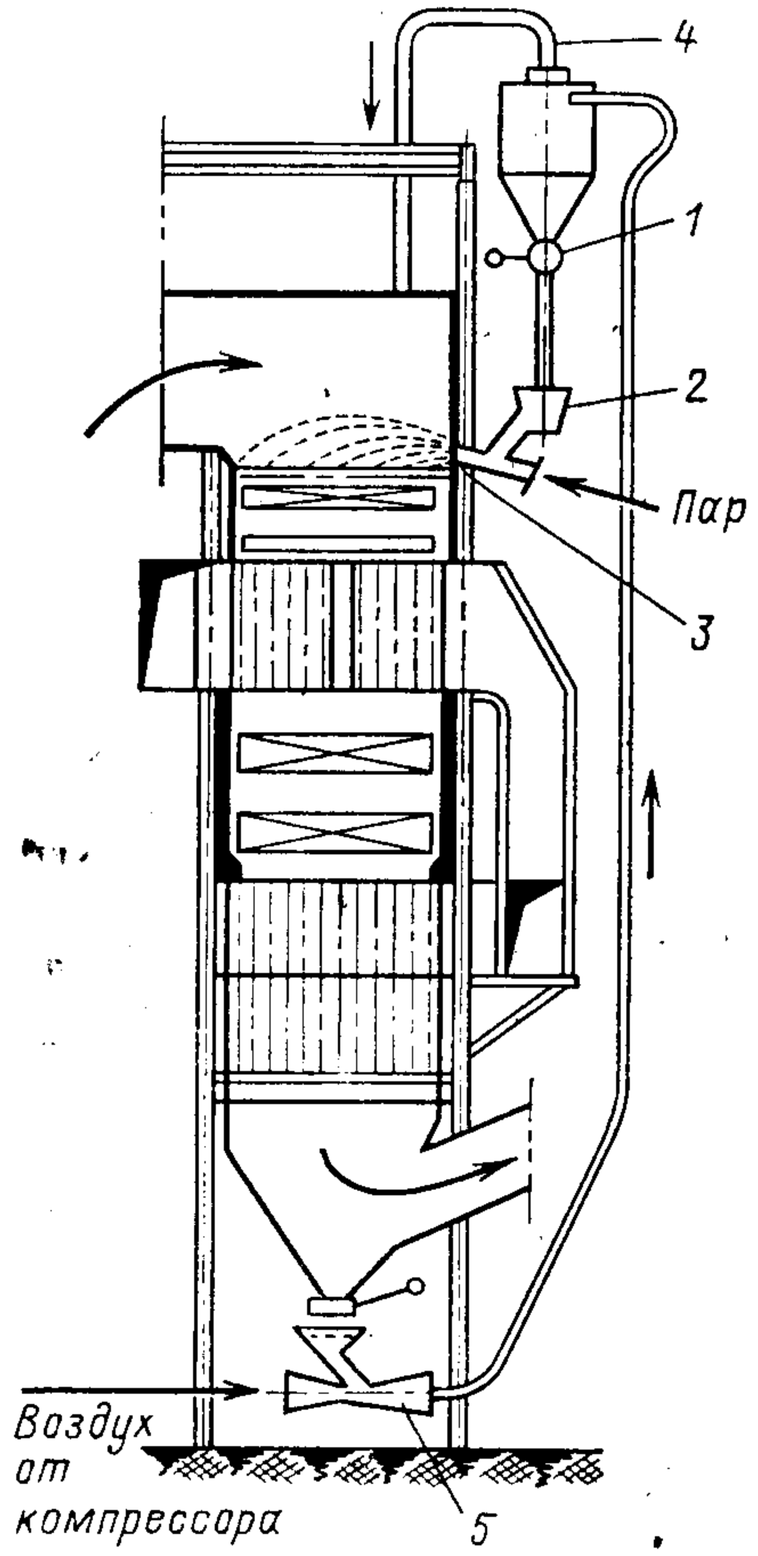


Рис. 20.13. Схема дробеочистки под давлением:

1 — мигалка коническая; *2* — тарельчатый питатель дроби; *3* — пневматический разбрызгиватель дробн, расположенный на задней стенке конвективного газохода; *4* — сброс в газоход отработаниого в аппарате воздуха; *5* — инжектор

Расход воздуха $G_в$, кг/с, находят по формуле

$$G_в=\frac{\pi d_{вн}^2}{4}\rho_н w_н, \qquad (20.11)$$

где $d_{вн}$ — внутренний диаметр трубы на начальном участке дробепровода, м $\rho_н$ — плотность воздуха на начальном участке, кг/м³; $w_н$ — скорость воздуха на начальном участке, рекомендуемая 40 м/с.

Концентрация дроби, кг/кг, колеблется в пределах от 2,5 до 3,5 и рассчитывается по формуле

$$\mu = G_{др}/G_{в}. \qquad (20.12)$$

Виброочистка

Вибрационный метод очистки труб от отложений золы не является универсальным средством, таким, например, как паровая обдувка. Виброочистка применяется главным образом при очистке пароперегревателей и особенное распространение получила при очистке ширмовых поверхностей (рис. 20.14). Неплотные отложения золы легко осыпаются при частых и небольших вибрациях труб, вызванных работой специальных вибраторов.

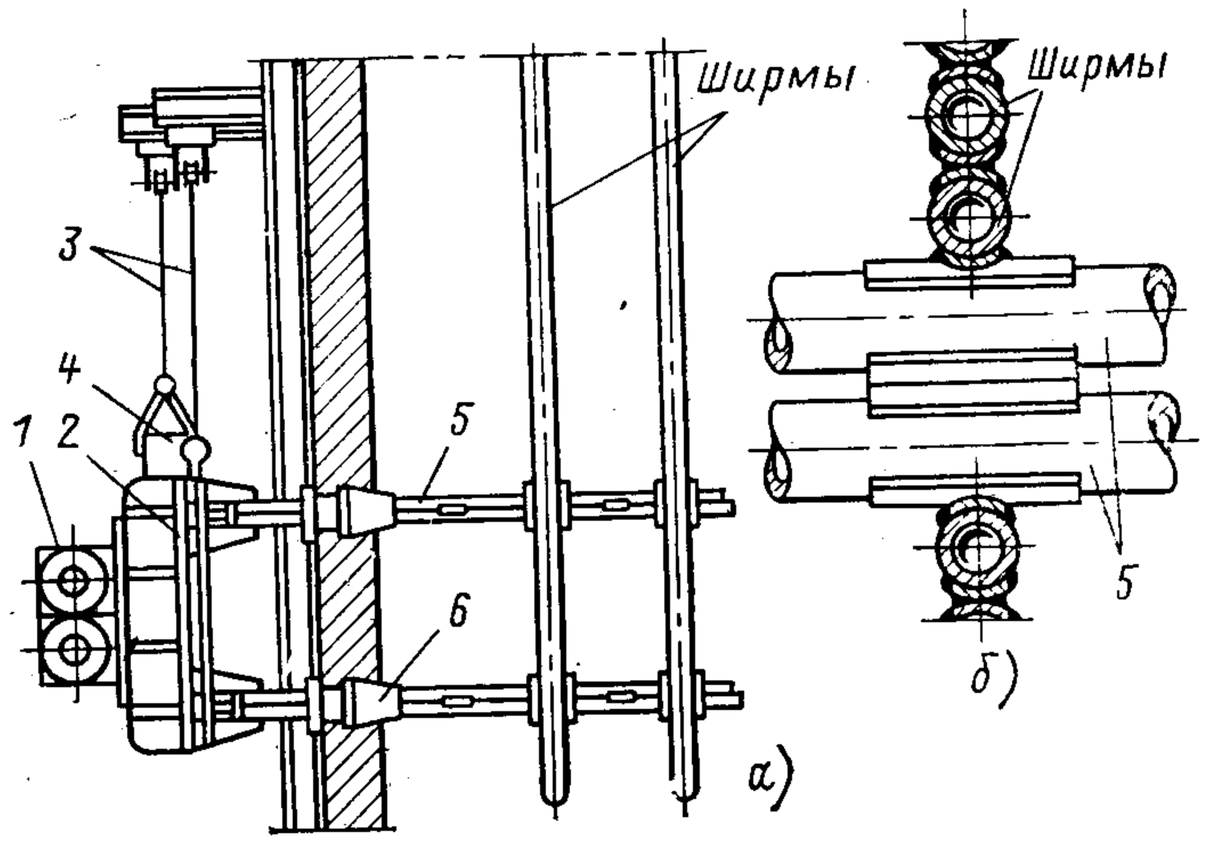


Рис. 20.14. Вибрационное устройство очистки ширмового перегревателя:
а — боковой вид; *б* — вид сверху; *1* — вибратор; *2* — плита; *3* — трос; *4* — противовес; *5* — виброштанги; *6* — уплотнение места прохода штанги через обмуровку

Вибраторы бывают электромагнитные, обеспечивающие одно колебание в секунду с амплитудой 0,3—0,4 мм, и электромеханические, представляющие электродвигатель с искусственным небалансом на валу. Вибратор (рис. 20.14) передает колебания штангам, связанным жестко с ширмами, при перемещениях которых сбрасывается приставшая к трубам летучая зола и шлаки. Штанги *5* выполнены из двух толстостенных труб из того же металла, что и основные трубки, — они пустотелы и для постоянного охлаждения включены в паровой тракт перегревателя. Для того, чтобы вибрации не передавались на каркас котла, генератор вибраций *1* подвешен на тросе *3* с противовесом *4*. Очистка длится недолго, всего 15—20 с, и проводится 1—4 раза в смену в зависимости от степени загрязнения. В принципе виброочистка может применяться для очистки любых трубчатых поверхностей нагрева, включая экраны топки и воздухоподогреватель.

20.5. ОЧИСТКА ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА ОТ ВНУТРИТРУБНЫХ ОБРАЗОВАНИЙ

В процессе производства и монтажа котлов в пароводяном тракте накапливаются различные загрязнения: производственная окалина, продукты атмосферной коррозии металла, сварочный грат, песок, масла и т. п. При эксплуатации на поверхностях нагрева образуются отложения продуктов коррозии конструкционных материалов и др.

Перед пуском котла в работу после монтажа требуется очистка внутренних поверхностей пароводяного тракта котла от всех загрязнений, накопившихся во время заводского изготовления и монтажа. Эта очистка осуществляется в три этапа: продувка паром от постороннего источника, промывка чистой водой, а главное — предпусковая химическая очистка. По требованиям ПТЭ очистке подвергаются все вводимые в эксплуатацию котлы давлением 10 МПа и выше. Котлы

на меньшее давление перед первой растопкой подвергаются только щелочению.

Удаление возникших во время эксплуатации отложений труднорастворимых веществ с поверхности металла осуществляется эксплуатационными химическими очистками оборудования. Химические очистки проводят на остановленном оборудовании. Легкорастворимые отложения, которые во время эксплуатации накапливаются в определенных зонах прямоточных котлов, частично смываются при пусках и остановах.

Длительность периода между очистками зависит от условий эксплуатации оборудования, в основном от соблюдения водного режима. Величина отложений на обогреваемых трубах и интенсивность теплового потока определяют необходимость проведения эксплуатационной химической очистки. На АЭС с водоохлаждаемыми реакторами отложения продуктов коррозии на поверхностях первого контура *радиоактивны.* Поэтому очередные очистки проводятся на АЭС с учетом не только массы накопившихся отложений, но и радиоактивного излучения, которое они дают.

В эксплуатации межпромывочный период работы котла определяется как время, необходимое для формирования на чистой внутренней поверхности труб отложений, вызывающих увеличение рабочей температуры металла до предельно допустимого значения. Обычно рабочий период колеблется от полугода до 2 лет и более. До сих пор сроки проведения химической очистки труб определялись путем периодической вырезки образцов труб в местах ожидаемых максимальных отложений либо по показаниям температурных вставок. В настоящее время созданы отраслевые нормы по оценке продолжительности межпромывочного периода еще на стадии проектирования агрегата.

Периодически водно-химические очистки состоят из следующих операций: предварительного щелочения, промывки кислотой с ингибитором (замедлителем) коррозии и пассивации. Между очередными операциями производят водные промывки поверхностей нагрева. Перед водно-химической очисткой производится внутренняя механическая очистка до-

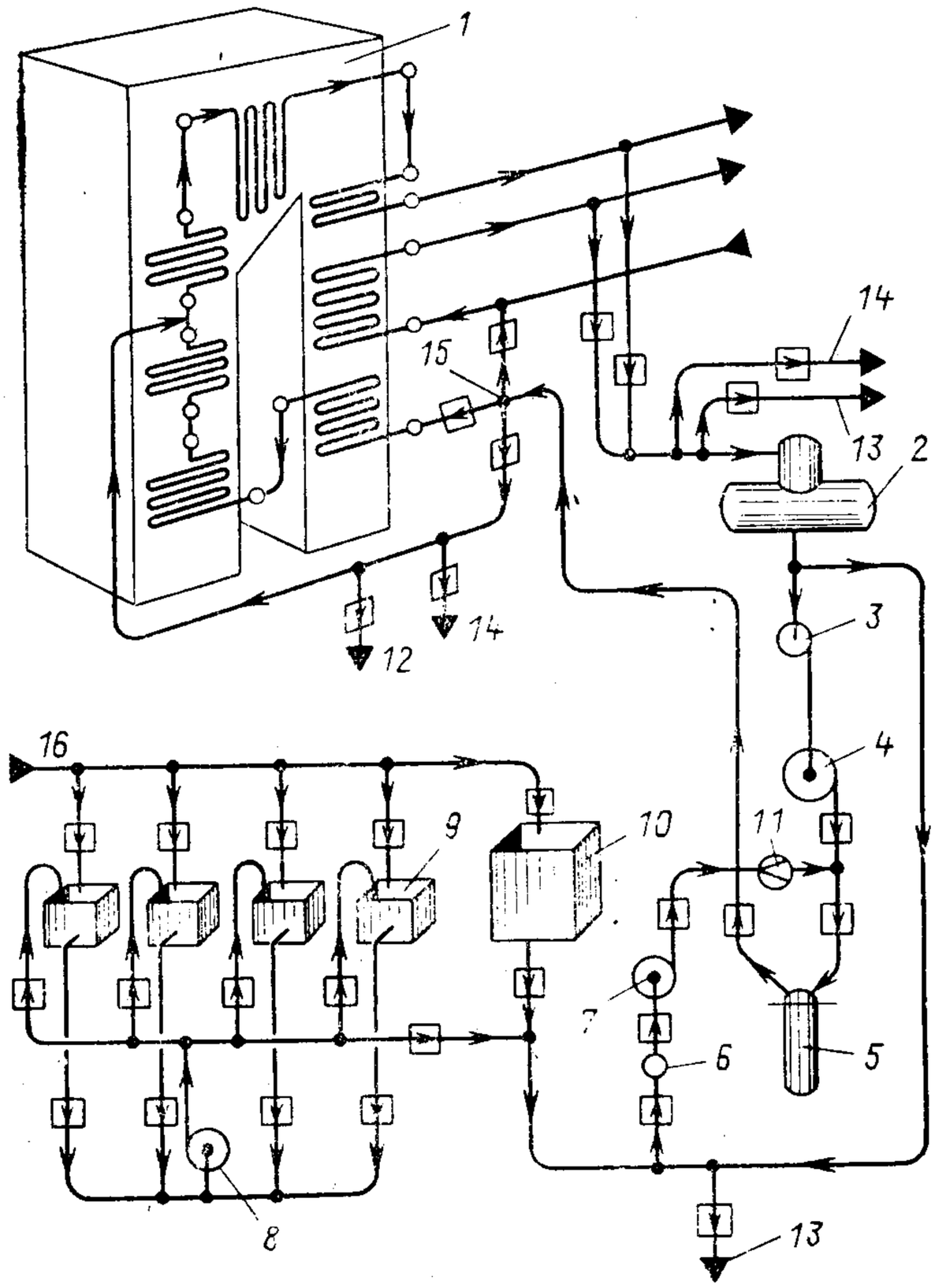


Рис. 20.15. Схема поочередной водно-химической очистки поверхностей нагрева котла СКД:

1 — котел; *2* — деаэратор; *3* — предвключенный (бустерный) пнтательный насос; *4* — основной питательный насос; *5* — подогреватель высокого давления; *6* — фильтр; *7* — насос для химнческой, промывки; *8* — насос перекачки растворов; *9* — бачки для разведения отдельных кислот и щелочей; *10* — бак запасного конденсата; *11* — расходомер; *12* — сброс загрязненной промывочной воды; *13* — дренаж; *14* — линия отбора проб воды; *15* — распределительный узел; *16* — подача обессоленной воды

ступных мест барабанов и коллекторов с последующей промывкой водой трубопроводов.

Во время монтажа основной пароводяной схемы котла монтируется и схема промывочного устройства, которая используется вначале для предпусковой химической промывки, а затем — в эксплуатации для периодических кислотных промывок.

Промывочная схема (рис. 20.15) должна обеспечивать большую скорость (до 2,5 м/с) прокачки воды и моющих средств с повышенной температурой. Подогрев воды и растворов при промывке обычно производили в деаэраторе *2* и подогревателях высокого давления паром от соседнего котла. Загрязненную промывочную воду и отработанные моющие средства сбрасывают в особый бассейн *12* для отстаивания и нейтрализации.

Отдельные группы поверхностей нагрева промываются поочередно. Так, из рис. 20.15 видно, что воду и растворы можно направлять в три группы поверхностей нагрева: НРЧ, СРЧ и ВРЧ с выходной частью первичного перегревателя или в промперегреватель (см. узел *15*). Растворы готовятся в отдельных бачках *9* на обессоленной воде *16*. Насос *8* ускоряет циркуляцию и перемешивание растворов в бачках; готовый раствор подается промывочным насосом *7* через расходомер *11*, подогреватель *5* и распределительный узел *15* в очищаемые поверхности нагрева, откуда через деаэратор *2* и фильтр *6* возвращается к промывочному насосу *7*.

Процесс щелочения обычно длится 12 ч при подогреве раствора до 90—100 °С и давлеиии в котле 2—2,5 МПа. В процессе щелочения осуществляется очистка поверхности от жиров, масел и загрязнений, слабо сцепленных со стенкой. Перед щелочением необходимо отсоединить от промывочной схемы все элементы котла, выполненные из аустенитной стали, так как под действием щелочей эта сталь быстро разрушается.

В настоящее время применяются методы кислотной промывки. Элементы прямоточных котлов, изготовленных из углеродистых сталей, могут промываться растворами соляной кислоты, способиой растворять сложные отложения. Железоокисные отложения с поверхностей любых сталей удаляются растворами композиций комплексона (трилона Б) с лимонной и другими кислотами. Отложения силикатов чаще всего смываются растворами соляной кислоты, содержащими фтористый натрий.

Заключительным этапом химической очистки является пассивация, т. е. создание условий, затрудняющих протекание анодных процессов. В результате пассивации предотвращается протекание атмосферной коррозии в период между химической очисткой и пуском оборудования в эксплуатацию. Наиболее эффективны два метода пассивации. Первый метод заключается в том, что через промытое кислотой оборудование в течение примерно 6 ч прокачивают 1 %-ный раствор нитрита натрия с добавкой аммиака до pH=10 или алюминия при 40—50 °С. При втором методе прокачивают 0,05 %-ный раствор гидразина с добавкой аммиака до pH=10 при температуре 120—150 °С.

Пассивация заключается в образовании на поверхности нагрева очень тонкого слоя окислов металла, который препятствует дальнейшему непосредственному соприкосновению металла с кислородом воздуха, что предотвращает коррозию. Оксидную пленку на металле можно создать также обработкой его поверхности раствором трилона Б. Так как оксидная пленка сохраняется в течение ограниченного времени, котел должен быть растоплен до окончания срока действия пассивации, ибо при длительном простое его после пассивации возникает интенсивная стояночная коррозия очищенных поверхностей (см. схему на рис. 20.1).

Обслуживающий персонал водно-химической промывочной установки должен быть обеспечен надлежащими защитными средствамии профилактики против вредного воздействия щелочей и кислот на организм человека.

РАЗДЕЛ VII

АВТОМАТИЗАЦИЯ РАБОТЫ ПАРОВЫХ КОТЛОВ

ГЛАВА ДВАДЦАТЬ ПЕРВАЯ

РЕГУЛИРОВАНИЕ ПЕРЕГРЕВА ПАРА

21.1. ТЕМПЕРАТУРА ПЕРЕГРЕТОГО ПАРА И ЕЕ ИЗМЕНЕНИЕ ПРИ РАБОТЕ КОТЛА

При изменении нагрузки агрегата и отсутствии регулирующих устройств изменяется и температура перегретого пара. Если при номинальной нагрузке паровой котел выдает пар с заданной температурой перегрева, то при снижении нагрузки температура пара на выходе из котла, как правило, снижается на 20—30 °С и больше. Задача регулирования перегрева пара заключается в поддержании его температуры согласно требованиям Правил технической эксплуатации электростанций в пределах +5, —10 °С для котлов высокого и сверхкритического давления. Отсюда очевидна необходимость применения регулирующих устройств для всех энергетических котлов.

Радиационные и конвективные поверхности пароперегревателя при изменении нагрузки проявляют себя по-разному. Рост нагрузки вызывает увеличение количества сожженного топлива и продуктов сгорания, а как следствие — повышение скорости газов в конвективных газоходах, что ведет к повышению коэффициента теплопередачи, значит, и росту перегрева пара в конвективной части перегревателя (рис. 21.1). При повышении нагрузки происходит снижение радиационного перегрева из-за увеличения расхода пара при квазипостоянной лучистой теплопередаче, зависящей от эффективной температуры факела, а следовательно, от теплоты сгорания топлива, принимаемой постоянной.

Обычно суммарная кривая зависимости приращения $\Delta i_{пе}$ от нагрузки имеет слегка возрастающий характер. Задача регулирования — поддержание заданной выходной температуры перегретого пара в достаточно широком интервале нагрузок 30—100% для газомазутных агрегатов и 50—100% для пылеугольных. Зависимость температуры перегретого пара от нагрузки котла называют регулировочной характеристикой.

На температуру перегрева пара при эксплуатации котла также влияют изменения температуры питательной воды, значения избытка воздуха в топке, шлакования топочных экранов, продувки, влажности топлива и др.

При понижении температуры питательной воды в барабанном котле потребуется больше теплоты выделить в топке (т. е. сжечь больше топлива) на дополнительный нагрев воды, чтобы выдать тот же расход количества пара, а это вызовет увеличение количества топочных газов, рост их скорости в конвективных газоходах и увеличение теплоотдачи в перегревателе и рост температуры пара. В прямоточном паровом котле снижение температуры питательной воды ведет к уменьшению тем-

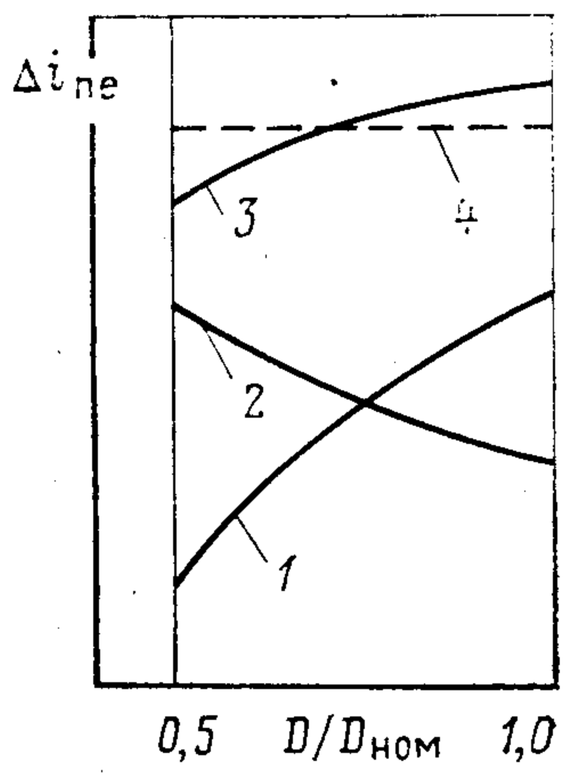


Рис. 21.1. Зависимость энтальпии перегрева пара от изменения нагрузки агрегата:
1 — конвективный; *2* — радиацнонный перегрев; *3* — суммарный; *4* — заданный

пературы перегрева при той же паропроизводительности, так как тепловыделение в этом случае сохраняется постоянным.

Повышение избытка воздуха в топочной камере вызывает увеличение количества продуктов сгорания, от чего возрастает скорость газов и коэффициент теплоотдачи в конвективной части, кроме того, несколько повышается температура в конце топки из-за снижения лучистой теплопередачи. Следовательно, произойдет возрастание перегрева пара за счет конвективного теплообмена.

Шлакование топочных экранов создает повышение температуры в конце топки, а следовательно, и в начале конвективного газохода, где расположен конвективный пароперегреватель. Температура перегрева пара при этом возрастает.

С увеличением продувки барабанного котла подается больше топлива для поддержания заданной паропроизводительности агрегата. Последнее повышает объемы газов и скорости их в конвективном перегревателе, тем самым увеличивает конвективную теплопередачу, а следовательно, и перегрев пара.

Повышение влажности топлива вызывает рост объема продуктов сгорания, что ведет к повышению их излучающей способности из-за увеличения трехатомных газов и H_2O. Все это приводит к возрастанию температуры перегрева пара.

Прямоточные котлы имеют малую аккумулирующую способность (малое водосодержание в трубах и малую их металлоемкость), что создает бо́льшую чувствительность к изменению расхода топлива. При эксплуатации их прежде всего необходимо поддерживать заданное соотношение расхода воды и топлива с изменением нагрузки, что способствует поддержанию постоянства температуры перегретого пара.

21.2. ДИНАМИКА ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ

Потребление электрической и тепловой энергий, вырабатываемых энергоблоками, сильно изменяется в течение суток, а также по рабочим и нерабочим дням недели. К современным крупным энергоблокам предъявляются требования, заключающиеся в необходимости повышения маневренности, чтобы наилучшим образом выдерживать непостоянный график потребности энергии. На рис. 21.2 показан типичный суточный график нагрузки электростанции с провалами в ночное время и в середине дня.

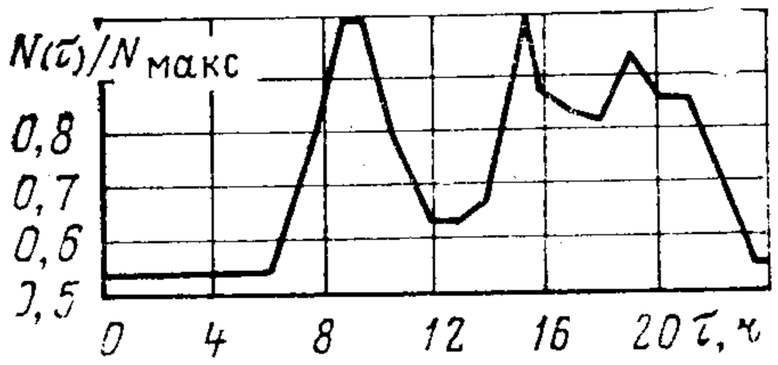


Рис. 21.2. Типичный суточный графнк нагрузки электростанции

В качестве основных режимных требований выдвигаются следующие: еженедельные (на воскресенье) и ежесуточные (на 4—5 ч) остановы агрегатов; диапазоны изменения нагрузки паровых котлов: для пылеугольных—50—100%, для газомазутных—30—100%; скорость изменения нагрузок в различных режимах от 0,7 до 4% в минуту; скорость изменения нагрузок на ±10% от исходной — около 2% в минуту.

Изменение параметров нагреваемой среды (пара) зависит от переходных процессов. Если в работающем котле произойдет возмущение со стороны греющих газов или со стороны расхода пара, то это вызовет изменение энтальпии, температуры, плотности, массовой скорости и давления перегретого пара. Даже быстрое возмущение, например, скачком (когда возмущение произошло моментально и далее остается на той же

величине в неизменном состоянии) вызывает постепенное изменение параметров пара на выходе.

Если взять отдельную поверхность перегревателя при изменении обогрева ее на величину χ, представляющую собой долю возмущения ($\chi=q_{в}/q_{в}^{0}$, то расчетная формула для изменения приращения энтальпии на конце трубы при постоянных входных параметрах будет

$$i^{пе}(\tau)=\chi\Delta i_0^{пе}[1-A_1(\tau)], \qquad (21.1)$$

где $\Delta i_0^{пе}$ — перепад энтальпии в рассматриваемой поверхности ($\Delta i_0^{пе}=i_0^{кон}-i^{нач}$), кДж/кг; $A_1(\tau)$ — функция времени, отражающая влияние аккумулирующей способности металла и рабочей среды на протекание переходного процесса при возмущении скачком при неизменном коэффициенте теплопередачи

$$A_1(\tau)=[\tau_м \exp(-\tau/\tau_м)-\tau_с \exp(-\tau/\tau_с)]/(\tau_м-\tau_с). \qquad (21.2)$$

Отметим, что значение этой функции меняется, плавно-постепенно снижаясь от 1 до 0. В формулу (21.2) входят постоянные: времени прогрева металла $\tau_м$, с, и времени прогрева среды $\tau_с$, с.

Формулы для расчета этих величин:

$$\tau_м=c_м\rho_м f_м/(\alpha_0 h_{вн}); \qquad (21.3)$$

$$\tau_с=c_{р0}\rho_0 f/(\alpha_0 h_{вн}),$$

где $c_м$, $c_{р0}$ — теплоемкость металла и нагреваемой среды (пара), кДж/(кг·К); $\rho_м$, ρ_0 — плотность металла и среды (средняя), кг/м^3; $f_м$, f_0 — поперечное сечение по металлу и среде (проходное сечение), м^2; α_0 — коэффициент теплоотдачи от стенки к среде (пару), кВт/(м^2·К); $h_{вн}$ — внутренний периметр трубы ($h_{вн}=\pi d_{вн}$). Индекс 0 показывает, что величина принимается для начального стационарного состояния. На входе в поверхность нагрева параметры среды приняты постоянными.

Возмущение со стороны расхода нагреваемой среды (пара) при неизменном наружном обогреве приводит к формуле для определения энтальпии на выходе, аналогичной (21.1), а именно:

$$i(\tau)=\pm\chi_{\rho w}\Delta i_0[1-A_1^{нов}(\tau)], \qquad (21.4)$$

где $\chi_{\rho w}=(\rho w)_{воз}/(\rho w)_0$ — доля расходного возмущения (верхний знак в $i(\tau)$ относится к уменьшению расхода, нижний к увеличению); функция времени $A_1^{нов}(\tau)$ имеет те же значения, что и в формуле (21.1), но входящие величины: $\tau_с^{нов}$, $\tau_м^{нов}$ определяются в новом стационарном состоянии, т. е. при новой массовой скорости, установившейся после возмущения $(\rho w)_{нов}=(\rho w)_0\mp(\rho w)_{воз}$.

Здесь учитывается, что при воздействии скачком расхода на конце трубы в гомогенной среде со скоростью звука распространяются упругие возмущения. Скорость звука в среде велика (например, в паре при $p=20$ МПа и $t_{пе}=500$ °С $c_{зв}=500$ м/с), поэтому через доли секунды расход изменится по всей трубе и все параметры необходимо принимать при новом состоянии расхода и при новом значении массовой скорости $(\rho w)_{нов}$.

На рис. 21.3 показано изменение приращения энтальпии перегрева для конца трубы выходного пакета пароперегревателя при тепловом возмущении на увеличение и расходном — на уменьшение (при $\tau_с/\tau_м\ll 1$), где $\tau_{пр}$ — время прохода пара по трубе.

Изменение массовой скорости в конце труб пакета перегревателя при тепловом возмущении определяется по формуле

$$\rho w(\tau)=\chi\Delta\rho_0 l A_2(\tau), \qquad (21.5)$$

где $\Delta\rho_0=\rho_0^{нач}-\rho_0^{кон}$;

$$A_2(\tau)=[\exp(-\tau/\tau_м)-\exp(-\tau/\tau_с)]/(\tau_м-\tau_с). \qquad (21.6)$$

Отметим, что функция времени $A_2(\tau)$, с$^{-1}$, меняется плавно от 0 до 0, проходя через максимум.

При возмущении расходом изменение массовой скорости определяется по формуле

$$\rho w(\tau) = \pm \chi_{\rho w} \Delta p_0 l A_2^{\text{нов}}(\tau) \mp (\rho w)_{\text{воз}}, \qquad (21.7)$$

где $(\rho w)_{\text{воз}}$ — значение возмущения массовой скорости. Верхние знаки в формуле (21.7) относятся к возмущению с уменьшением расхода, а нижние — с увеличением.

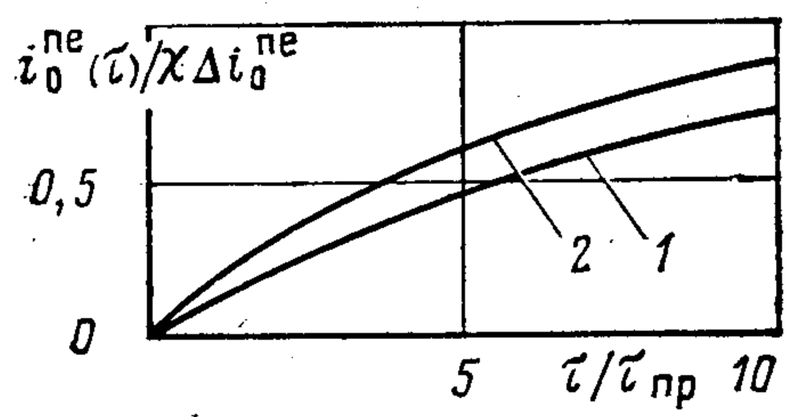


Рис. 21.3. Динамика приращения энтальпии перегрева при возмущении теплообогревом или расходом пара:

1 — при возрастании теплового греющего потока скачком на $+\chi$; *2* — при умеьшении расхода скачком на $-\chi_{\rho x}$

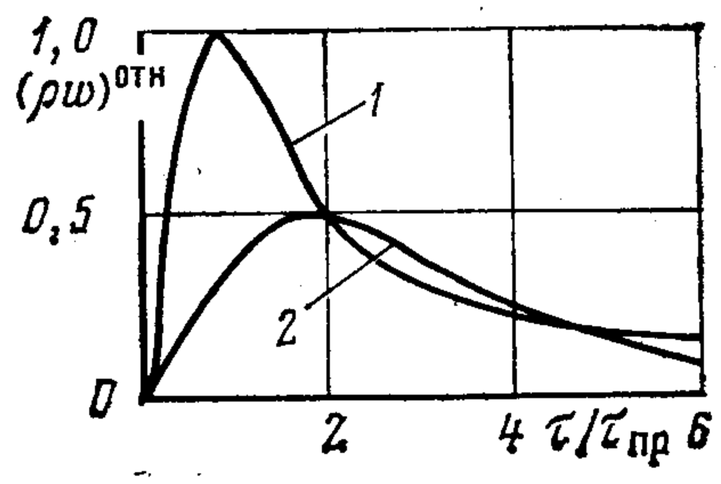


Рис. 21.4. Динамика изменения массовой скорости при тепловом возмущении скачком $+\chi$:

1 — при $\tau_{м1}$; *2* — $\tau_{м2}(\tau_{м1}<\tau_{м2})$

Поскольку $\rho w(\tau)$ имеет максимум, то его целесообразно найти, приравняв нулю производную по τ. Формула максимума массовой скорости получается в следующем виде (при $\tau_{\text{пр}} \gg \tau_{\text{с}}$):

$$\rho w(\tau)_{\text{макс}} = \frac{\chi \Delta \rho_0 l}{\tau_{\text{м}}} \left(\frac{\tau_{\text{м}}}{\tau_{\text{с}}}\right)^{\tau_{\text{с}}/(\tau_{\text{с}}-\tau_{\text{м}})}. \qquad (21.8)$$

По формуле (21.5) построены графики зависимости изменения массовой скорости во время переходного процесса в относительных величинах $(\rho w)^{\text{отн}} = \rho w(\tau)/\rho w(\tau)$, показанных на рис. 21.4. С увеличением $\tau_{\text{м}}$, т. е. аккумулирующей способности металла, процесс затягивается, а максимальный всплеск расхода уменьшается.

Отметим, что динамика нестационарных переходных процессов оказывает существенное влияние на изменение параметров пара на выходе из поверхности нагрева и усложняет условия регулирования температуры перегрева. В исследованиях, приведенных здесь, принято, что на входе в перегревательную поверхность параметры пара неизменны. Но в прямоточных котлах изменение параметров нагреваемой среды начинается по ходу всего тракта движения. Это обстоятелсьтво еще более усложняет динамику переходных процессов.

На основании аналитических расчетов ЦНИИКА построены графики изменения расхода нагреваемой среды и температуры ее перегрева для мощного прямоточного котла СКД, работающего на газовом топливе (рис. 21.5). Зависимости, полученные при возмущении (увеличении) со стороны теплоты продуктов сгорания, приведены на рис. 21.5,*а*, а при возмущении (увеличении) расходом — на рис. 21.5,*б*. На основании представленных кривых можно заключить, что переходный процесс длится примерно 600—1200 с, т. е. достаточно большое время. Динамика изменения температуры перегрева дана при условии отключения автоматического регулирования.

На рис. 21.6 показаны кривые изменения температуры нагреваемой среды (в относительных величинах) в конце отдельной поверхности нагрева при возмущении (увеличением) расхода газов на рециркуляцию в низ топочной камеры. При рассмотрении этих кривых необходимо учитывать, что при тепловом возмущении происходит прогрев среды, ее ускоренное движение, а также влияние изменения параметров в предвключенной поверхности нагрева. Этим можно объяснить, например, кривую для НРЧ. В первый момент температура среды снижается, ибо уменьшается температура газов в топке. Затем температура среды растет за счет увеличенного количества расхода

из экономайзера с повышенной температурой. Наконец, температура среды уменьшается, так как влияет среда из экономайзера с пониженным расходом и уменьшенной температурой.

Температура на выходе из КПП растет сразу за счет усиления конвективной теплопередачи, затем начинает снижаться, так как здесь влияет среда из ВРЧ с пониженной температурой.

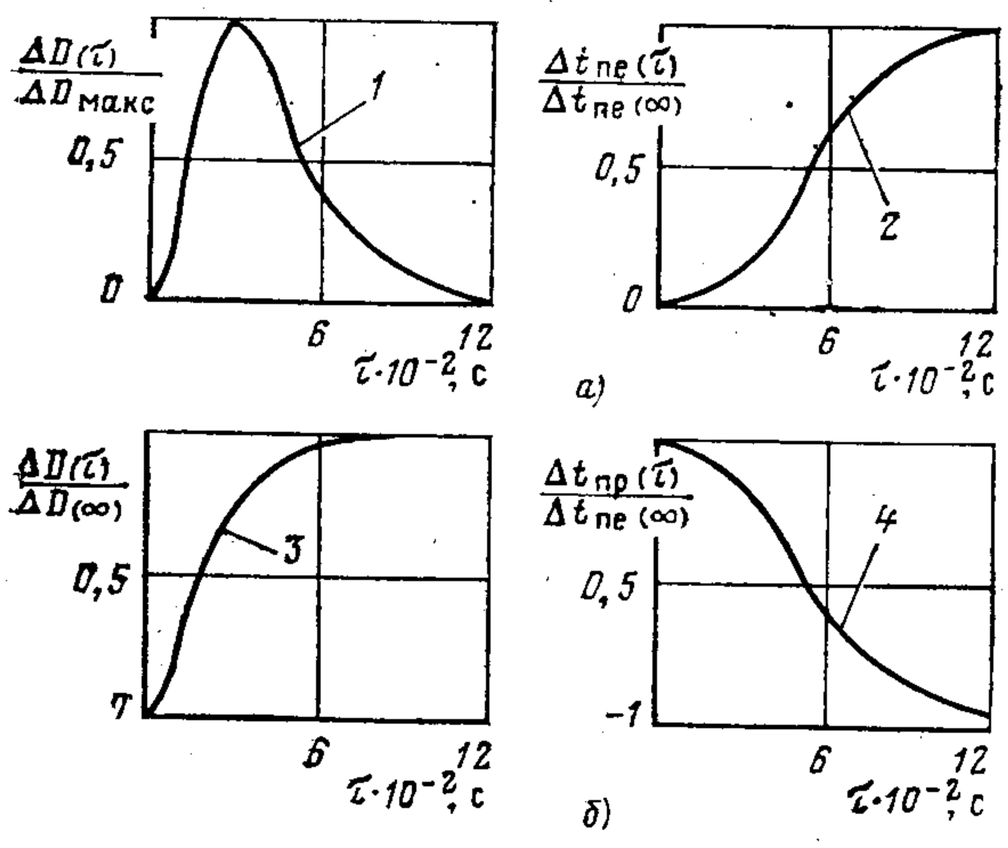


Рис. 21.5. Динамика изменения расхода и температуры перегрева для прямоточного котла СКД при работе на газе:

а — при тепловом возмущении; *б* — при расходном (скачком); *1* — изменение расхода; *2* — возрастанне температуры пара: *3* — увелнченне расхода; *4* — уменьшенне температуры пара

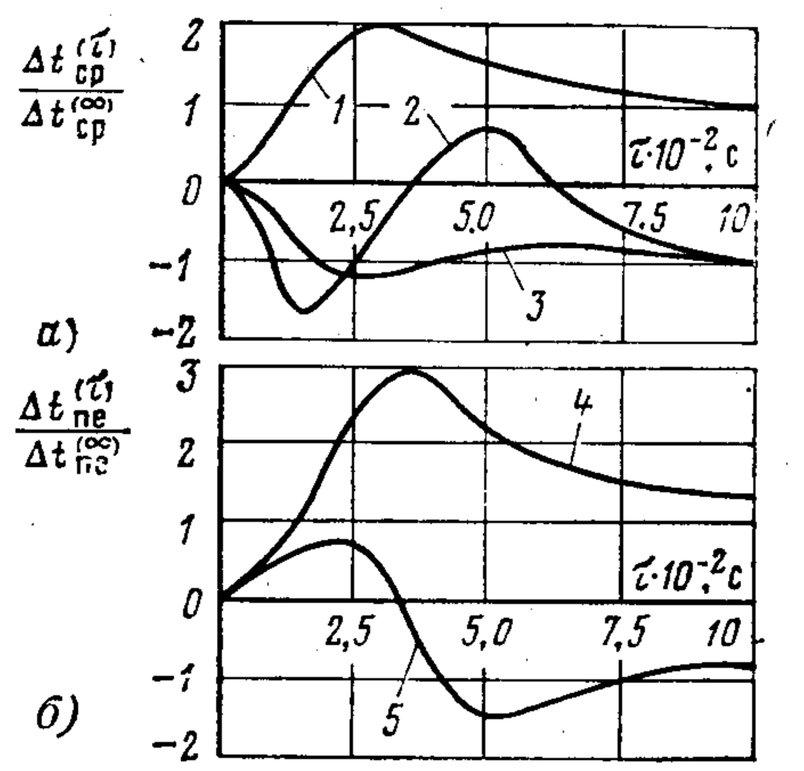


Рис. 21.6. Изменение температуры нагреваемой среды и перегретого пара в прямоточном котле на СКД при увеличении расхода газов на рециркуляцию в низ топки:

а — температура среды: *б* — температура перегрева; *1* — экономайзер; *2* — НРЧ; *3* — ВРЧ; *4* — конвективиый пароперегреватель (КПП); *5* — вторичный перегреватель

21.3. СПОСОБЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ПЕРЕГРЕВА ПАРА

В современных котлах, имеющих конвективные и радиационные поверхности нагрева перегревателей, которые обладают суммарной регулировочной характеристикой температуры перегрева возрастающего типа (рис. 21.7), задача регулирования — удерживать температуру перегрева пара на постоянном номинальном уровне $t_{пе}^{ном}$, соответствующем расчетному режиму при 100%-ной нагрузке. Здесь возможны два принципа регулирования: первый — когда поверхность нагрева рассчитана с запасом на возможность регулирования путем снижения излишка перегрева $\Delta t_{пе\,1}^{рег}$, второй — когда поверхность нагрева дает необходимую температуру перегрева при 100%-ной нагрузке, а при уменьшении нагрузки требует подвода дополнительной теплоты на перегрев для пополнения недостатка перегрева $\Delta t_{пе2}^{рег}$. Таким образом, регулирование температуры перегрева осуществляется: или путем снятия излишнего перегрева пара, или путем увеличения перегрева пара до номинальной величины. В первом случае используются поверхностные или впрыскивающие пароохладители, во втором — газовое регулирование с дополнительной рециркуляцией газов или при изменении положения факела в топке. На регулирование перегретого пара в современных прямоточных котлах на СКД отводится $\Delta i_{рег} = 40 \div 80$ кДж/кг.

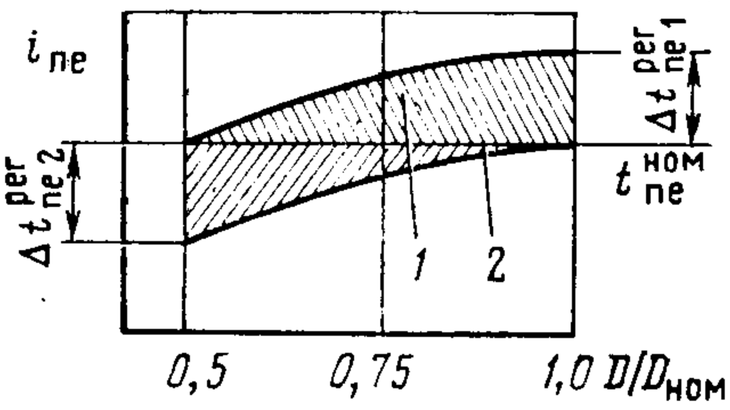


Рис. 21.7. Различный подход к регулированию температуры пара:

1 — излишек перегрева; *2* — недостаток перегрева

Условия для регулирования барабанного и прямоточного котла различны. Если для барабанного котла при любом изменении нагрузки в пароперегреватель направляется пар с энтальпией, близкой к i'', то в прямоточном агрегате место начала перегрева может меняться. Здесь существует прямая зависимость между паропроизводительностью и расходом топлива. Эту зависимость, т. е. отношение $D/B_р$, необходимо выдерживать при любом изменении нагрузки. Учитывая, что синхронно выдержать отношение $D/B_р$ практически невозможно, температуру перегретого пара на выходе из прямоточного котла всегда приходится поддерживать и другими методами.

Регулирование пароохладителями

Установка поверхностных пароохладителей по тракту пароперегревателя возможна в трех местах: на входе; на выходе; в рассечку. При установке пароохладителя на входе возникает большое запаздывание в регулировании из-за времени прохода пара по длине перегревательной трубы и времени изменения аккумулирующей способности поверхности нагрева. Это запаздывание может составлять несколько секунд, что является существенным недостатком. Установка пароохладителя на выходе не имеет такого недостатка; регулирование будет малоинерционным. Однако в этом случае существует другой большой недостаток, заключающийся в том, что выходной пакет поверхности пароперегревателя оказывается незащищенным от излишнего перегрева металла труб. Пар на выходе при номинальной нагрузке будет иметь завышенную температуру на $\Delta t_{пе1}^{рег}$ и больше, чем номинальная (в среднем). Температура металла выходного участка может достигнуть недопустимой величины для отдельных труб. При установке пароохладителя в рассечку выходной пакет пароперегревателя будет защищен от излишнего перегрева, а запаздывание регулирования получается незначительным. Обычно

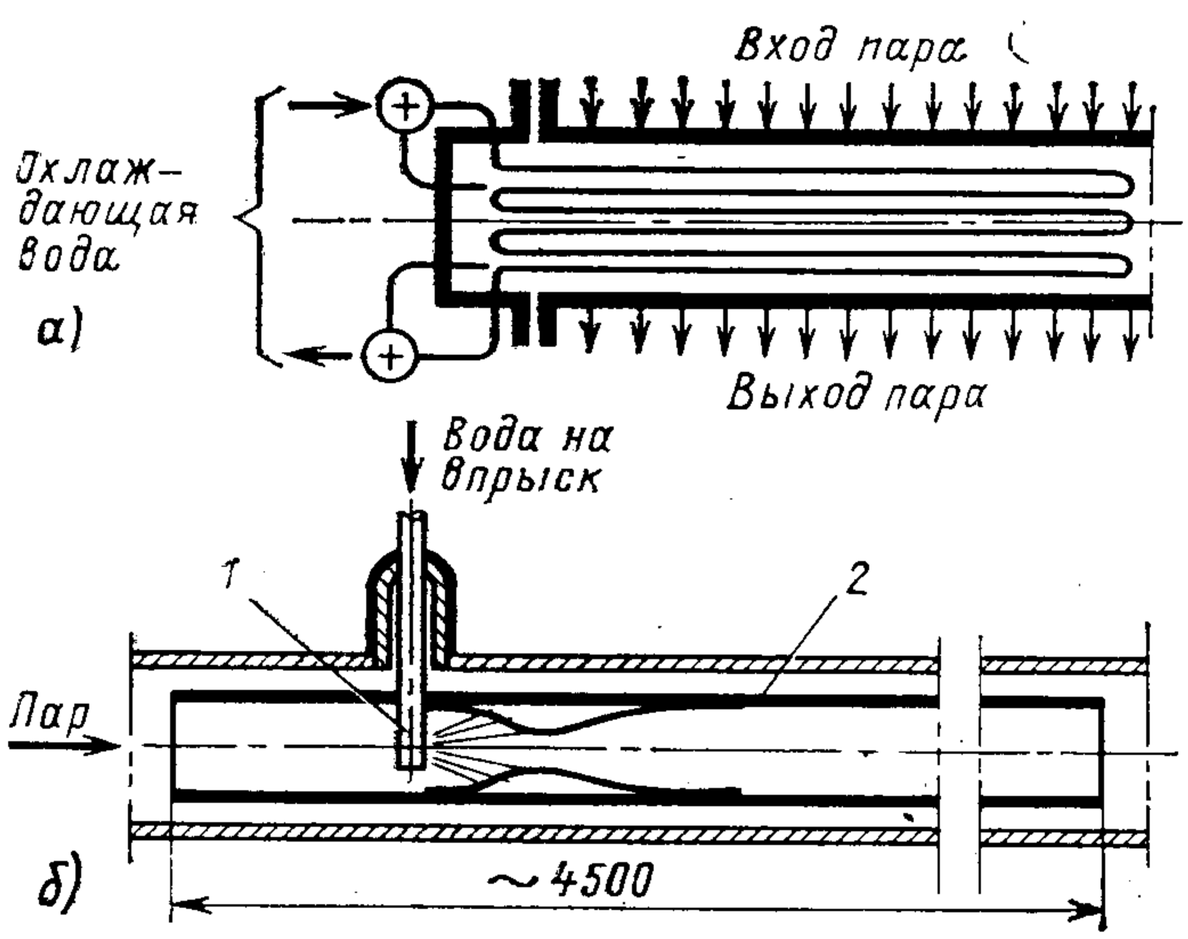


Рис. 21.8. Конструктивная схема пароохладителей:
а — поверхностного; *б* — впрыскивающего; *1* — распыливающая форсунка; *2* — защитный кожух

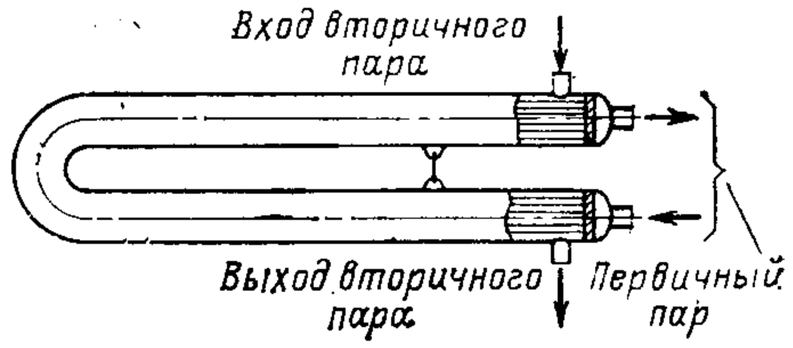


Рис. 21.9. Конструктивная схема паро-парового теплообменника

пароохладители устанавливают после радиационных поверхностей нагрева и перед выходным пакетом конвективного пароперегревателя, т. е. за 180—250 кДж/кг до выходной энтальпии пара.

Конструкция пароохладителя поверхностного типа, размещенная в коллекторе, представлена на рис. 21.8,*а*. В цилиндрический корпус пароохладителя вставлена змеевиковая поверхность, которая охлаждается протекающей в ней водой. Пар подводится и отводит-

ся по всей длине корпуса, проходит в межтрубном пространстве и омывает охлаждающую поверхность в перпендикулярном направлении.

На рис. 21.8,*б* показан пароохладитель впрыскивающего типа. Вода на впрыск подается к центру трубопровода и распыляется форсункой. Чтобы охлаждающая вода не попала на горячие стенки, паропровод защищен кожухом. Впрыснутая вода должна испариться, на что тратится тепловая энергия в количестве теплоты испарения, поэтому энтальпия пара уменьшается, а следовательно, снижается и его температура перегрева. Для впрыска в прямоточных котлах используется питательная вода.

В барабанных котлах питательная вода на впрыск нежелательна из-за повышенного солесодержания. Поэтому для впрыска приготавливают конденсат из части собственного пара, взятого из барабана, в специальном конденсаторе. Впрыск собственного конденсата возможен только в рассечку: обязательно после понижения давления в первом пакете на величину, обеспечивающую перепад давления для организации хорошего распыливания при впрыске.

Впрыск для регулирования температуры перегрева широко применяется в прямоточных агрегатах. В мощных агрегатах устраивают по крайней мере два впрыска: один после радиационного перегрева, второй перед выходной конвективной ступенью перегревателя. Впрыскивающие пароохладители нашли широкое применение при регулировании перегрева в первичном пароперегревателе.

При наличии вторичного пароперегревателя целесообразно применить паро-паровой теплообменник (ППТО). В этом случае первичный пар после радиационных поверхностей поступает в змеевики паро-парового теплообменника (рис. 21.9), а в межтрубное пространство идет пар вторичного перегрева из конвективных поверхностей. При снижении нагрузки агрегата относительный рост радиационного нагрева пара будет компенсировать пониженный конвективный обогрев и поддерживать примерно неизменным перегрев пара во вторичном перегревателе. Поскольку паро-паровой теплообменник служит в основном для выравнивания перегрева вторичного пара, то для возможности подрегулирования устроено байпасирование (обвод) части потока помимо теплообменника. Диапазон регулирования температуры перегрева пара около 40 °С.

Газовое регулирование

Для газового регулирования используется рециркуляция газов, которые забираются после экономайзера специальным дымососом (рис. 21.10). Газы после дымососа по газопроводу направляются в низ топки или в горелочное устройство, а иногда в верхнюю часть топки под ширмы. При увеличении подачи газов в низ топки радиационная теплопередача снижается, а температура газов, поступающих в газоходы, и их энтальпия $I_г$ повышаются, кроме того, скорость газов возрастает. В результате теплообмен в конвективных поверхностях увеличивается.

Количество рециркулирующих газов, характеризуется коэффициентом рециркуляции $r_{рец}$, %, т. е. отношением рециркулирующих газов к общему количеству:

$$r_{рец}=G_{рец}\cdot 100/G^0, \qquad (21.9)$$

где $G_{рец}$ — количество рециркулирующих газов; G^0 — расход продуктов сгорания. Чем больше этот коэффициент, тем с большей эффективно-

стью работает газовое регулирование, часто принимают $r_{рец}=15\div20$
Для осуществления охлаждения места ввода газов в топочную каме
и предохранения от обратного тока их минимальное значение коэфф
циента G рециркуляции должно составлять около 5%.

Направление рециркулирующих газов в верх топки не меняет
тепловой работы, но температура продуктов сгорания, поступающ
в конвективные поверхности, заметно снижается; в частности, снижает
температура наиболее горячих труб ширм и повышается надежность
работы, наконец, снижается шлакование конвективного перегревате

Поскольку $I_г^{рец} < I_г^0$, то при любом $r_{рец}$ получим $I_г < I_г^0$, а значит,
снижение температуры газового потока. Это обстоятельство не компе

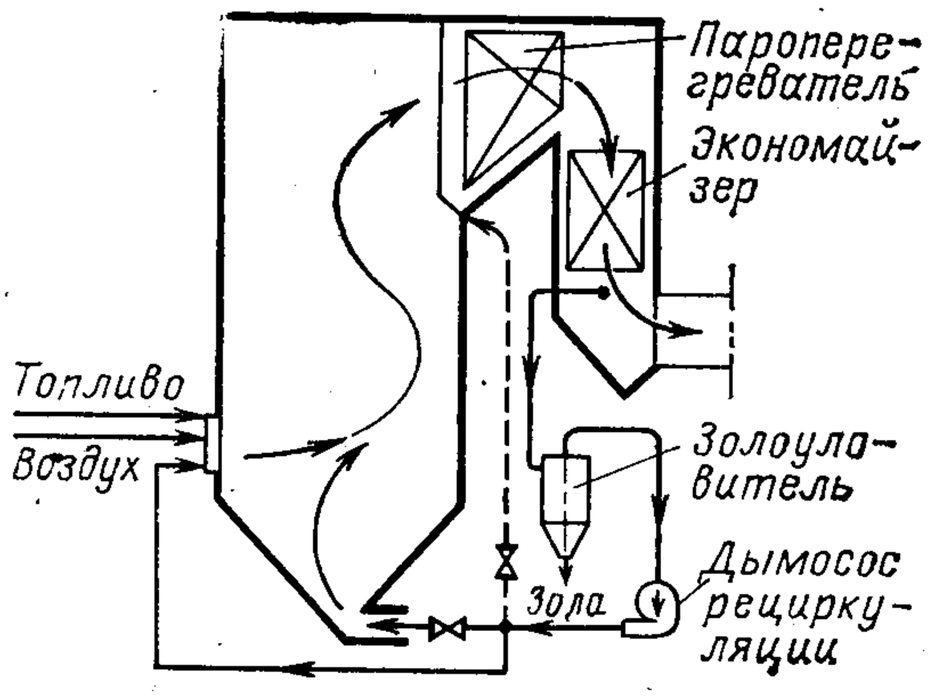


Рис. 21.10. Схема газового регулирования

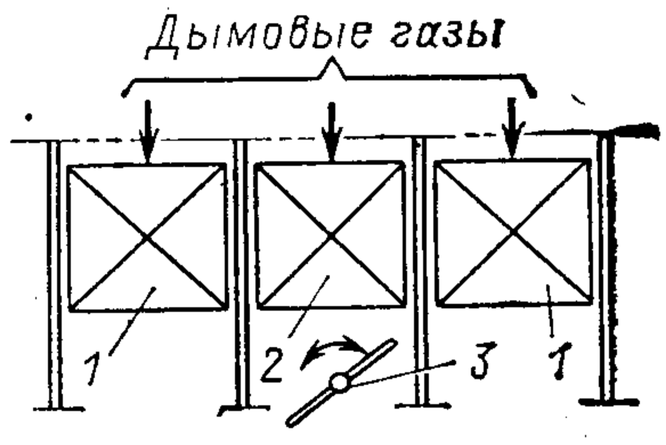


Рис. 21.11. Схема байпасирован газов при регулировании перегре вторичного пара:

1 — вторичный пароперегреватель; экономайзер; *3* — регулнрующий шибер

сируется увеличением скорости газов, поэтому температура перегре
снижается.

Рециркуляцию дымовых газов усиливают при понижении нагруз
котла и уменьшают при большой нагрузке.

На рис. 21.10 показана схема регулирования температуры перегре
рециркуляцией газов. Следует отметить, что дымосос рециркуляции г
зов работает при высокой температуре газов, запыленных золой. П
высокой зольности топлива отбор газов снабжается своим золоулов
телем (рис. 21.10).

Газовое регулирование вторичного перегрева осуществляется по сх
ме байпасирования (рис. 21.11). Между перегревательными поверхн
стями нагрева устанавливается экономайзерная поверхность в отдел
ном газоходе, в конце которого имеется регулирующий шибер. При пр
крытии такого шибера в перегревательные поверхности (вторичного п
регрева) протекает увеличенное количество газов с повышенной скор
стью, теплопередача от этого увеличивается, а следовательно, и темп
ратура перегрева. Отметим, что регулирующий шибер громоздок и н
ходится в трудных температурных условиях, что часто затрудняет пр
менение схемы регулирования перегрева с байпасированием части г
зов.

Газовое регулирование осуществляется изменением по высоте пол
жения факела в топочной камере. Повышение факела приводит к ув
личению температурного уровня газов вверху топки, что отражается
температуре перегрева — она повышается.

Изменение расположения факела осуществляется при помощи дву
или трехъярусной системы горелок или путем установки поворотных г
релок (меняющих угол по отношению к горизонтали выхода газотопли

ной смеси). При большой загрузке верхнего яруса факел приблизится к выходу из топочной камеры, а следовательно, температура перегрева повысится. Чаще всего такой метод регулирования перегрева используется при сжигании газового топлива.

ГЛАВА ДВАДЦАТЬ ВТОРАЯ

АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ПАРОВЫХ КОТЛОВ

22.1. ОБЩИЕ ВОПРОСЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ

Рассмотрим принцип действия автоматического регулятора, поддерживающего давление в трубопроводе при изменении расхода. При возрастании расхода в системе за регулирующим органом падает давление, тогда регулятор самостоятельно приоткрывает клапан, и давление вследствие этого восстанавливается. Такой регулятор называется автоматическим, а система регулирования — автоматической системой регулирования (АСР).

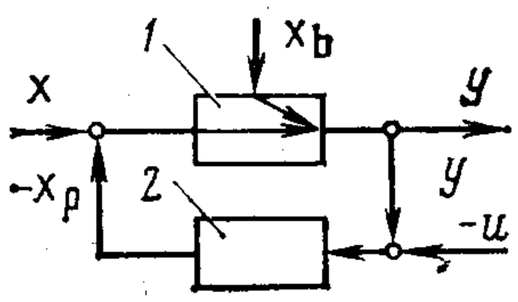


Рис. 22.1. Принципиальная структурная схема АСР:
1 — объект регулирования; *2* — регулятор

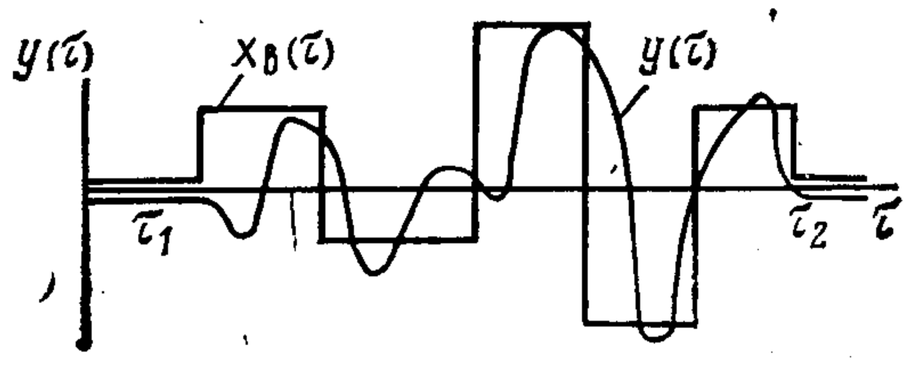


Рис. 22.2. График изменения величины $y(\tau)$

Величины, характеризующие воздействия на систему при автоматическом регулировании, называются *сигналами*. Введем общие понятия, принятые для автоматических систем (рис. 22.1): x — входной сигнал системы регулирования; $x_в$ — сигнал внешнего возмущающего воздействия; $x_р$ — сигнал на выходе регулятора; u — задающий сигнал; y — выходной сигнал.

Все сигналы автоматической системы регулирования: x, $x_в$, $x_р$, u, y показывают приращение соответствующей величины к ее номинальному значению. Следовательно, все они являются безразмерными.

Многие автоматические системы, применяемые в паровых котлах, относятся к стабилизирующим, где осуществляется поддержание регулируемой величины около постоянного значения вне зависимости от нагрузки. График изменения выходной регулируемой величины y во времени τ, т. е. $y(\tau)$, показан на рис. 22.2.

При нарушении исходного стационарного состояния системы возникает переходный процесс и длится до того времени, пока не настанет новое установившееся состояние. Во время переходного процесса величина изменяется по некоторой кривой, зависящей от объекта регулирования, и меняется от начального до конечного значений.

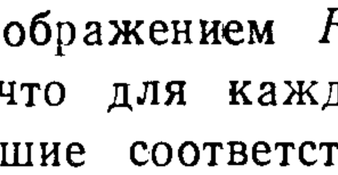
Математическая связь между выходной и входной величинами, их производными по времени для многих объектов в котлах может быть выражена с использованием дифференциальных уравнений теплогидродинамики и с некоторым приближением — в линеаризованном виде системы этих уравнений (см. гл. 13). Для дальнейших операций с исходными уравнениями применяют преобразование Лапласа.

При интегральном преобразовании Лапласа каждой функции $f(\tau)$ при $\tau>0$ ставится в соответствие функция $F(s)$, связанная с $f(\tau)$ соотношением

$$F(s)=\int_0^\infty e^{-s\tau} f(\tau)\,d\tau, \qquad (22.1)$$

где $s=\alpha\pm j\omega$ — параметр преобразования Лапласа — комплексная величина ($j=\sqrt{-1}$). ее размерность в уравнении (22.1) — $с^{-1}$.

Таблица 22.1 **Некоторые соответствия преобразования Лапласа**

$F(s)$	$f(\tau)$	$F(s)$	$f(\tau)$
$F(s+a)$	$e^{-a\tau}f(\tau)$	$a/(s^2+a^2)$	$\sin a\tau$
$sF(s)-f(0_+)$	$df(\tau)/d\tau$	$s/(s^2+a^2)$	$\cos a\tau$
$s^2F(s)-sf(0_+)-f'(0_+)$	$d^2f(\tau)/d\tau^2$	$b/[s(s+b)]$	$(1-e^{-b\tau})$
$\frac{1}{s}F(s)$	$\int_0^\tau f(\tau)\,d\tau$	$\frac{1}{s^2+a_1s+a_0}$, $\xi=a_0-a_1^2/4>0$	$e^{-0,5a_1\tau}\xi^{-0,5}\times\sin(\xi^{0,5}\tau)$
1	$\delta(\tau)$ — дельта-функция (импульсная)		
$1/s$	1	$(s+1/a)^{-2}$	$\tau e^{-\tau/a}$
$1/(s+b)$	$e^{-b\tau}$	e^{-as}/s	

Формулу (22.1) называют преобразованием Лапласа, ее можно записать так: $F(s)=L\{f(\tau)\}$. Связь между оригиналом $f(\tau)$ и его изображением $F(s)$ называют *соответствием* и записывают $f(\tau)\doteq F(s)$. Естественно, что для каждого оригинала имеется только одно соответствие. Некоторые простейшие соответствия даны в табл. 22.1.

При аналитическом методе составления моделей динамики системы используются линейные дифференциальные уравнения. Возьмем уравнение 2-го порядка с постоянными коэффициентами вида

$$a_1\frac{d^2y(\tau)}{d(\tau)^2}+a^2\frac{dy(\tau)}{d\tau}+a_0\,y(\tau)=b_1\frac{dx(\tau)}{d\tau}+b_0x(\tau). \qquad (22.2)$$

Преобразуем его по Лапласу (с использованием табл. 22.1) при нулевых начальных условиях, получим решение в области изображений в виде

$$Y(s)=W(s)X(s), \qquad (22.3)$$

где

$$W(s)=(K_1+K_2s)/(T_1^2s^2+T_2s+1); \qquad (22.4)$$
$$Y(s)=L\{y(\tau)\};\ X(s)=L\{x(\tau)\};$$

$K_1=b_0/a_0$, $K_2=b_1/a_0$ — коэффициенты передачи; $T_1=a_1/a_0$, $T_2=a_2/a_0$ — постоянные времени (K_1 — безразмерная величина, K_2 и T_2, с; T_1, $с^2$).

Функция $W(s)$ называется передаточной функцией звена системы регулирования, которую можно определить как отношение изображений Лапласа — выходного к входному сигналу при нулевых начальных значениях.

В проектных и теоретических исследованиях, использующих априорную информацию об объекте, целесообразно применять передаточные функции.

Модели динамики объекта часто строятся по опытным данным. На рис. 22.3 показана разгонная кривая котла ТП-87, показывающая приращение в данном случае давления перегретого пара при возмущении скачком расхода топлива с течением времени. Экспериментальная кривая хорошо описывается зависимостью $y(\tau) = Kx[1 - \exp(-\tau/T)]$. Реальная кривая переходного процесса $y(\tau)$ заменяется расчетной с участком запаздывания $\tau_{зап}$ и экспонентной зависимостью (пунктирная кривая на рис. 22.3). Результирующая передаточная функция для двух последовательно соединенных функций (первая показывает время запаздывания $\tau_{зап}$, вторая — характеризует экспоненциальный закон изменения исследуемой величины) имеет вид

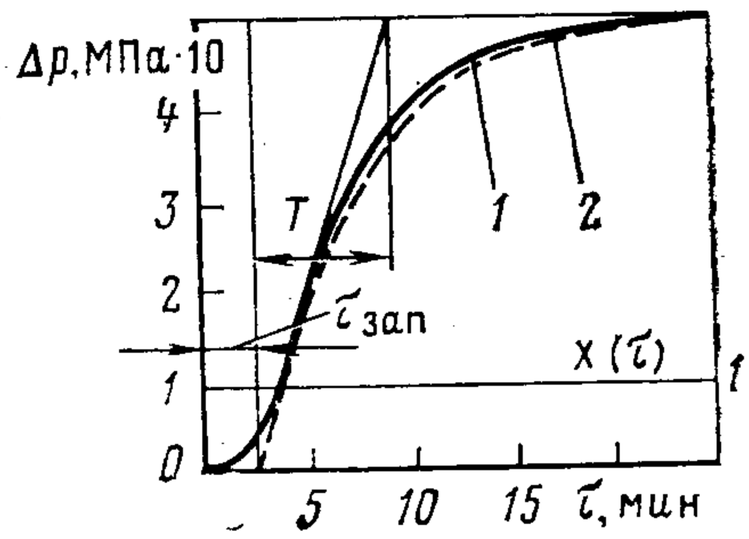


Рис. 22.3. Разгонные кривые котла ТП-87:
1 — экспериментальная; *2* — расчетная

$$W(s) = (Ke^{-s\tau_{зап}})/(1 + Ts). \qquad (22.5)$$

где K — коэффициент усиления процесса, показывающий, насколько изменится $y(\infty)$ при единичном возмущении скачком; T — постоянная времени, при которой сигнал $y(\tau)$, нарастая с постоянной скоростью, равной скорости изменения параметра в момент ступенчатого возмущения, достигнет нового установившегося состояния.

22.2. АНАЛИЗ УСТОЙЧИВОСТИ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ

Задачей анализа системы регулирования является выявление устойчивости. Под устойчивостью линейных систем применительно к техническим задачам понимают способность системы, выведенной из установившегося исходного состояния, снова возвратиться к установившемуся состоянию после окончания возмущающего воздействия. Следовательно, при наличии импульсной характеристики по ее виду можно будет судить об устойчивости системы (или звеньев).

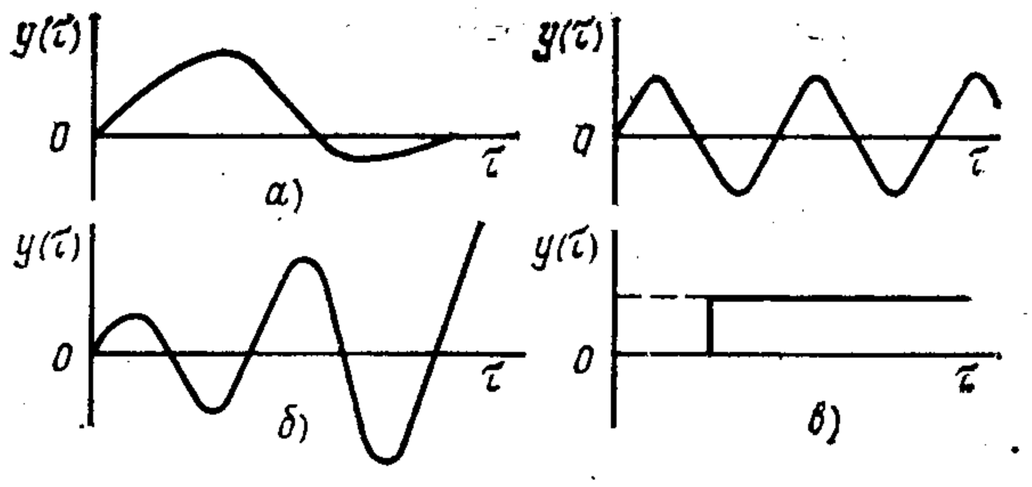


Рис. 22.4. Переходные процессы:
а — затухающий; *б* — неустойчивый (расходящийся); *в* — нейтральный

Все реальные системы с точки зрения устойчивости можно подразделить: на *устойчивые, неустойчивые и нейтральные*. В теплотехнических задачах обычно исследуется устойчивость замкнутых систем и их динамических звеньев. При нанесении импульсного возмущения устойчивый переходный процесс со временем затухает (рис. 22.4,*а*), неустойчивый — имеет расходящиеся колебания (рис. 22.4,*б*). Нейтральный переходный процесс имеет вид незатухающих колебаний, или скачкообразного изменения (рис. 22.4,*в*).

Переходная функция системы с импульсным возбуждением дает понятие о характере переходного процесса. Например, теплотехнический объект с передаточной функцией $W(s) = Ke^{-s\tau_{зап}}/(1 + sT)$ является устойчивым, ибо по таблице соответствий преобразования Лапласа даст кривую изменения параметра, показанную пунктиром на рис. 22.3 (при этом имелось в виду, что изображение получено при единичном возмущении).

Для аналогичных задач об устойчивости процесса можно судить по знаменателю передаточной функции $W(s)$, для которой по таблице соответствия находится значение оригинала функции [постоянное, затухающее во времени (рис. 22.4,*а*), стремящееся

к новому постоянному значению, колеблющееся, расходящееся (рис. 22.4,*б*), т. е. неустойчивое, когда значенне какой-либо величины непрерывно возрастает во времени]. Например, при передаточной функции вида $W(s)=K_1/(1+T_1^2s^2)$ получим нейтральный переходный процесс с незатухающими колебаниями, показанный на рис. 22.4. Также нейтральный переходный процесс имеет объекты, у которых $W(s)=K_1e^{-as}/s$ (рис. 22.4,*в*).

Диннамические свойства работающего теплотехнического объекта, т. е. изменение параметра (давления, расхода и др.) во времени, обычно такие, что можно считать их постоянными вблизи номинальных (реже снижженных) нагрузок. Поэтому задача анализа устойчивости состоит в том, чтобы выяснить, при каких значениях изменяемых параметров регулятора замкнутая система устойчива при различных возмущениях, когда не пронзойдет расходящийся процесс изменения $y(\tau)$ при нанесении возмущения. Для сложных систем при анализе их устойчивости необходимо применить критерий устойчивости Гурвица. Согласно этому критерию из коэффициентов уравнения составляется определитель — матрица Гурвица. Условие устойчивости требует положительности определителя Гурвица и всех его диагональных миноров. В частном случае общего условия устойчивости Гурвица входит требование положительности всех коэффициентов характеристического уравнения.

22.3. АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ПАРОВЫХ КОТЛОВ

Регулирование барабанного котла

Принципиальная схема барабанного котла показана на рис. 22.5. Основными регулируемыми величинами для котла являются расход перегретого пара $D_{пп}$, его давление $p_{пп}$ и температура $t_{пп}$. Давление и температура поддерживаются почти постоянными, т. е. в пределах допускаемых отклонений, а расход пара является переменной величиной и зависит от режима работы турбогенератора.

Главные объекты автоматического регулирования для барабанного котла: нагрузка, давление, температура перегрева, расход воздуха, разрежение в топке, уровень воды в барабане (питание — расход питательной воды), солесодержание котловой воды (расход воды на продувку).

Рассмотрим регулирование давления перегретого пара и тепловой нагрузки. Давление пара связано с парообразованием. При изменении (увеличении) тепловыделения в топке $Q_т$ происходит одновременно изменение (возрастание) паропроизводительности $D_б$ и давления пара в барабане $p_б$. Следовательно, прирост тепловыделения пойдет на дополнительный нагрев труб с пароводяной смесью, поэтому на основании теплового баланса находят скорость изменения давления пара в барабане $dp_б/d\tau$, используя формулу (14.31), которую можно записать в общем виде как

$$dp_б/d\tau = (D_q - D_б)/C_к, \quad (22.6)$$

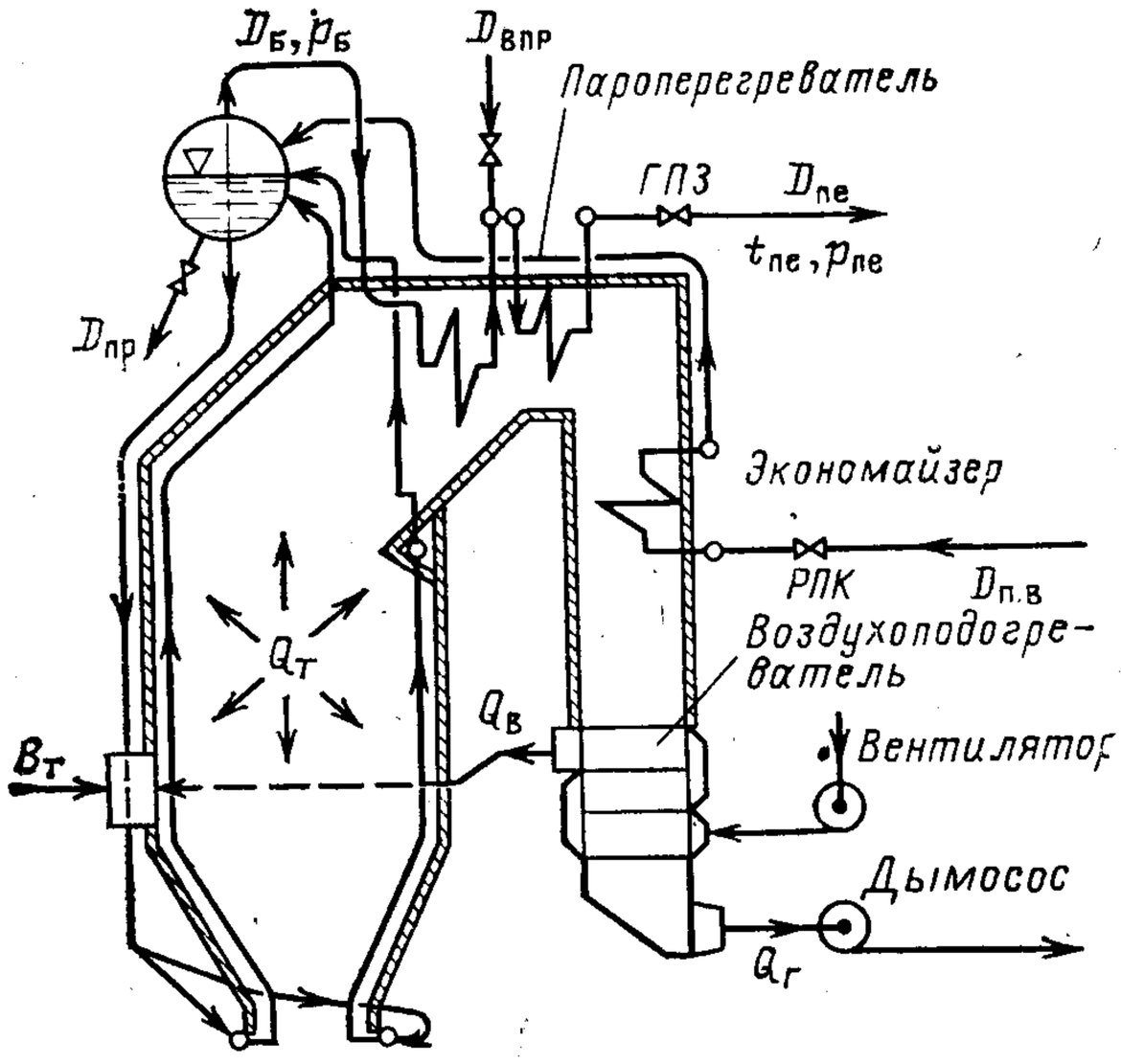


Рис. 22.5. Схема барабанного котла:

ГПЗ — главная паровая задвижка; *РПК* — регулирующий питательный клапан

где D_q — тепловая производительность испарительных поверхностей котла, кг/с; $C_к$ — постоянная, зависящая от аккумулирующей способности металла труб и пароводяной смеси, кг·м²/Н.

В настоящее время котел часто подключен к одной турбине, в результате получается блочный вариант энергоустановки на ТЭС. В этом случае получается замкнутая схема АСР: котел — турбина. Регулирование давления такого энергоблока производится воздействием на расход топлива, подаваемого в топку, в зависимости от отклонения давления пара от исходного стационарного положения. Изменение результирующего сигнала по теплоте ΔD_q происходит за счет сигналов от датчика давления пара в барабане и датчика расходомера пара на паропроводе.

Давление пара перед турбиной для энергоблока поддерживает регулятор давления, который дает сигнал на регулятор подачи топлива в топку. Кроме того, специальным регулятором частоты поддерживается частота вращения ротора турбины.

Температура перегрева пара должна выдерживаться с большой точностью: +5, —10 °С. Для ее регулирования обычно применяется паровой способ с пароохладителями, реже газовый — путем рециркуляции газов в газоходах котла. Перегрев пара регулируется изменением количества питательной воды, идущей в пароохладитель.

В котлах высокого давления устанавливаются два пароохладителя по ходу пара. Первый предназначен для регулирования температуры за ширмами, второй для регулирования выходной температуры и установлен перед выходным пакетом перегревателя.

Каждый регулятор температуры пара получает два сигнала: основной по регулируемой температуре и дополнительный по скорости изменения температуры пара за регулятором. Регулятор воздействует на регулирующий клапан, установленный на линии подвода охлаждающей воды в пароохладитель.

Регулирование общего расхода воздуха создает условия для экономического режима горения топлива путем поддержания соотношения сигналов: нагрузка котла — расход воздуха. Заданный избыток воздуха обеспечивается за счет сигнала по содержанию кислорода в топочных газах. Регулятор действует на направляющие аппараты дутьевых вентиляторов.

Разрежение в топке автоматически поддерживается постоянным с помощью регулятора, получающего соответствующий сигнал с верха топочной камеры, воздействующего на направляющие аппараты дымососов.

Большое значение для нормальной работы всего барабанного котла имеет автоматическое регулирование питания котла водой. С изменением режима работы агрегата меняется и потребность в количестве питательной воды. На регулятор питания поступают три сигнала: по расходу пара из котла, по подаче питательной воды и по уровню воды в барабане. При отклонении уровня воды от установленного значения или же при нарушении баланса между поступающей водой и расходом пара регулятор действует на клапан, который регулирует подачу воды в котел, или же на регулирующий орган питательного насоса.

При перепитке котла водой до крайнего предела, т. е. повышении уровня воды в барабане выше среднего на ~200—220 мм, или при опуске воды ниже разрешенного низшего уровня, примерно на ~150—200 мм от среднего, срабатывает защита, действующая на аварийный останов котла.

Регулирование прямоточного котла

В прямоточном котле все поверхности нагрева соединены последовательно и имеют (условно) три части: водяную, пароводяную (или среду закритических параметров в районе зоны максимальной теплоемкости) и паровую (рис. 22.6). Положение начала перегрева зависит от количества подводимой теплоты, паропроизводительности и расхода питательной воды.

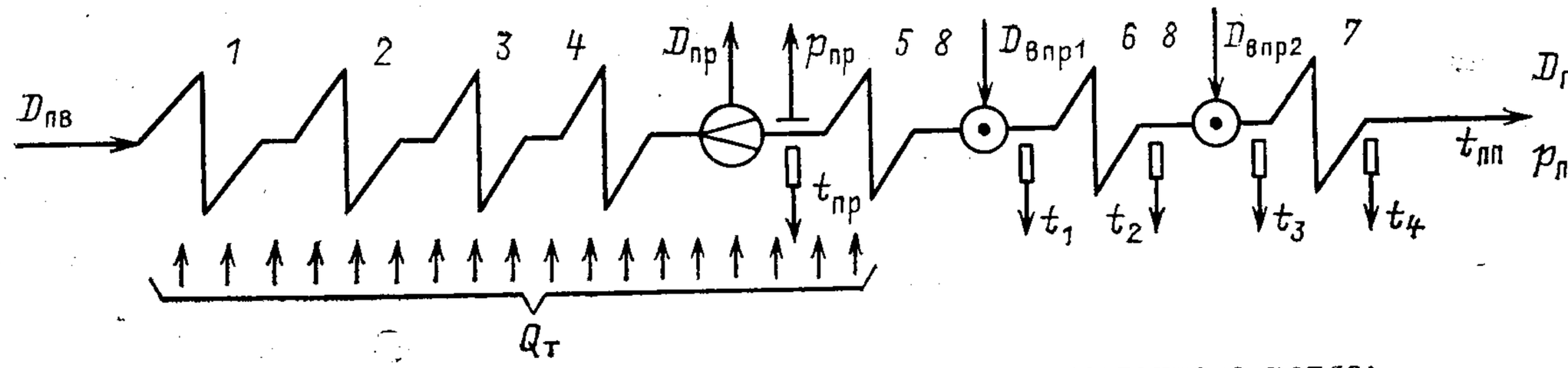


Рис. 22.6. Принципиальная схема пароводяного тракта прямоточного котла:
1 — экономайзер; *2* — НРЧ; *3* — СРЧ; *4* — ВРЧ; *5* — ширмы; *6* — конвективный пароперегреватель (первый) — КПП1; *7* — конвективный пароперегреватель (выходная ступень) — КПП2; *8* — впрыскивающий пароохладитель

В отличие от барабанного в прямоточном котле расход питательной воды $D_{п.в}$ оказывает непосредственное воздействие на расход, температуру и давление пара на выходе (см. гл. 15). Кроме того, прямоточные котлы отличаются небольшой теплоаккумулирующей способностью из-за отсутствием водяной емкости барабана. Поэтому при изменении режима работы все показатели по тракту изменяются с более высокими скоростями.

Небаланс теплоты у прямоточных в отличие от барабанных котлов резко отражается на температуре перегретого пара, а небаланс воды на давление пара действует на давление пара. Поэтому автоматическим регулированием необходимо максимально синхронизировать подачу воды $D_{п.в}$ и расход топлива $B_т$, а также подачу воды и расход пара. Такая синхронизация препятствует возникновению больших колебаний температуры и давления. Для более четкой подрегулировки температуры пара предусматривается последовательная установка по паровому тракту впрыскивающих устройств.

Регулирование питания котла водой и расхода топлива производится при обязательном контроле температурного режима по пару в первичном тракте. Сигналы поступают по промежуточной теплоте, расходу питательной воды и заданию по нагрузке. По этим сигналам регулятор питания воздействует на расход питательной воды. Регулятор топлива действует по соотношению сигналов промежуточная теплота — питательная вода и стабилизирует температурный режим по первичному тракту.

Регулирование температуры перегрева первичного пара усложняется необходимостью поддерживать неизменным местоположение границ между испарительным и перегревательным участками, а для СКД положение зоны максимальной теплоемкости. Часто применяют два впрыска (рис. 22.6). В этом случае сигналы по температуре перегрева отбираются за впрыском (t_1 и t_3) и последующей ступенью перегрева (t_2 и t_4), причем сигналы от t_1 и t_2 направляются к предвключенному регулятору, а t_3 и t_4 к выходному регулятору температуры, дополнительно туда же поступает сигнал по расходу пара. Между обоими регуляторами имеется корректирующее устройство.

Для агрегатов на СКД со вторичным пароперегревателем температура вторичного пара регулируется с помощью ППТО, который является входной ступенью. Регулирование производится изменением расхода пара через ППТО при помощи трехходового клапана и обводного паропровода. В тракте вторичного пара предусмотрен аварийный впрыск, которым пользуются при чрезмерном повышении температуры вторичного пара.

Регулирование энергоблоков

Энергоблок представляет собой сложную динамическую систему со многими взаимосвязанными входными и выходными величинами. Основными регулирующими воздействиями являются изменения положения регулирующих органов подачи топлива и питательной воды котла, а также регулирующих клапанов турбины. Основными регулируемыми величинами являются следующие: активная мощность генератора и частота вращения ротора турбины, соответствующая частоте в сети.

Энергоблок имеет ряд промежуточных параметров, требующих непрерывной стабилизации для обеспечения нормальной, экономичной работы. К этим параметрам относятся прежде всего температура пара и разрежение вверху топки.

Способ регулирования активной мощности турбоагрегата основан на воздействии по каналу: клапаны — мошность. Может быть другой канал воздействия: давление — мощность (путем изменения начального давления пара перед турбиной). В этом случае достигается воздействие на подачу топлива в топку котла. По этому способу работает блок на «скользящих параметрах».

Количество вырабатываемой электроэнергии должно строго соответствовать графику нагрузки. Изменение электрической нагрузки вызывает изменение частоты в сети, и затем с помощью автоматической системы регулирования (с небольшим отставанием) производится необходимое изменение вырабатываемой мощности. Важнейшей характеристикой при этом будет маневренность, т. е. способность энергоблока быстро реагировать на изменение электрической нагрузки в электрической сети.

РАЗДЕЛ VIII

МЕТАЛЛЫ, КАРКАС, ОБМУРОВКА, ТРУБОПРОВОДЫ И АРМАТУРА ПАРОВЫХ КОТЛОВ

ГЛАВА ДВАДЦАТЬ ТРЕТЬЯ

МЕТАЛЛЫ И ПРОЧНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ ПАРОВЫХ КОТЛОВ

23.1. ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ МЕТАЛЛА В ПАРОВЫХ КОТЛАХ

Металл в энергетических агрегатах находится в разных условиях при эксплуатации. Каркас котла несет нагрузку лишь при незначительно повышенной температуре. Поверхности нагрева работают под высоким давлением, при высоких температурах и при высоких тепловых потоках со стороны греющих газов. Наиболее неблагоприятные температурные условия в области перегрева пара (среды закритических параметров). В тяжелых условиях находятся трубы, неохлаждаемые подвески и крепления, омываемые горячими дымовыми газами.

Наиболее ответственными элементами, работающими под давлением, являются барабаны, коллекторы и паропроводы.

С повышением температуры металла происходит снижение его работоспособности за счет уменьшения прочности и ускорения коррозионных процессов. Если какой-либо элемент, например экранная труба, работает при длительных периодических колебаниях температуры, то в металле могут возникнуть значительные дополнительные напряжения, связанные с циклической тепловой усталостью.

При испытании конструкционного материала находят зависимость «нагрузка — удлинение» в относительных координатах, т. е. зависимость: напряжение σ, МПа, — относительное удлинение δ, %. На диаграмме удлинения (рис. 23.1) при растяжении имеются характерные

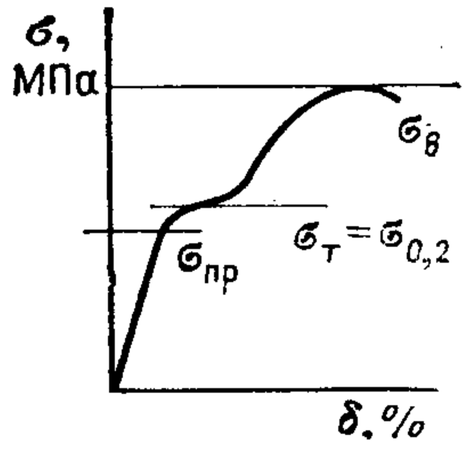


Рис 23.1. Диаграмма напряжений для стали

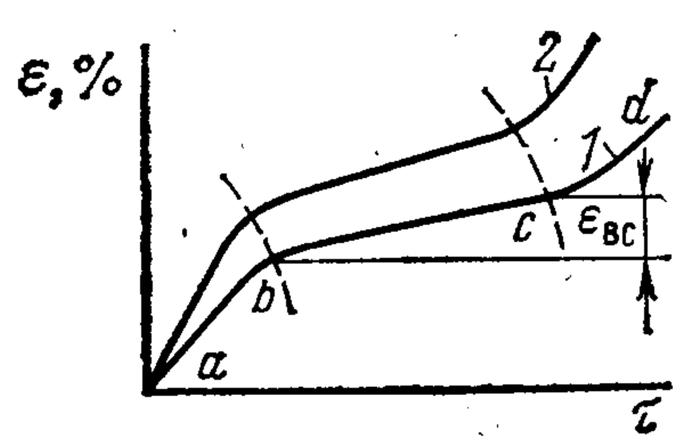


Рис. 23.2. Диаграмма ползучести стали при различных температурах:
1 — при температуре t_1; *2* — при температуре $t_2 (t_1 < t_2)$

точки: $\sigma_{пр}$ — предел пропорциональности, когда заканчивается линейная зависимость удлинения от приложенной нагрузки в виде растяжения; $\sigma_т$ — предел текучести; $\sigma_в$ — предел прочности (характеризующий разрушение или временное сопротивление). Предел текучести на диаграмме отмечается небольшой площадкой, если площадка незаметна, как это имеет место у легированных сталей, то этот предел определяется как напряжение, соответствующее остаточной деформации 0,2%, т. е. $\sigma_{0,2}$.

При высоких температурах (>400 °С) характеристики прочности снижаются с увеличением времени выдержки под нагрузкой. Это связано с процессом накопления пластической деформации под действием постоянной нагрузки и температуры. Такое явление называют ползучестью и характеризуют зависимостью относительной деформации при растяжении $\varepsilon = (\Delta l/l) \cdot 100\ \%$ от времени выдержки под нагрузкой τ, ч (рис. 23.2). На диаграмме ползучести различают три участка скорости ползучести: $a - b$ — неустановившейся, $b - c$ — равномерной и $c - d$ — нарастающей. На последнем участке скорость ползучести непрерывно возрастает вплоть до разрушения.

Равномерную скорость ползучести, %/ч, можно определить по соответствующему участку диаграммы, изображенной на рис. 23.2:

$$v_{пол}^{рав} = \varepsilon_{вс}/\tau_{вс}. \qquad (23.1)$$

Для деталей энергооборудования допускается скорость ползучести $v_{пол}^{рав} = 10^{-5}$ %/ч, т. е. за 100 000 ч работы деталь может накопить деформацию не более 1 %. Для выяснения неразрушаемости детали за время накопления заданной деформации ведутся испытания материала на длительную прочность вплоть до разрушения образца.

В результате длительной работы в условиях высоких температур стали меняют свои свойства. Некоторые стали становятся хрупкими при обычной температуре, сохраняя при этом высокое значение ударной вязкости, которая характеризует работу ударной силы, отнесенной к поперечному сечению образца, Н·м/м², в области высоких температур. Это явление называют тепловой хрупкостью.

Таблица 23.1. **Предельные допустимые температуры наружной поверхности труб по жаростойкости (окалинообразованию в среде продуктов сгорания)**

Марка стали	Топливо	
	Сернистый мазут	Каменный и бурый уголь, газ
12Х1МФ	540(585)*	585
12Х2МФСР	585	595
12Х2МФБ	620	630
12Х18Н12Т	610	640

* Допускается только при $q_{мест} < 400$ кВт/м².

Каждая сталь при предельно высокой для нее температуре подвержена *окалинообразованию*. На поверхности детали образуется пленка окислов. Интенсивная коррозия начинается при разных температурах для различных марок сталей. Содержание в топливе значительного количества серы ускоряет процесс окалинообразования. Предельно допустимые значения температур по окалинообразованию даны в табл. 23.1.

23.2. СТАЛИ, ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ В КОТЛОСТРОЕНИИ

В котлостроении широко применяются *углеродистые, низколегированные* и *высоколегированные* стали. При температуре стенки до 450 °С применяются качественные углеродистые стали марки 10 и особенно 20. Это малоуглеродистые, технологичные, хорошо свариваемые стали, из которых изготавливаются трубы. Стали имеют достаточно высокие прочностные свойства (табл. 23.2).

Низколегированные стали имеют легирующие добавки до 3,5—4,5%. Эти стали — перлитного класса, при охлаждении на воздухе они не закаливаются. В качестве легирующих элементов используются хром, молибден, никель, ванадий, вольфрам, титан, марганец и некоторые другие. Основные легирующие элементы — хром, молибден, при этом добавка хрома повышает окалиностойкость и устойчивость против графитизации, т. е. выделения графита на поверхности зерен,

Таблица 23.2. **Допускаемые напряжения [σ], МПа, для котлостроительных сталей при разных температурах стенки**

$t_{ст}$, °С	Марка стали							
	20К	22К	16ГНМА	15ХМ	12Х1МФ	12Х2МФСР	12Х18Н12Т	09Х14Н19В2БР
20	144	167	187	150	170	164	144	144
300	117	127	164	144	156	150	118	—
350	104	117	157	137	149	144	114	—
400	90	—	—	130	142	137	109	—
450	58	—	—	125	136	130	105	—
500	25	—	—	103	111	104	102	—
525	—	—	—	—	84	80	102	—
550	—	—	—	—	65	61	100	113
575	—	—	—	—	48	47	92	109
600	—	—	—	—	—	—	72	101
625	—	—	—	—	—	—	57	91
650	—	—	—	—	—	—	46	78
	Малоуглеродистые		Низколегированные				Высоколегированные	
	Перлитного класса						Аустенитного класса	

приводящего к снижению допускаемого напряжения. Содержание хрома в перлитных низколегированных сталях может находиться в пределах 0,5—2,5%. Сварка сталей с повышенным содержанием хрома во избежание возможного образования трещин требует предварительного подогрева. Добавка молибдена повышает показатели длительной прочности и сопротивления ползучести при высоких температурах. Молибден в стали вводится обычно вместе с хромом, что препятствует графитизации стали (распаду карбидов на металл и графит) в процессе длительной эксплуатации. Содержание молибдена в низколегированных сталях бывает 0,2—1,1%. Хромомолибденовые стали свариваются хорошо. Они применяются для работы при температуре стенки элементов до 500—550 °С.

Высоколегированные хромоникелевые стали могут использоваться при температурах до 625—650 °С. Содержание легирующих элементов достигает в них 40%, из них хромоникелевой основы 27—35%. Никельсодержащие стали отличаются высокой стоимостью.

Все аустенитные стали применяются в термообработанном состоянии — закалке на аустенит, при этом стали нагревают до 1050—1150 °С с последующим резким охлаждением (в воде, масле). Стали этого класса имеют высокую стойкость против коррозии, и они широко используются в различных энергоагрегатах и парогенераторах для элементов первичного контура. Увеличенное содержание никеля (не менее 9%) обеспечивает длительную прочность стали. Никель создает повышенную коррозионную стойкость аустенитных сталей. Вместе с никелем вводят обязательно и хром. Для снижения склонности аустенитных сталей к межкристаллитной коррозии в аустенитные стали добавляют титан и ниобий, которые связывают углерод в термически устойчивые карбиды.

Добавка ванадия в низколегированные стали способствует повышению прочности при длительной эксплуатации в области высоких температур. Ванадий создает мелкозернистую структуру и образует устойчивые карбиды, но, кроме того, снижает окалиностойкость.

Добавка бора способствует повышению прочности при высоких температурах, но ухудшает свариваемость легированных сталей. Вольфрам в аустенитные стали вводится для повышения жаропрочности, но вольфрам — дорогая присадка.

В СССР приняты обозначения марок сталей, связанные с их средним химическим составом. Марки углеродистых сталей обозначаются цифрами, например: 10; 20, что соответствует среднему содержанию углерода в сотых долях процента.

Качественные углеродистые стали для листов имеют то же обозначение, но с добавкой К, например, 15К; 20К.

Углеродистые стали обычного качества имеют обозначение: Ст2сп, Ст3сп.

Для обозначения легированных марок сталей используются буквы, характеризующие соответствующие легирующие элементы, а стоящие за ними цифры показывают в процентах (если их более 1%) содержание этих элементов.

Для обозначения химических элементов применяются следующие буквы: М — молибден; Х — хром; Н — никель; В — вольфрам; Ф — ванадий; Г — марганец; С — кремний; Б — ниобий; Т — титан; Р — бор; Ю — алюминий; Д — медь.

Для примера, сталь марки 12Х1МФ имеет следующий химический состав: С=0,12%; Cr=0,9÷1,2%; Mo=0,4÷0,55%; V=0,15÷0,35%.

23.3. РАСЧЕТЫ ПРОЧНОСТИ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ КОТЛА

Прочностные расчеты в котло- и парогенераторостроении ведутся по допускаемым напряжениям, которые устанавливаются с использованием коэффициентов запаса прочности $n_в$, $n_{0,2}$, $n_{д.п}$, $n_{-1\%}$ — соответственно на временное сопротивление, текучесть, длительную прочность и предел текучести. Тогда допускаемое напряжение определится как

$$[\sigma]=\sigma^t_в/n_в;\ [\sigma]=\sigma^t_т/n_т;\ [\sigma]=\sigma^t_{д.п}/n_{д.п};\ [\sigma]=\sigma^t_{п-1\%}/n_{п-1\%}, \quad (23.2)$$

где $\sigma^t_в$, $\sigma^t_{0,2}$, $\sigma^t_{д,п}$, $\sigma^t_{п-1\%}$ — временное сопротивление, предел текучести, предел длительной прочности и предел ползучести при соответствующей температуре. При определении допускаемых напряжений для углеродистой стали при $t\leqslant 400$ °С и легированной стали при $t\leqslant 450$ °С напряжения выбирают по меньшему из двух первых значений (здесь $\sigma^t_в$ при 20 °С) формулы (23.2), а в случае работы изделия из углеродистой стали при $t>400$ °С, легированной стали при $t>450$ °С и аустенитной стали при $t>525$ °С напряжения выбирают по меньшему из трех последних значений формулы (23.2).

Допускаемые напряжения для наиболее употребляемых в котлостроении сталей для различных температурных условий приведены в табл. 23.2 по Нормам расчета котлов на прочность.

Расчет цилиндрических сосудов (труб, коллекторов, барабанов) ведется по условиям третьей теории прочности максимальных касательных напряжений, если принять допущения о равенстве напряжений по толщине стенки ($2\tau_{макс}=\sigma_{0,2}$)

$$\sigma_{макс}-\sigma_{мин}=\sigma_{0,2}. \quad (23.3)$$

Известно, что максимальное окружное напряжение в стенке сосуда под давлением

$$\sigma_{макс}=0{,}5pD_в/S, \quad (23.4)$$

где p — расчетное давление; $D_в$ — внутренний диаметр; S — толщина стенки.

Минимальным напряжением является радиальное, и оно равно $\sigma_{мин}=-0{,}5p$. Подставив значения $\sigma_{макс}$ и $\sigma_{мин}$ в (23.3), получим $0{,}5\times(pD_в/S)+0{,}5p=\sigma_{0,2}$. Из последнего выражения получается зависимость при испытании цилиндрического сосуда, работающего под давлением. В Нормах расчета на прочность приводится формула с учетом допускаемого напряжения, где вводятся коэффициент прочности φ, учитывающий возможное ослабление за счет отверстий в теле сосуда, и прибавка на технологические допуски C. С учетом сказанного расчетная формула для определения толщины стенки цилиндрического сосуда S, м, имеет вид

$$S=\frac{pD_в}{2\varphi[\sigma]-p}+C. \quad (23.5)$$

Здесь p и $[\sigma]$ имеют размерность МПа, а $D_в$ и C — м.

При расположении отверстий вдоль оси сосуда (в продольном направлении) коэффициент прочности φ определяется по формуле: $\varphi=(t-d)/t$, где t, м, — расстояние в продольном направлении между центрами отверстий диаметром d, м (рис. 23.3).

В цилиндрических сосудах, барабанах и коллекторах часто имеется не один ряд ослабляющих отверстий. В этом случае коэффициент прочности φ определяют не только в продольном, но и в поперечном $\varphi=$

$=2(t_1-d)/t_1$ и диагональном направлениях. В поперечном направлении учитывается, что у цилиндрического сосуда среднее напряжение от давления в 2 раза меньше, чем в продольном направлении. Коэффициент прочности в диагональном направлении

$$\varphi=\frac{1-2d/t\,[\sqrt{1+(t_1/t)^2}+1]^{-1}}{\sqrt{1-0{,}75\,\{(t_1/t)^2/[1+(t_1/t)^2]^2\}}}.$$

Барабаны по торцам имеют приварные днища эллиптического профиля (рис. 23.4). Минимально допустимая высота эллиптического днища принимается $h_{дн}^{мин}\geqslant 0{,}2\,d_в$. Расчет толщины такого днища в соответствии с Нормами расчета котлов на прочность производится по формуле

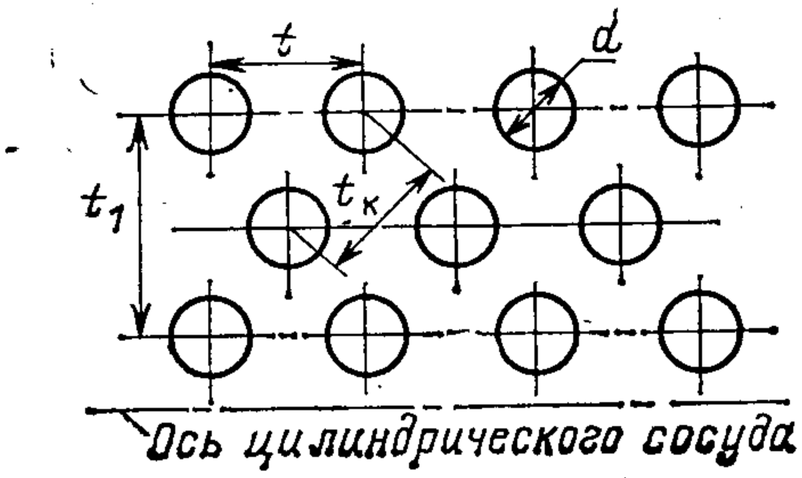


Рис. 23.3. Шахматное расположение отверстий под трубы

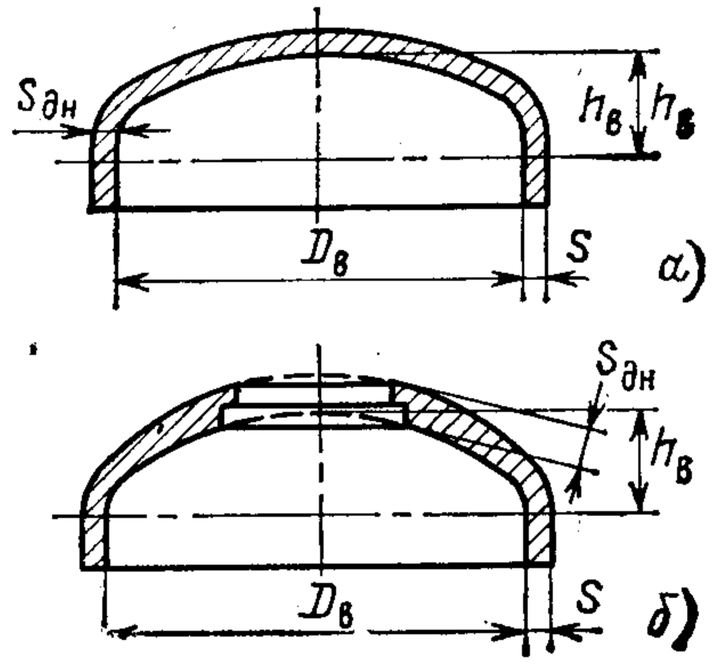


Рис. 23.4. Выпуклые эллиптические днища:
а — без ослабления; *б* — с ослаблением центральным лазом

$$S_{дн}=\frac{pD_в}{4\varphi\,[\sigma]}\left(\frac{D_в}{2h_в}\right)+C, \qquad (23.6)$$

где $D_в$, $h_в$ — внутренний диаметр и высота днища, м; φ — коэффициент, учитывающий ослабление днища неукрепленными отверстиями; C — прибавка к расчетной толщине.

Днища барабанов и сосудов высокого давления на основании расчета выполняют бóльшей толщины по сравнению с цилиндрическими стенками и обязательно с усилением отверстия.

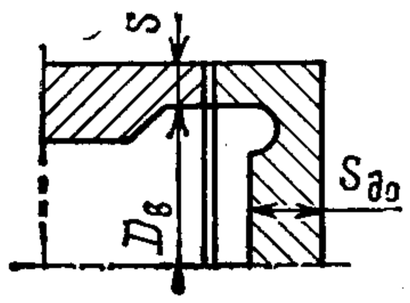


Рис. 23.5. Приварка донышка к коллектору

Донышки коллекторов часто выполняются плоскими, как показано на рис. 23.5. Для вывода формулы толщины плоского донышка используется теория пластины, заделанной (приваренной) по контуру.

Формула для расчета толщины стенки плоского донышка имеет вид:

$$S_{до}=KD_в/K_0\sqrt{p/[\sigma]}, \qquad (23.7)$$

где K — коэффициент, учитывающий соотношение между толщинами стенок цилиндрической части и донышек (ориентировочно $K\sim 0{,}40\div 0{,}35$); K_0 — коэффициент ослабления донышка отверстиями (при $d/D_в<0{,}35$ $K_0=1-0{,}65d/D_в$).

Поверхностные пароохладители котельных установок, теплообменники парогенераторов имеют плоские трубные доски, ослабленные отверстиями под трубы. Толщина трубной доски $h_д$, зажатой между флан-

цами, определяется по формуле

$$h_д = 0{,}393 D_в \sqrt{p/([\sigma]\varphi)}. \qquad (23.8)$$

Если трубная доска приварена по периметру к корпусу, то

$$h_д = 0{,}393 K D_в \sqrt{p/([\sigma]\varphi)}, \qquad (23.9)$$

где K — коэффициент относительной жесткости узла соединения корпуса и трубной доски, т. е. $K = f(h^{корп}/h_д)$. При отношении $h^{корп}/h_д = 0{,}5$ $K = 0{,}9$.

В формулы (23.8) и (23.9) входит коэффициент прочности для трубной доски φ, который при разбивке отверстий по треугольнику рекомендуется определять по формуле

$$\varphi = 0{,}935 - 0{,}65(d/t), \qquad (23.10)$$

причем обязательно $d < t$.

23.4. ОЦЕНКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ ТРУБНОЙ СИСТЕМЫ ПАРОВЫХ КОТЛОВ ПРИ МАЛОЦИКЛОВОЙ УСТАЛОСТИ И ПОЛЗУЧЕСТИ

В связи с необходимостью работы паровых котлов в высокоманевренных режимах приобрели актуальность расчеты на малоцикловую усталость. В Нормах расчета котлов на прочность дана методика оценки долговечности при ползучести малоцикловой усталости, возникающей при переменной во времени нагрузке деталей котла, создающей дополнительные остаточные напряжения. За цикл нагружения принимают изменение σ за один период, от максимального до минимального значения напряжения.

В расчете учитываются следующие нагрузки: изменение давления при пуске; колебание давления в процессе работы; температурные перепады при пуске; колебания температуры стенки в период эксплуатации (от пульсаций пароводяной смеси, колебаний температуры факела).

Для каждой расчетной (наиболее загруженной) точки стенки сосуда под давлением определяются три главных нормальных условно-упругих напряжения по трем взаимно перпендикулярным осям. Учет местных концентраций производится соответствующими коэффициентами.

Расчетные напряжения умножаются на коэффициенты концентраций K. При расчете окружных напряжений от давления $K = 3$; для температурных напряжений $K = 2$. Эти три главные нормальные напряжения — окружные, осевые и радиальные — соответственно равны:

$$\sigma_1 = \sigma_\varphi;\ \sigma_2 = \sigma_z;\ \sigma_3 = \sigma_r, \qquad (23.11)$$

причем для труб котлов крутящий момент не учитывается.

Разность главных нормальных напряжений называется эквивалентными напряжениями и определяется как

$$\sigma_{э12} = \sigma_1 - \sigma_2;\ \sigma_{э23} = \sigma_2 - \sigma_3;$$

$$\sigma_{э13} = \sigma_1 - \sigma_3. \qquad (23.12)$$

Размах условно-упругих эквивалентных напряжений рассчитывается по формуле

$$\Delta\sigma_{э12} = E_{макс}\left(\frac{\sigma_{э12макс}}{E_{макс}} - \frac{\sigma_{э12мин}}{E_{мин}}\right), \qquad (23.13)$$

$\Delta\sigma_{э23}$ и $\Delta\sigma_{э13}$ — аналогично, где $E_{макс}$ и $E_{мин}$ — максимальное и минимальное значения модуля упругости, МПа.

Расчетная амплитуда σ_a, т. е. отклонение напряжения от среднего значения, определяется по одной из двух формул:

$$\sigma_a = \frac{\Delta\sigma_{эij}}{2}; \quad \sigma_a = \frac{\Delta\sigma_{эij}}{2} \frac{\Delta\sigma_{эij}}{1{,}5\,([\sigma]_{макс} - [\sigma]_{мин})}, \tag{23.14}$$

(i=1, 2, 1; j=2, 3, 3); вторая формула дана с учетом работы на длительную прочность. Для дальнейших расчетов выбирается наибольшее значение σ_a.

Число циклов работы при заданной амплитуде напряжений рассчитывается по формуле

$$N^* = [N] / \Pi_N, \tag{23.15}$$

где $[N]$ — допускаемое число циклов по графику зависимости $[N] = \varphi[\sigma_a]$, показанной на рис. 23.6;

$$\Pi_N = 1/[D - (1{,}25\sigma_c/\sigma_{д.п}{}^t)^8].$$

Коэффициент Π_N учитывает повреждаемость, т. е. снижение работоспособности детали, вызываемую ползучестью, и вычисляется при $t_{ст} > 400$ °С для углеродистых и при $t_{ст} > 450$ °С для легированных сталей. При более низких температурах, когда ползучесть не наблюдается, $\Pi_N = 1$,

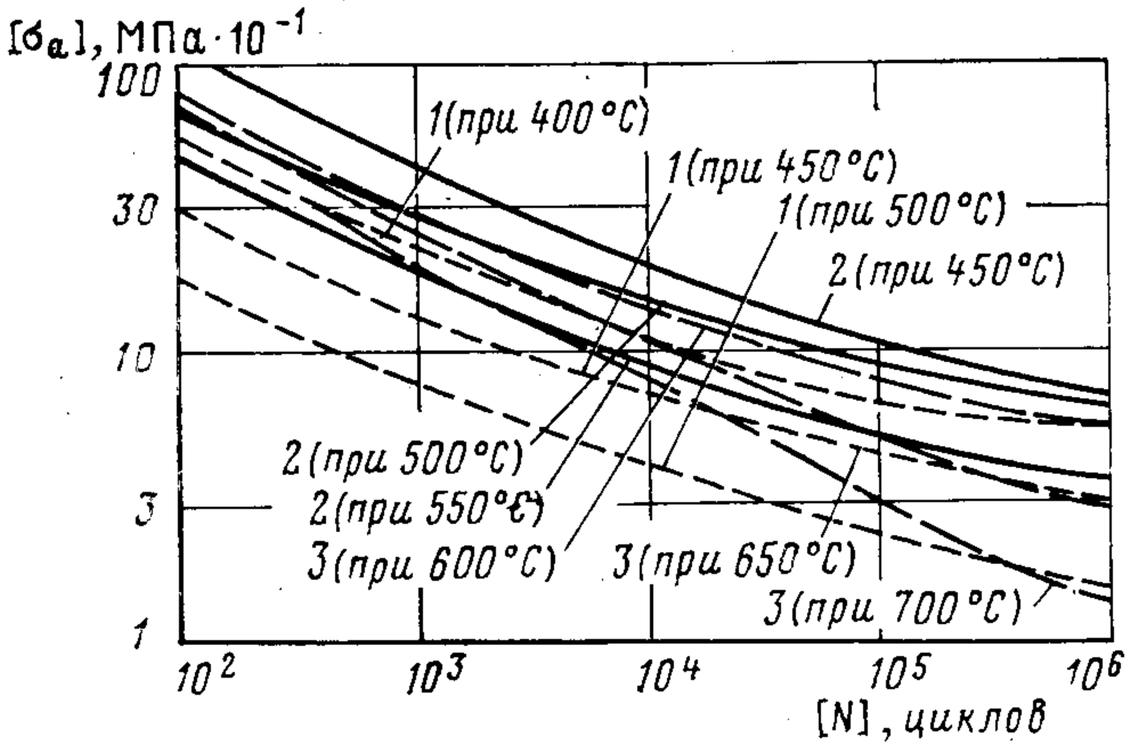


Рис. 23.6. Зависимость $[N]$ от расчетной амплитуды напряжений σ_a: *1* — для углеродистой стали; *2* — для низколегированных сталей; *3* — для аустенитных сталей

Коэффициент D в формуле (23.15) — коэффициент суммарной повреждаемости от ползучести. При величине $(1{,}25\sigma_c/\sigma_{д.п})^8 = 0{,}3$ $D = 0{,}6$, а при $(1{,}25\sigma_c/\sigma_{д.п})^8 = 1{,}0$ $D = 1{,}0$ (зависимость линейная).

Расчетное напряжение при ползучести σ_c подсчитывается по формуле

$$\sigma_c = K\sigma_э{}^в, \tag{23.16}$$

где $\sigma_э{}^в$ — эквивалентное напряжение от давления и весовых нагрузок; коэффициент $K = 1{,}2 \div 1{,}3$ для коллекторов, а для гибов — 1,2—1,5; напряжение длительной прочности при заданной температуре $\sigma_{д.п}{}^t = 1{,}5\,[\sigma]$. Если отношение напряжений $\sigma_c/\sigma^t_{д.п} = 0{,}5$, то повреждаемость от ползучести не учитывается, т. е. $\Pi_N = 1$. Когда в расчетном месте элемента имеется сварной шов, тогда допустимое число циклов уменьшается в 2 раза.

ГЛАВА ДВАДЦАТЬ ЧЕТВЕРТАЯ

КАРКАС И ОБМУРОВКА ПАРОВОГО КОТЛА

24.1. КОНСТРУИРОВАНИЕ КАРКАСА

Устройство каркаса

Каркас современного парового котла является пространственной металлической конструкцией, предназначенной для опоры или подвески всех элементов агрегата. Каркас сконструирован в виде сложной рамы с жесткими узлами и состоит из несущих колонн, опорных балок, ферм и большого количества вспомогательных стоек и соединительных балок-ригелей. Стержневая система каркаса с жесткими узлами обеспечивает неизменяемость конструкции под нагрузкой. Для современных мощных котлов СКД больших размеров (каркас котлоагрегата к блоку 500 МВт имеет размеры: высота 60 м, в плане 36×24 м) для усиления неизменяемости конструкции ставятся диагональные раскосы.

Все основные элементы каркаса современного котла во избежание воздействия на них горячих газов обязательно выносятся за обмуровку. Только балки, поддерживающие конвективные поверхности нагрева в хвостовой части агрегата, обычно проходят через газоход. Такие балки снаружи изолируются и охлаждаются продуваемым внутри их воздухом. В этом случае один конец балки крепится на скользящей опоре для обеспечения температурных удлинений.

Для изготовления каркасов применяют в основном сортовой прокат: двутавры, швеллеры, уголки, а также листы и полосы. Прокат изготавливается из малоуглеродистой стали — Ст3, которая хорошо сваривается, что особо важно для создания сварных соединений каркаса. Например, для каркаса и обшивки барабанного котла ТП-100 паропроизводительностью 180 кг/с расходуется около 640 т металла.

Ряд основных элементов каркаса работает при несколько повышенной температуре — около 60—100 °С. От повышения температуры стержней пространственной рамы каркаса появляются дополнительные, трудно учитываемые температурные напряжения. Это обстоятельство необходимо учитывать при выборе допускаемых напряжений путем снижения последних на 10—15%.

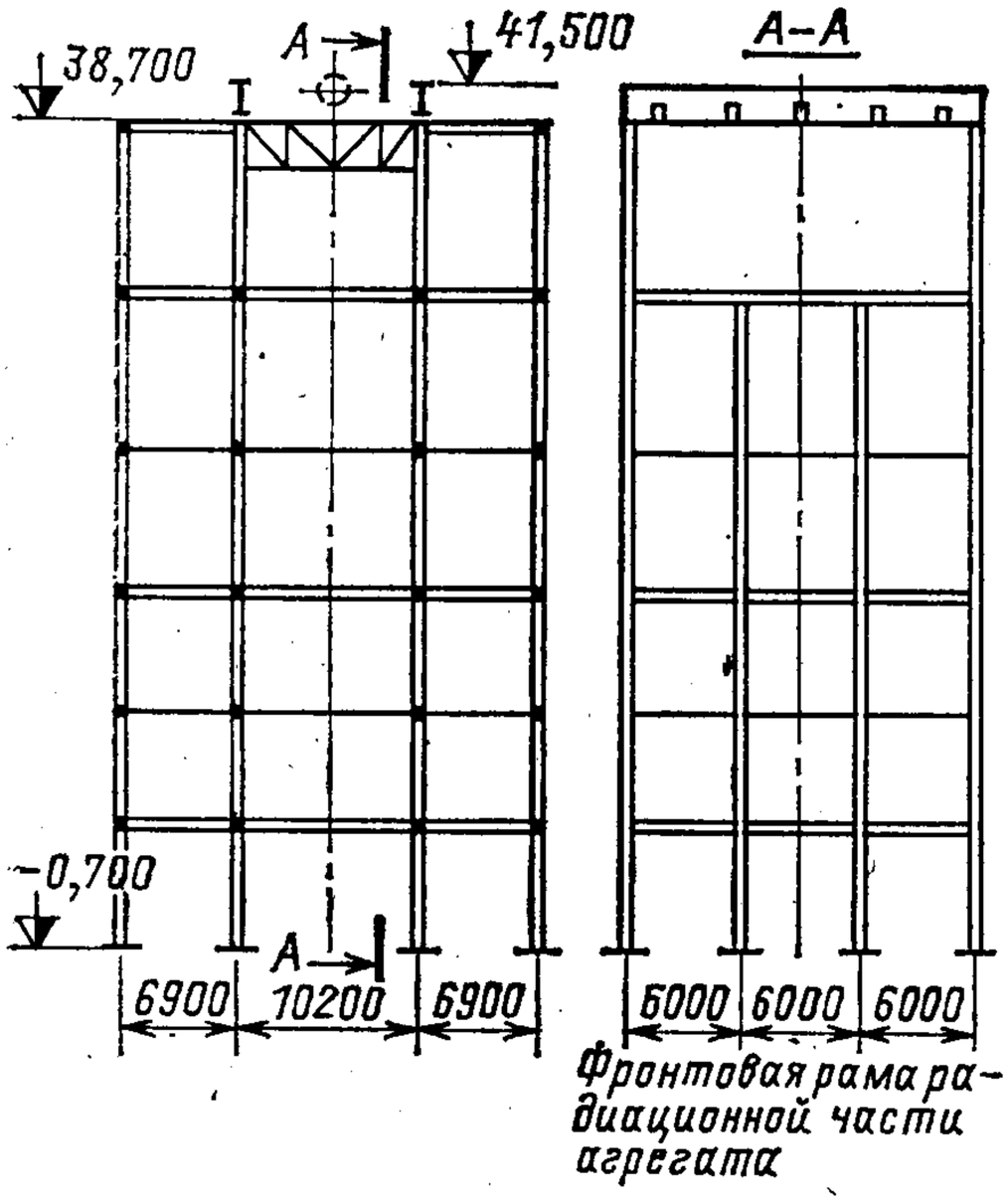
Согласно строительным нормам рекомендуется принимать для обычных металлических сооружений из Ст3 при растяжении, сжатии и изгибе следующие допускаемые напряжения: $[\sigma]=180$ МПа, когда учтены все основные и дополнительные нагрузки, и $[\sigma]=160$ МПа, когда учтены только основные нагрузки. При расчете элементов, работающих на срез, напряжения принимают соответственно 110 и 100 МПа.

Соединения колонн и балок каркаса производятся электросваркой автоматически или вручную. Допускаемые напряжения в этом случае для стыковых сварных швов снижаются при растяжении на 20%, при сжатии на 10%.

В последние годы стало применяться совмещение каркаса котла с железобетонными конструкциями здания. В этом случае колонны агрегата объединяются с колоннами здания деаэраторной этажерки. Однако объединение каркаса котла с колоннами и балками здания усложняет монтаж и сборку агрегата.

Современные мощные котлы имеют Т-образную компоновку. На рис. 24.1 приведена схема каркаса барабанного котла ТКЗ на 180 кг/с, на рис. 24.2 показана схема каркаса прямоточного котла ЗиО паропроизводительностью 458 кг/с к блоку 500 МВт. Несущих колонн каркаса (рис. 24.1) в радиационной части установлено восемь, а в конвектив-

ной — шесть, из них две сдвоенные. Четыре колонны не доходят до верха агрегата. В каркасе котла П-57 к блоку 500 МВт (рис. 24.2) имеется двенадцать колонн, из них две не доходят до верха агрегата. Для увеличения несущей способности колонны выполнены коробчатого сечения. На верху каркаса поставлены две сдвоенные двутавровые балки большой несущей способности, высотой каждая по 2,88 м, перекрывающие весь пролет над котлом. Эти балки называют хребтовыми. На балках удерживается все потолочное перекрытие, включая ширмы, пакеты пароперегревателей с коллекторами, перепускные трубопроводы верха котла. Колонны радиационной и конвективной частей укреплены диагональными раскосами во избежание потери устойчивости от больших сжимающих нагрузок.



Фронтовая рама радиационной части агрегата

Рис. 24.1. Каркас парового котла ТП-100

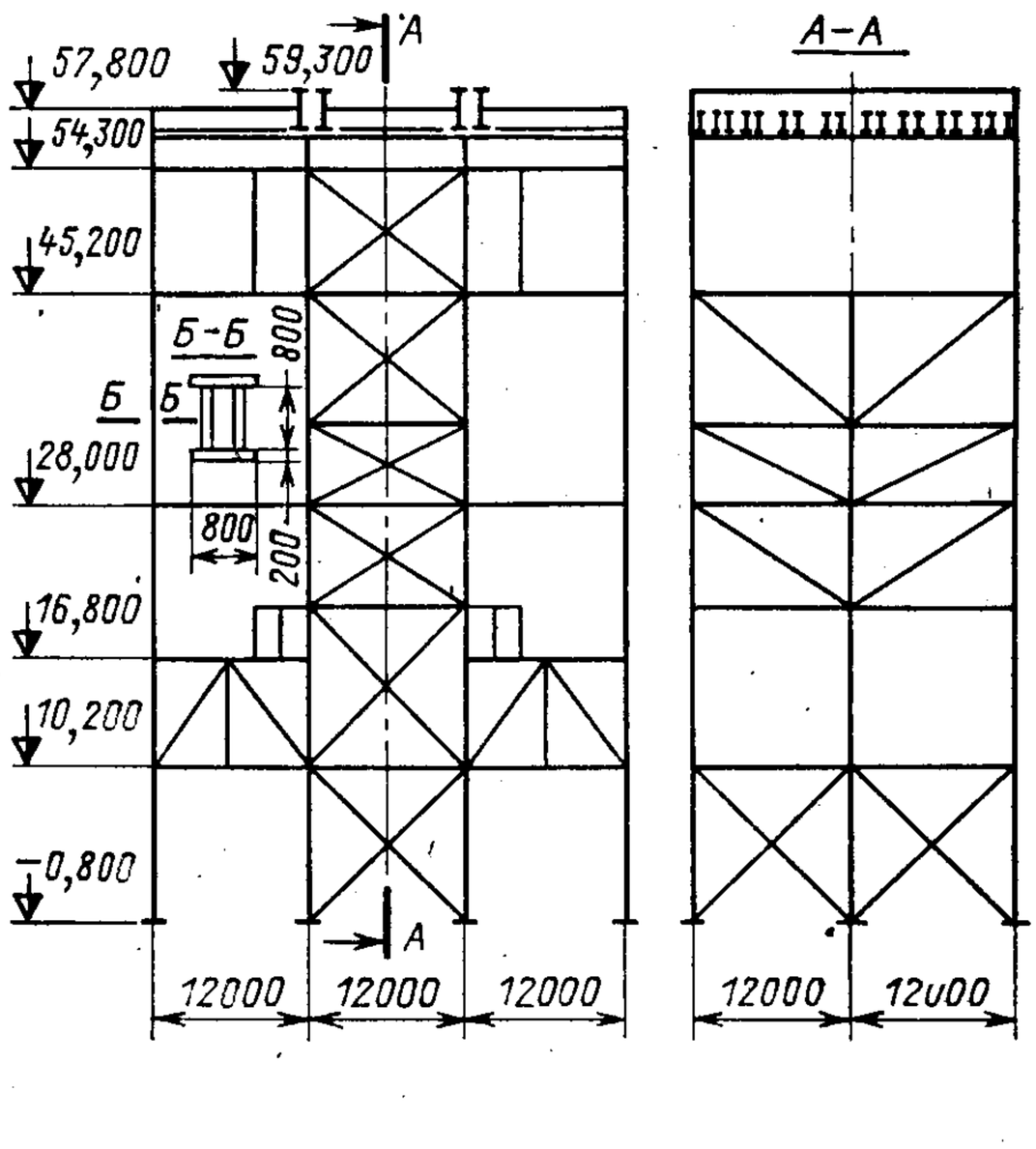


Рис. 24.2. Схема каркаса прямоточного котла на СКД к блоку 500 МВт

На рис. 24.3 показан каркас котла, связанный с каркасом здания, что позволяет уменьшить расход металла на каркас. Между колоннами здания котельной (по верхней отметке) расположены сварные балки больших размеров (высота балки равна примерно 0,1 перекрываемого пролета). К этим балкам приваривают хребтовые балки котла. Описание аналогичной конструкции котла приведено в § 27.3. Каркас котла здесь играет вспомогательную роль и необходим для обеспечения жесткости конструкции агрегата и его подвески к зданию.

Конструировать такое подвесное сооружение возможно для мощных прямоточных котлов с газоплотными сварными экранами и облегченной обмуровкой.

В настоящее время котлы конструируются и поставляются на монтаж в блочном исполнении. В этом случае отдельные крупные элементы (экраны, поверхности нагрева и др.) имеют для придания жесткости конструкции при перевозке и монтаже дополнительно собственный *блочный каркас*. Обычно такой каркас тесно увязан с основным несущим каркасом. На блочный каркас идет 5—10% массы металла всего каркаса.

Нагрузка на каркас

Нагрузка на балки и и колонны каркаса включает нагрузку от массы обмуровки, поверхностей нагрева, заполненных нагреваемой средой, барабанов, коллекторов, трубопроводов, арматуры, гарнитуры, площадок и лестниц с учетом нагрузки при нахождении на них обслуживающего персонала. При определении итоговых нагрузок учитывается также и собственная масса металлической рамной конструкции. В агрегатах под наддувом возникает дополнительная горизонтальная нагрузка от давления газов на стенку, воспринимаемая соответствующими балками. Кроме того, балки стен топочной камеры должны выдерживать усилия от хлопка газов не менее 1000 Па.

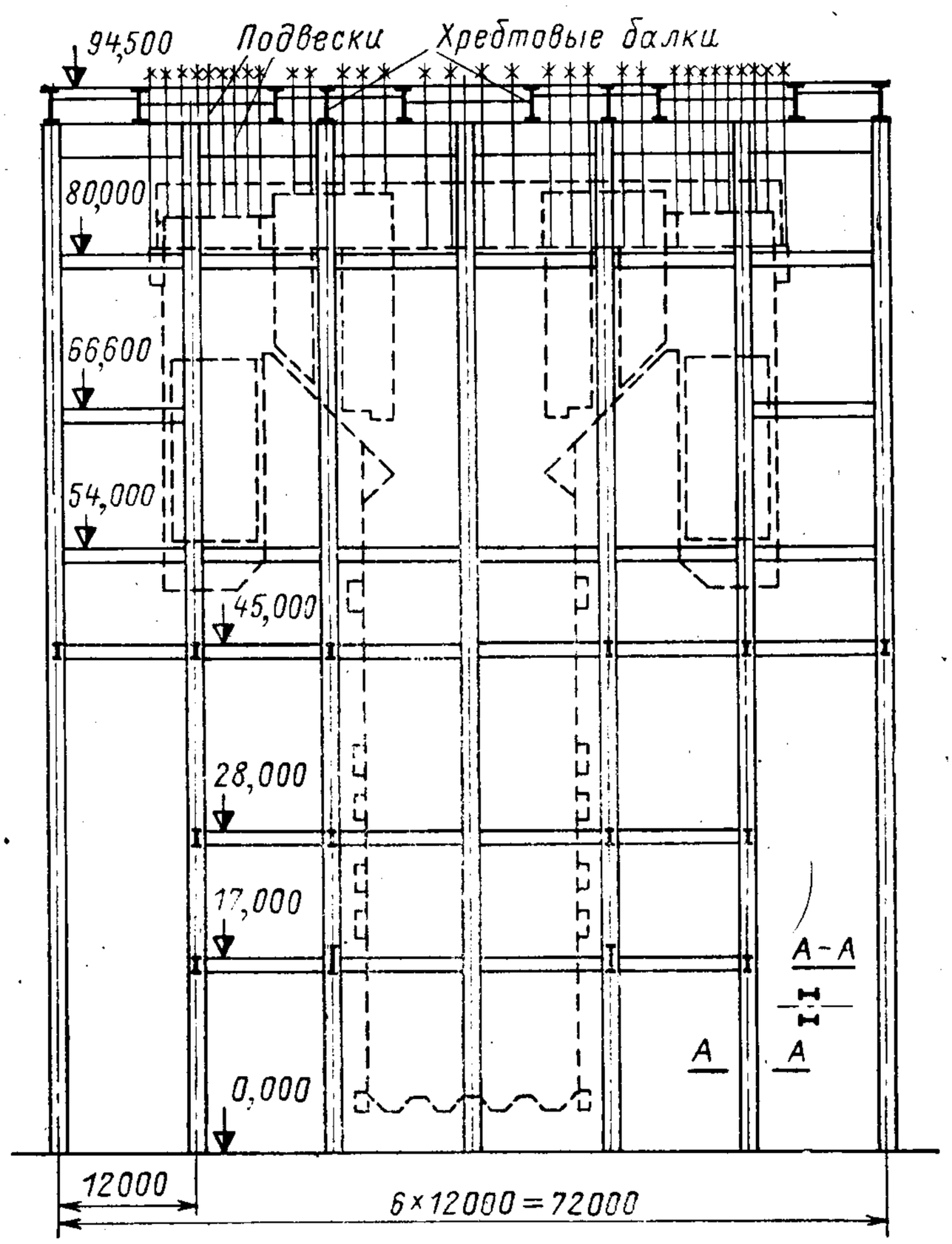


Рис 24.3. Схема каркаса, совмещенного с каркасом здания

В сейсмичных районах каркасы котлов воспринимают нагрузки, возникающие от действия инерционных сил, при горизонтальных колебаниях земной поверхности эти нагрузки зависят от силы землетрясения и периода собственных колебаний всей загруженной металлической рамной конструкции.

Значительную нагрузку на каркас дает обмуровка, толщина которой около 250 мм. Обмуровка выполняется двух,- трехслойной из специальных плит. Если выделить из такой обмуровки условную плиту с размерами 1×1 и толщиной в 125 мм, т. е. в «полкирпича», то при выполнении ее из шамота нагрузка составляет 2300 Н, из диатомита — 750 Н. Вся нагрузка от обмуровки воспринимается специальными балками. Нагрузка от обмуровки создает изгибающие и крутящие усилия на эти балки.

Нагрузка от поверхностей нагрева определяется в зависимости от размеров поверхностей нагрева и толщины труб, коллекторов, трубопроводов. Барабаны создают большие сосредоточенные нагрузки на балки.

Принцип расчета каркасных рам

В рамной конструкции каркаса изгибающие моменты от нагрузки какого-либо стержня вызывают также дополнительные моменты в смежных стержнях, поэтому узлы рамы конструируют жесткими. Это обстоятельство заставляет вначале рассматривать всю рамную конструкцию для определения изгибающих моментов во всех балках и колоннах.

Пространственную многоэтажную рамную конструкцию каркаса котла предварительно разделяют на плоские рамы, что вполне допустимо, так как нагрузки обычно расположены симметрично, а узлы несмещаемы. Например, при П-образной компо-

новке получают четыре плоские рамы для радиационной части (фронтальную, задиюю, боковые) и столько же для конвективной.

При составлении расчетной схемы каркаса выделяются колонны, основные балки и стойки. Вспомогательные ригели и промежуточные стойки, имеющие меньшее сечение, а следовательно, много меньший момент инерции, в этом случае не учитываются, однако в местах их приложения учитывают опорные усилия. Расчет рамной конструкции с определением изгибающих моментов во всех стержнях, т. е. колоннах и балках, проводится специальными методами строительной механики: методом сил или методом деформации.

24.2. РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ КАРКАСА

Растянутые стержни рассчитываются на усилие N, по которому находят необходимое сечение при известном допускаемом напряжении $[\sigma]$. В расчет вводят поперечное сечение стержня с учетом ослаблений отверстиями.

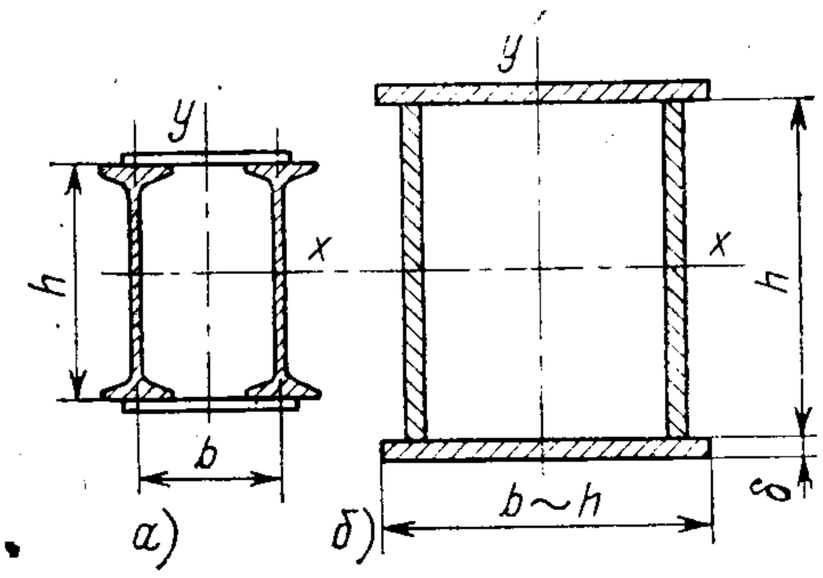


Рис. 24.4. Поперечные сечения колонн (стоек):
а — из двутавров; *б* — из полос

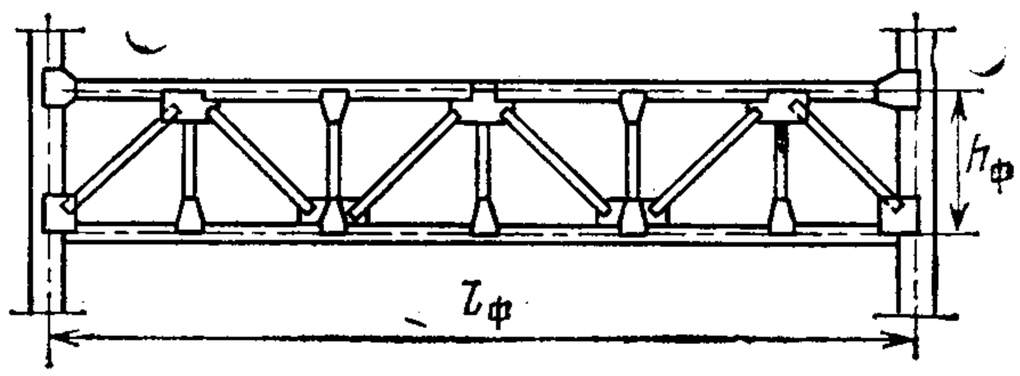


Рис. 24.5. Конструкция фермы

Элементы каркаса работают на сжатие: стойки, сжатые стержни ферм и др. На рис. 24.4 показаны два типа сечения колонн: из прокатного сортамента (двутавров) и из листовых полос толщиной 20—25 мм. Последний тип сечения колонны применяется для восприятия большой нагрузки. Все элементы колонны соединены сваркой.

На рис. 24.5 приведена конструкция фермы. При вертикальной нагрузке в наиболее тяжелом состоянии находятся стержни верхнего пояса, загруженные сжимающими усилиями.

Центрально-сжатые стержни необходимо рассчитывать на устойчивость. Для избежания потери устойчивости сжатого стержня необходимо ограничивать напряжение. Расчет выполняют по формуле

$$\sigma = N/(\varphi F_{бр}) \leqslant [\sigma], \qquad (24.1)$$

где $F_{бр}$ — полная площадь поперечного сечения; φ — коэффициент продольного изгиба.

Коэффициент φ зависит от гибкости стержня λ, т. е. от отношения длины к радиусу инерции $\lambda = l/i$. Для Ст3 гибкость составляет: $\varphi = 1$ при $\lambda = 0$; $\varphi = 0{,}60$ при $\lambda = 100$; $\varphi = 0{,}45$ при $\lambda = 120$. Гибкость для колонн и стоек ограничивается величиной $\lambda_{макс} = 120$.

Колонны каркаса часто выполняются сварными из двутавров, скрепленных отдельными планками. При расчете такой колонны на устойчивость необходимо знать ее гибкость с учетом горизонтальных связей по

этажам каркаса. В этом случае рассчитывают гибкость колонны по формуле

$$\lambda_{кол} = \lambda_1/(n\sqrt{\eta}), \qquad (24.2)$$

где λ_1 — гибкость колонны без связей при коэффициенте приведения длины $\mu=1$; n — число этажей; η — коэффициент критической силы (при одинаковой жесткости колонны и балки $\eta=0{,}61$ для $n=2$ и $\eta=0{,}44$ для $n=4$).

Для восприятия большой изгибающей нагрузки балки конструируются сварными, их поперечные сечения показаны на рис. 24.6. Наиболее проста для изготовления двутавровая сварная балка; однако она способна воспринимать меньшую нагрузку. Наибольшую нагрузку из показанных на рис. 24.6 балок может нести сдвоенная двутавровая балка. Такие балки применяются исключительно при больших пролетах, т. е.

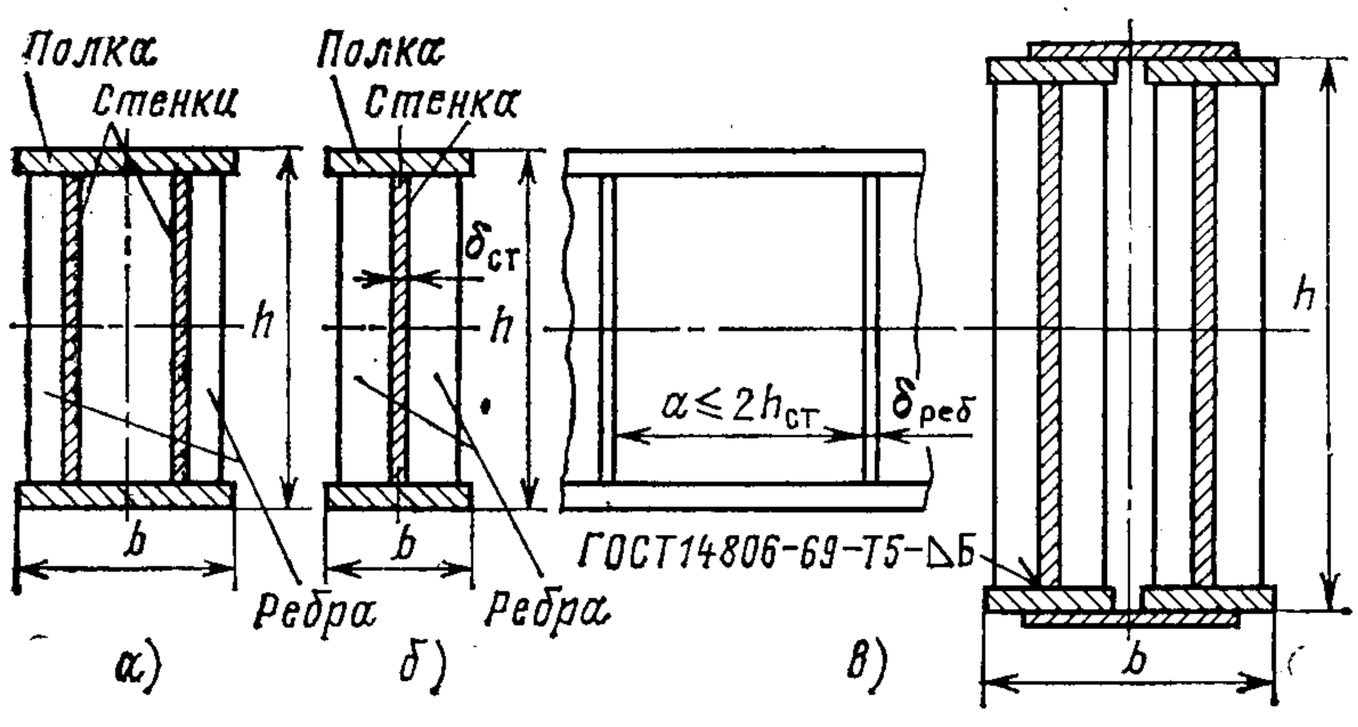


Рис. 24.6. Сварная балка:
а — двустенная; *б* — двутавровая; *в* — сдвоенная двутавровая

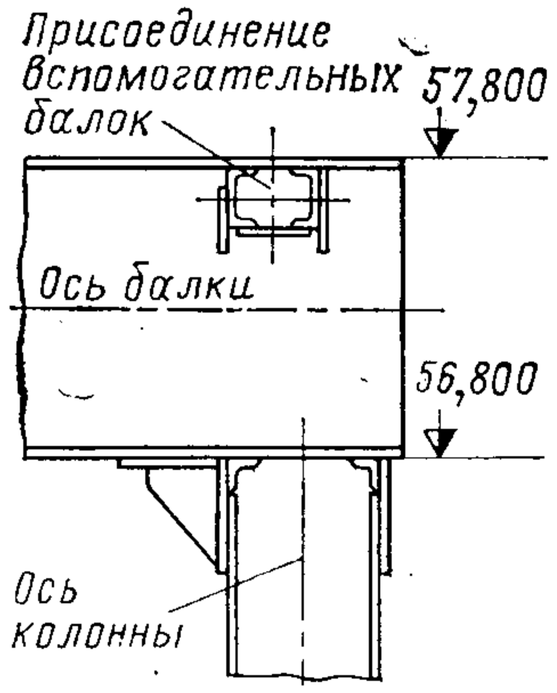


Рис. 24.7. Крепление сварной двутавровой балки на колонне

в качестве хребтовых балок, устанавливаемых на потолочном перекрытии. На котле П-57 установлены две хребтовые балки, перекрывающие пролет в 24 м. При меньшей нагрузке и меньшем пролете целесообразно применять в качестве хребтовых балок сварные двутавровые.

Двутавровые балки применяются в каркасах большой мощности (к блокам 300—500 МВт) как верхние опаясывающие балки, устанавливаемые на наружных колоннах. Способ крепления такой сварной балки к колонне показан на рис. 24.7.

Прочность балок проверяют по нормальным и касательным напряжениям, Н/м², по формулам:

для нормальных

$$\sigma = M/W_x \leqslant [\sigma]; \qquad (24.3)$$

для касательных

$$\tau = QS_{бр}/(J_{бр}\delta) \leqslant [\tau], \qquad (24.4)$$

где M — изгибающий момент, Н·м; W — момент сопротивления, м³; Q — поперечная сила, Н; $S_{бр}$ — статический момент, м³; $J_{бр}$ — момент инерции полной площади сечения, м⁴; δ — толщина элемента, м.

Балки имеют сильно различающиеся по величине моменты инерции сечений во взаимно перпендикулярных осях, а именно: $J_x/J_y \gg 1$. Под действием изгибающей нагрузки такие балки могут потерять устойчивость, т. е. не только прогнуться, но и отклониться из вертикальной плоскости, тогда поперечное сечение не только прогнется по вертикали, но

и еще повернется на некоторый угол. Во избежание этого расчет ведут с учетом коэффициента уменьшения допускаемых напряжений по формуле

$$\sigma = M/(\varphi_б W_{бр}) \leqslant [\sigma], \qquad (24.5)$$

где $\varphi_б$ — коэффициент уменьшения допускаемых напряжений прокатных балок ($\varphi_б = 1 \div 0{,}36$ при изменении длины l от 1 до 10 м); $W_{бр}$ — момент сопротивления полного поперечного сечения.

Для восприятия больших нагрузок используются высокие сварные двутавровые балки, укрепленные поперечными ребрами (см. рис. 24.5) во избежание потери местной устойчивости стенкой. Приваренные к стенке ребра устанавливают с шагом, равным $(1—2)h_{ст}$, и обязательно в опорах и местах приложения сосредоточенных нагрузок.

Прогиб балок f ограничивают исходя из допустимой относительной стрелы прогиба основных балок каркаса котла $[f/l] \approx 0{,}001$. Прогиб балок зависит от нагрузки, а следовательно, и от напряжения.

Расчетная формула для определения f имеет вид

$$f = \beta\sigma l^2/(Eh), \qquad (24.6)$$

где β — коэффициент прогиба, зависящий от вида нагрузки и способа креплений концов (при смешанной нагрузке и жестких заделках стержней в узлах $\beta = 0{,}094$); E — модуль упругости, для строительных сталей $2{,}06 \cdot 10^5$ МПа; h — высота балки, м.

Высота балки h выбирается с учетом допустимого прогиба по соотношению

$$h = (0{,}125 \div 0{,}085)l \qquad (24.7)$$

(большая цифра для наиболее загруженных).

Проверка прочности балок каркаса при совместном действии растяжения и изгиба производится по формуле

$$\sigma = (N/F_{нт}) + (M/W_{нт}) \leqslant [\sigma], \qquad (24.8)$$

где N — действующее усилие, Н; $F_{нт}$ — поперечное сечение (нетто), м^2; $W_{нт}$ — момент сопротивления (нетто), м^3.

Одновременное воздействие изгиба и сжатия неблагоприятно сказывается на работе стержня. Сжимающая сила N оказывается приложена с некоторым эксцентриситетом, соответствующим общему прогибу

$$f_{об} = f/[1 — (N/N_э)], \qquad (24.9)$$

где $N_э = \pi^2 EJ/(\mu l)^2$ — эйлерова сила; μ—коэффициент приведения длины, $\mu = 0{,}5 \div 1$. Учитывая, что напряжения в этом случае возникают не только от нагрузки, но и от прогиба балки, для определения σ используют формулу

$$\sigma = (N/F_{нт}) + (M + f_{об}N)/W_{нт}. \qquad (24.10)$$

Балки, поддерживающие обмуровку, обычно работают на изгиб и кручение. Касательное напряжение при кручении

$$\tau_к = M_к/W_к, \qquad (24.11)$$

где $M_к$ — момент кручения; $W_к$ — момент сопротивления кручению.

24.3. ОБМУРОВКА

Обмуровка предназначена для ограждения и изоляции горячих газов, создания безопасных условий для обслуживающего персонала, охраны окружающей среды в котельной и должна обеспечить непроницаемость наружного воздуха в топку и газоходы или препятствовать выбиванию горячих газов наружу (при наддуве).

В современных котлах с экранированными топками температура внутренней части обмуровки превышает температуру труб не более чем на 100 °С. В наиболее тяжелых условиях находится обмуровка частично неэкранированных стен топочной камеры, обычно в котлах небольшой паропроизводительности. Здесь температура внутренней части обмуровки может достигать 1200—1400 °С и более.

Как правило, первый обращенный к топке слой обмуровки выполняют из огнеупоров — шамота, в виде кирпичей или чаще плит. Предельная температура для шамота — 1400 °С. В качестве изоляции применяются теплоизоляционные бетоны, диатомитовый кирпич, легковесные плиты из совелита.

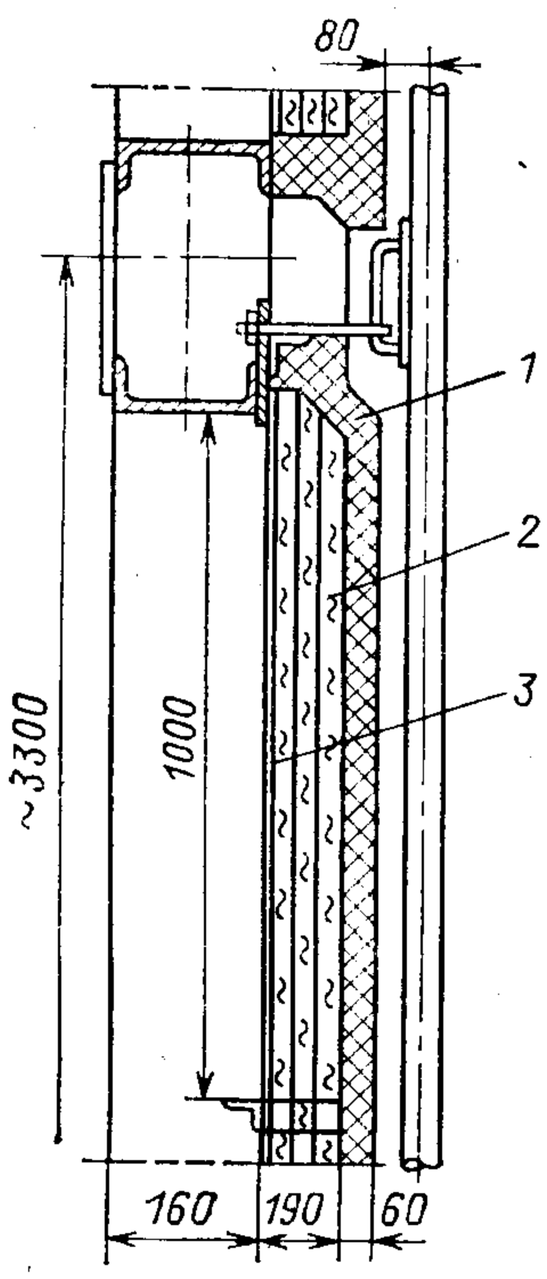


Рис. 24.8. Накаркасная панельная обмуровка:

1 — огнеупориый бетон; *2* — диатомовые плиты; *3* — уплотнительиая штукатурка

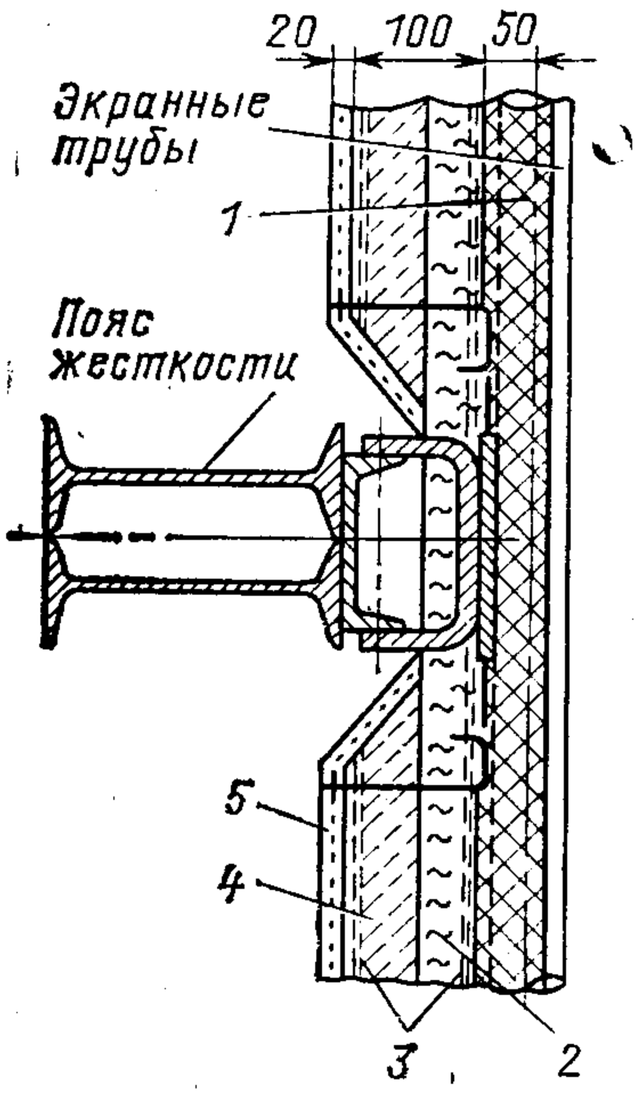


Рис. 24.9. Натрубная обмуровка с поясом жесткости:

1 — хромитовая масса; *2* — теплоизоляциоиный бетои; *3* — металлическая сетка; *4* — изоляцнонные плнты; *5* — уплотинтельнан обмазка

По конструктивному выполнению существующие обмуровки можно разделить на два вида: *накаркасную* (рис. 24.8) и *натрубную* (рис. 24.9). Для увеличения непроницаемости воздуха (газов) обмуровка снаружи обшивается стальными листами.

Накаркасная обмуровка выполняется в виде отдельных поясов высотой от 1,5 до 4 м. Каждый такой пояс поддерживается специальной балкой. Обмуровка выкладывается из кирпичей (в котлах малой производительности) или плит. Внутренний слой делают из шамота, наружный из совелита.

Натрубная обмуровка (рис. 24.9) состоит из нескольких слоев—на трубы (с ошиповкой) наносится торкретная (хромитовая) масса; второй слой — теплоизоляционный бетон, укрепленный к трубам с помощью металлической сетки; далее установлен изоляционный слой из плит; снаружи нанесен слой уплотнительной обмазки.

Для придания системе труб с натрубной обмуровкой жесткости, необходимой для восприятия возможных хлопков в топке, устанавливают горизонтальные пояса жесткости из двутавров. Эти пояса жест-

кости висят на трубах, вместе с трубами перемещаются при тепловом расширении экранов и фиксируют взаимное расположение экранных труб.

В мощных современных котлах применяются газоплотные экраны из оребренных плит, сваренных между собой (рис. 24.10). Такая система создает сплошную металлическую стену. Здесь не нужна обмуровка, нужен только теплоизолирующий слой с тем, чтобы наружная температура стенки котла не превышала температуру окружающего воздуха на $\Delta t \leqslant 30\,^{\circ}\mathrm{C}$. В этом случае интенсивность потерь $q_{пот}$ кВт/м^2, в окружающую среду рассчитывается по формуле

$$q_{пот} = \alpha_{пот} \Delta t, \qquad (24.12)$$

где $\alpha_{пот}$ — коэффициент теплоотдачи от изоляции (обмуровки) к окружающему воздуху.

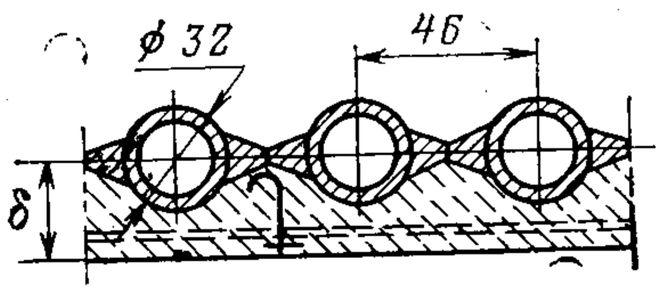


Рис. 24.10. Мембранный экран с теплоизоляционным слоем

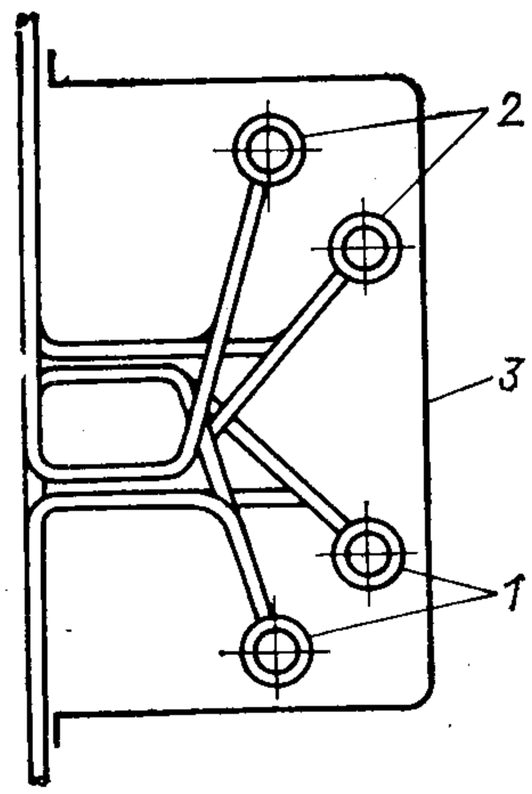


Рис. 24.11. Узел разъема экрана:

1 — выходиые коллекторы; *2* — входные коллекторы; *3* — уплотияющий короб

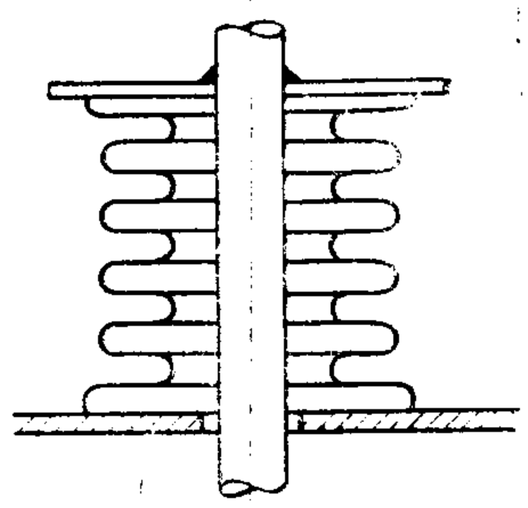


Рис. 24.12. Сильфонное уплотнение при переходе трубопровода через стенку короба

Например, при температуре стенки трубы 350 °С достаточен изоляционный слой из совелитовой обмазки $\delta \approx 100$ мм для снижения наружной температуры до допустимых пределов.

Газоплотные сварные экраны, применяемые в мощных прямоточных котлах на СКД, состоят из вертикальных оребренных труб. Экраны топочной камеры обычно разделяются на НРЧ, СРЧ и ВРЧ, имеющие свои входные и выходные коллекторы. В таком случае между отдельными экранами имеются два разъема по высоте топки. Разъемы устраивают специального типа, как указано на рис. 24.11. Для повышения газоплотности место разъема уплотняют фигурной планкой. Весь узел разъема огораживают стальным уплотняющим коробом по всему периметру топочной камеры. При выводе трубопровода за пределы уплотняющего короба применяют сильфонное уплотнение (рис. 24.12), позволяющее свободное удлинение вдоль оси трубы.

ГЛАВА ДВАДЦАТЬ ПЯТАЯ

ТРУБОПРОВОДЫ И АРМАТУРА

25.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ТРУБОПРОВОДОВ

Назначение трубопроводов, применяемых для энергетических установок, — транспортирование рабочей среды (воды, пара). По назначению и виду рабочей среды различают следующие виды трубопро-

водов: паропроводы, водопроводы, маслопроводы и др. В зависимости от расположения по отношению к оборудованию трубопроводы разделяются на *внутренние* (например, трубопроводы в пределах котла, теплообменника) и *внешние* (станционные трубопроводы). Внешние трубопроводы служат для соединения отдельных агрегатов в единый комплекс.

В соответствии с требованиями «Правил устройства и безопасной эксплуатации трубопроводов пара и горячей воды» все трубопроводы, транспортирующие водяной пар с рабочим давлением более 0,07 МПа или горячую воду с температурой выше 115° С, делятся на четыре категории.

К I категории паропроводов относятся трубопроводы, выполненные из стали аустенитного класса и работающие при температуре пара 610—660 °С, а также из стали перлитного класса и при температуре пара 450—570 °С.

Ко II категории — паропроводы из углеродистой стали для пара давлением до 3 МПа и температурой 350—450 °С.

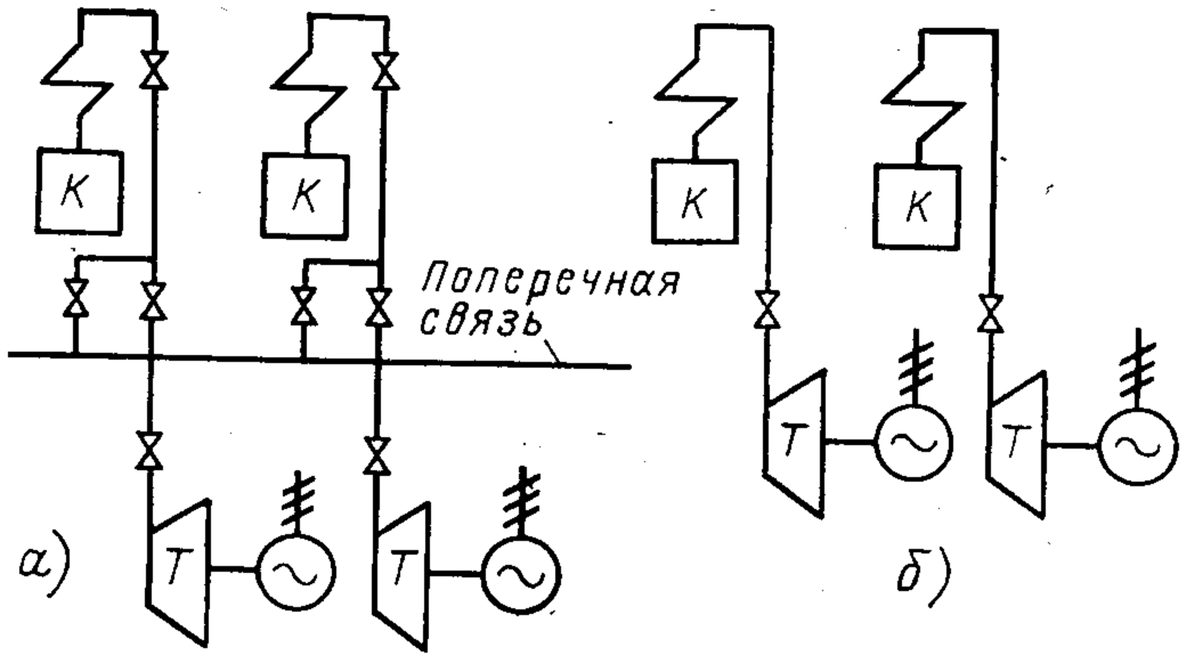


Рис. 25.1. Принципиальные схемы паропроводов:
а — секционная; *б* — блочная

К III категории — паропроводы из углеродистой стали марки 20 и 10 для пара давлением до 2 МПа.

К IV категории — трубопроводы из углеродистой стали марки 10 для давления 0,1—1,6 МПа. Аналогичное деление имеют и трубопроводы для насыщенного пара и воды.

Основные типы трубопроводов на тепловой электростанции — это главные паропроводы от котлов к турбинам, трубопроводы питательной воды до деаэраторов к котлам, трубопроводы пара промежуточного перегрева. Для атомной электростанции — главные циркуляционные трубопроводы теплоносителя от реактора к парогенератору.

В зависимости от компоновки в установках применяются в основном две схемы паропроводов (рис. 25.1): схема с поперечной связью (рис. 25.1,*а*), включающая общий паропровод и отводы к каждому котлу (К) и турбине (Т), и блочная схема для системы котел — турбина (рис. 25.1,*б*).

Трубопроводы характеризуются двумя основными характеристиками: *условным проходом* (условным диаметром) и *условным давлением*. Имеются стандарты на условные проходы, условные давления, а также на наружные диаметры труб и толщины стенок.

Условные проходы устанавливаются на диаметры прохода среды для трубопроводов и арматуры. При стандартах на наружный диаметр внутренний диаметр трубы может быть разным в зависимости от толщины стенки. Поэтому при расчетах внутренний диаметр подбирают ближайшим к условному диаметру.

Условное давление связано с определенной предельно допустимой температурой протекающей среды. Стандарт на условное давление устанавливает пробное и рабочее давление для арматуры и трубопроводов. В соответствии с ГОСТ все материалы разделены на несколько групп и для каждой группы в зависимости от рабочей тем-

пературы установлены температурные ступени, в пределах которых дается количественная связь между рабочим, условным и пробным давлением. На пробное давление производится испытание арматуры и трубопроводов на прочность.

25.2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ

Гидравлический расчет трубных элементов производится по методике, изложенной в гл. 13 и 14. Отметим здесь только некоторые особенности расчета.

Коэффициент трения λ для прямых участков определяют по формуле (15.24).

Скорость среды в трубопроводе w, м/с, определяется по формуле

$$w = 4Gv/\pi D_в^2, \qquad (25.1)$$

где G — расход среды, кг/с; v — удельный объем среды, м^3/кг; $D_в$ — внутренний диаметр трубопровода, м.

Сопротивление трубопровода Δp, Па:

$$\Delta p = \left(\lambda \frac{l}{D_в} + \Sigma\zeta_м\right) \frac{w^2}{2v}, \qquad (25.2)$$

где λ и $\zeta_м$ — соответственно коэффициенты трения и местного сопротивления; l — длина трубопровода, м.

Допустимые скорости для паропроводов сверхкритического и высокого давлений 40—60 м/с, среднего давления 40—70 м/с, для пара промежуточного перегрева 40—50 м/с, для трубопроводов питательной воды 2,5—4 м/с.

25.3. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ

Задачей теплового расчета трубопроводов является определение температурного поля в стенке металлической трубы и в слое изоляции трубопровода. Это важно для определения толщины изоляционного слоя, предназначенного для уменьшения потерь теплоты в окружающую среду. Следует также определить снижение температуры рабочей среды, протекающей в трубопроводе. Знание температурного поля необходимо и для проведения прочностных расчетов.

В настоящее время становится актуальной проблема надежности работы энергетического оборудования как при постоянных нагрузках, так и при нестационарных режимах.

Распределение температур в стенке трубопровода описывается дифференциальным уравнением в частных производных, которое в цилиндрических координатах имеет вид:

$$c_м \frac{\partial t}{\partial \tau} = \lambda_м \left(\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t}{\partial r}\right). \qquad (25.3)$$

Граничные условия: на поверхности стенки ($t = t_в$)

$$-\lambda_м \left(\frac{\partial t}{\partial r}\right)_в = \alpha_в (t_в - t_{в.с}); \qquad (25.4)$$

на наружной поверхности стенки ($t = t_н$)

$$-\lambda_м \left(\frac{\partial t}{\partial r}\right)_н = \alpha_н (t_н - t_{н.с}). \qquad (25.5)$$

Задаются также начальные условия.

В вышенаписанных формулах приняты обозначения: t — температура, К; τ — время, с; r — текущее значение радиуса трубы, м; $c_м$ — объемная теплоемкость металла, Дж/(м³·К); $\lambda_м$ — коэффициент теплопроводности металла, Вт/(м·К); α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К). Индекс «в» обозначает внутреннюю поверхность трубы, «в. с» — внутреннюю среду, «н. с» — наружную среду, «н» — наружную поверхность.

Аналитическое решение данной задачи вызывает серьезные трудности. Даже численные методы не всегда дают надежные решения. Метод численного решения задачи для малых промежутков времени $\Delta\tau$ предложен ЦКТИ. Вся поверхность трубы разбивается на ряд цилиндрических тонких слоев. Тогда задача приближенно описывается уравнениями теплового баланса для данных слоев. Полученная система алгебраических уравнений решается численно методом прогонки.

При стационарных условиях ($\partial t/\partial\tau=0$) температурное поле в стенке трубы выражается зависимостью

$$t - t_н = (t_в - t_н)\frac{\ln(r_н/r)}{\ln(r_н/r_в)}, \qquad (25.6)$$

или

$$t - t_н = \frac{q}{2\pi\lambda_м}\ln(r_н/r), \qquad (25.7)$$

где q — плотность теплового потока, отнесенная к 1 м длины трубопровода, Вт/м.

Для снижения тепловых потерь трубопроводы с горячей средой покрываются тепловой изоляцией. Температура внешней поверхности изолированного трубопровода не должна превышать 45 °С при температуре среды, протекающей в трубопроводе, до 500 °С и 48 °С при температуре среды 500—650 °С. Изоляцию обычно выполняют в два слоя. Слой, примыкающий к трубе, должен в основном обладать теплостойкостью при высоких температурах. Внешний слой должен иметь теплоизоляционные свойства, т. е. низкий коэффициент теплопроводности.

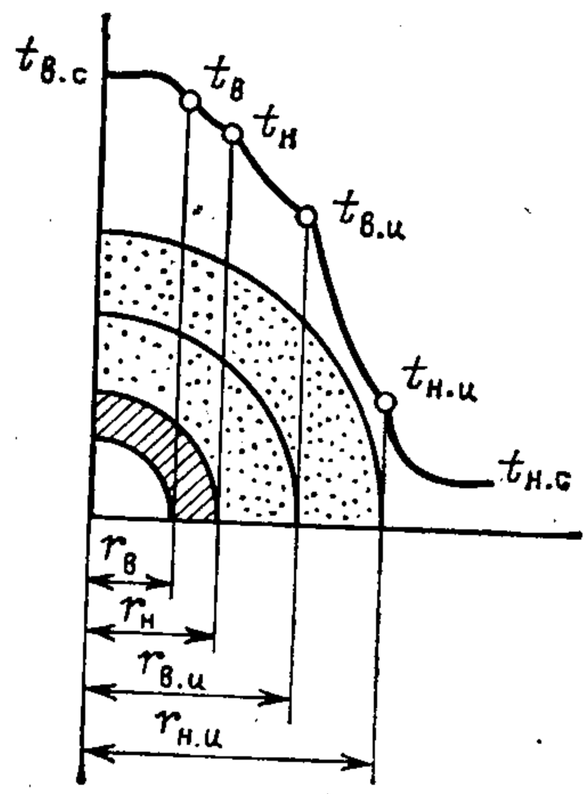


Рис. 25.2. Распределение температур в сечении изолированного трубопровода

Плотность теплового потока определяется по формуле для многослойной цилиндрической стенки (рис. 25.2)

$$q = \frac{2\pi(t_{в.с} - t_{н.с})}{1/\alpha_в r_в + 1/\lambda_м \ln(r_н/r_в) + 1/\lambda_в \ln(r_{в.и}/r_н) + 1/\lambda_н \ln(r_{н.и}/r_{в.и}) + 1/\alpha_н r_{н.и}}, \qquad (25.8)$$

где $r_{в.и}$, $r_{н.и}$ — соответственно радиусы первого внутреннего и второго наружного слоя изоляции, м; $\lambda_в$, $\lambda_н$ — соответственно коэффициенты теплопроводности внутреннего и наружного слоев изоляции, Вт/(м·К).

Как правило, коэффициент теплоотдачи от среды к трубе $\alpha_в$ весьма высок, и первый член знаменателя в формуле (25.8) может не учитываться. Также вследствие большого коэффициента теплопроводности металла трубы $\alpha_м$ обычно не учитывается второй член. Коэффициент теплоотдачи от наружного слоя изоляции к воздуху $\alpha_н$ может быть определен по эмпирической формуле

$$\alpha_н = 9{,}7 + 0{,}07(t_{н.и} - t_{н.с}). \qquad (25.9)$$

При увеличении толщины наружного слоя изоляции с одной стороны увеличивается его термическое сопротивление, с другой—растет поверхность охлаждения. Поэтому увеличение толщины изоляции до некоторой величины ведет к уменьшению потерь. Дальнейший рост тол-

щины сопровождается увеличением потерь. Радиус наружного слоя изоляции, при увеличении которого тепловые потери начинают возрастать, называют критическим.

Тепловые потери изолированного трубопровода приводят к снижению температуры внутренней (транспортируемой) среды по длине l. Этот процесс описывается дифференциальным уравнением

$$Gc_p dt_{в.с} = -q\, dl. \tag{25.10}$$

Начальное условие: $l=0$, $t_{в.с}=t'_{в.с}$. Здесь G — расход среды, кг/с; c_p — массовая теплоемкость среды, Дж/(кг·К). Обозначим знаменатель в формуле (25.8) через A, тогда уравнение (25.10) запишется в виде

$$\frac{dt_{в.с}}{t_{в.с}-t_{н.с}} = -\frac{2\pi}{Gc_p A}\, dl. \tag{25.11}$$

Если обозначить $2\pi/Gc_pA$ буквой B и считать эту величину постоянной, можно получить следующее рещение уравнения (25.11):

$$t_{в.с} = t_{н.с} + (t'_{в.с} - t_{н.с})\, e^{-Bl}. \tag{25.12}$$

Формула (25.12) дает возможность определить текущую температуру внутренней среды $t_{в.с}$ по длине трубопровода l при известной начальной температуре $t'_{в.с}$ и постоянной температуре наружной среды (воздуха) $t_{н.с}$.

25.4. ПРОЧНОСТНЫЙ РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ

Общая методика расчета на прочность элементов паровых котлов изложена в гл. 23, поэтому в настоящей главе приведены только особенности расчета трубопроводных систем. Для трубопроводов современных энергетических установок характерно совместное действие различных нагрузок, как стационарных, так и нестационарных. Возросшие требования к маневренности паровых котлов, в частности стремление сократить время пуска и останова оборудования, приводят к возникновению в трубопроводах котла значительных напряжений. На пиковых теплоэнергетических установках пуск оборудования осуществляется ускоренно за 20—40 мин. Это накладывает свои требования и на разработку методики расчета оборудования.

Для оценки прочности трубопроводов, а также для определения передаваемых ими усилий на связанное с ними оборудование и перемещений их при нагреве производят полный расчет трубопроводов. Полный расчет состоит из нескольких этапов расчета, в каждом из которых учитывается совместное действие тех или иных факторов. Для высокотемпературных трубопроводов, к которым относятся трубопроводы из углеродистых и низколегированных сталей при температуре выше 360—370 °С и трубопроводы из аустенитных сталей с температурой выше 450 °С, выполняют следующие этапы расчета.

Этап I. Расчет на действие несамоуравновешенных нагрузок. Учитывают внутреннее давление, весовую нагрузку, усилия промежуточных опор. В результате расчета проводят оценку статической прочности трубопровода.

Этап II. Расчет на совместное действие всех нагрузок. Здесь, помимо нагрузок, указанных в этапе I, учитывают температурные расширения (самокомпенсацию), собственные смещения защемленных концевых сечений, саморастяжку или монтажную растяжку. Проводят оценку статической прочности и определяют усилия воздействия трубопровода на оборудование.

Этап III. Расчет на действие переменных нагрузок с учетом концентрации напряжений и дополнительных напряжений от неправильности формы сечения. В результате проводят оценку усталостной прочности и определение температурных перемещений.

Этап IV. Расчет на совместные действия всех нагрузок для холодного состояния на весовую нагрузку, усилия промежуточных опор и саморастяжку. В результате проводят оценку прочности и определяют усилия воздействия трубопроводов на оборудование.

Расчеты проводятся на эквивалентные (эффективные) напряжения. Условие прочности для прямолинейных и гнутых (с небольшой кривизной) участков трубопроводов в общем виде запишется следующим образом:

$$\sqrt{a\sigma^2_{\text{пр}} + \sigma^2_{Z,\,MN} + 3\tau^2} \leqslant \eta\,[\sigma], \qquad (25.13)$$

где $\sigma_{\text{пр}} = \dfrac{p\,[D_{\text{н}} - (s-c)]}{2\varphi\,(s-c)}$ — приведенное напряжение к стенке при учете действия одного давления, МПа; $\sigma_{Z,\,MN} = k_{\text{п}}\left(\dfrac{b\sqrt{M_X^2 - M_Y^2}}{\varphi_{\text{и}} W} + \dfrac{|N_Z|}{F}\right)$ — суммарное среднее осевое напряжение от действия изгибающих моментов M и осевой силы N, МПа; $\tau = k_{\text{п}}\dfrac{M_Z}{2W}$ — напряжение кручения, МПа; $[\sigma]$ — номинальное допускаемое напряжение, МПа; M_X, M_Y — изгибающие моменты, МН·м; M_Z — крутящий момент, МН·м; N_Z — осевая сила, МН; p — давление, МПа; $k_{\text{п}} \approx 1{,}4$ — коэффициент перегрузки; W — момент сопротивления, м³; φ, $\varphi_{\text{и}}$ — коэффициенты прочности продольных и поперечных сварных швов; F — площадь поперечного сечения, м²; $D_{\text{н}}$ — наружный диаметр трубопровода, м; s, c — толщина стенки и прибавка к расчетной толщине стенки, м; a и b — поправочные коэффициенты.

В качестве условий прочности принимают величину $\eta = 1 \div 2$ для различных этапов расчета.

При расчетах трубопроводов необходимо учитывать *циклические нагружения*, причем число циклов сравнительно невелико (примерно 10^4—10^5 циклов за период эксплуатации). В настоящее время разработана теория малоцикловой усталости. Эта теория учитывает взаимодействие усталостной повреждаемости с длительной статической повреждаемостью. Особенностью процесса разрушения является возникновение повторных пластических деформаций, которые могут быть выражены графически диаграммой циклического деформирования металла, показывающей связь между напряжением σ и деформацией ε. Такая связь имеет форму петли гистерезиса (рис. 25.3).

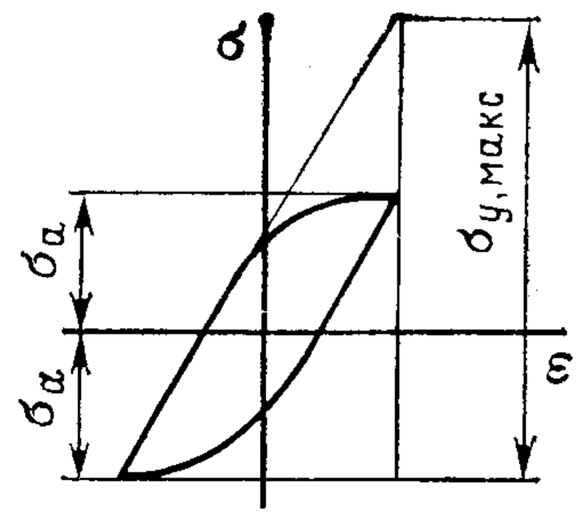


Рис. 25.3. Диаграмма циклического деформирования металла трубопровода

Расчет эквивалентного максимального условного напряжения для малоцикловой усталости проводится по формуле, аналогичной (25.13), при замене $\sigma_{Z.MN}$ на $\Delta\sigma_{Z.MN}$ и τ на $\Delta\tau$, рассчитанных по значениям изменений величин моментов и осевой силы (ΔM и ΔN). Значение допускаемого напряжения $[\sigma] = \sigma_a$ (рис. 25.3).

Для расчета трубопроводов важен учет компенсации температурных расширений, которые создают в стенках большие напряжения. Температурные расширения на практике компенсируются специальными устройствами (компенсаторами). Однако компенсацию можно осуществить без специальных устройств за счет изогнутых частей на трассе самих трубопроводов, т. е. за счет самокомпенсации.

Для уменьшения напряжения в металле при тепловом расширении во время монтажа производится предварительная холодная растяжка трубопроводов. Величина растяжки при температуре среды $t \leqslant 400\,^{\circ}C$ принимается 50% расширения участка трубопровода, а при $t > 400\,^{\circ}C$ в размере 100%.

Методика расчета трубопроводов на самокомпенсацию сложна и, как правило, выполняется на ЭВМ. Здесь приводится метод приближенного расчета. Предполагается, что диаметр и толщина стенок трубопровода по длине не изменяются, отсутствуют жесткие связи трубопровода и монтажная растяжка, при этом равнодействующая реактивных сил, возникающих в защемленном конце трубопровода, равна

$$P = c\Delta, \tag{25.14}$$

где c — жесткость трубопровода, Н/м; Δ — компенсируемое перемещение, м. Величину Δ определяют по формуле

$$\Delta = \sqrt{\Delta_x^2 + \Delta_y^2 + \Delta_z^2}, \tag{25.15}$$

где Δ_x, Δ_y, Δ_z — компенсируемые перемещения по осям координат, м:

$$\Delta_x = \lambda_{jx} - \lambda_{ix} - \alpha t (x_j - x_i). \tag{25.16}$$

В формуле (25.16): λ_{jx} и λ_{ix} — проекции перемещений концов j и i на ось трубопровода от действия соответствующих сил и моментов. Третий член правой части формулы (25.16) учитывает температурное расширение трубопровода, характеризуемое коэффициентом линейного расширения металла α.

Эквивалентное напряжение самокомпенсации в сечении прямолинейного участка или колена с небольшой кривизной определяют по формуле

$$\sigma_э^{ск} = 0{,}5\sigma_{пр} + 0{,}5p + 0{,}8\chi E D_н \psi \Delta / H^2 \varphi_и, \tag{25.17}$$

где $\chi = 0{,}4 \div 0{,}7$ — коэффициент усреднения компенсационных напряжений; E — модуль упругости материала, МПа; ψ — коэффициент, зависящий от отношения развернутой длины трубопровода L к расстоянию между его концами H.

При расчете по формуле (25.17) значение $\sigma_э^{ск}$ завышено. Для более точного расчета трубопровод разбивают на участки, для которых определяют статические моменты, моменты инерции, изгибающие моменты. Расчет ведут для участка с наибольшим изгибающим моментом. Эквивалентное напряжение самокомпенсации в этом случае определяют по формуле

$$\sigma_э^{ск} = 0{,}5\sigma_{пр} + 0{,}8\chi k_п \frac{|M|}{\varphi W}. \tag{25.18}$$

Расчеты сложных разветвленных трубопроводных систем выполняются на ЭВМ. Трубопроводы современных энергетических установок принадлежат к системам с очень большой (до 100) статической неопределенностью, поэтому вручную расчет таких систем производить практически невозможно. Алгоритм расчета трубопроводов на ЭВМ разработан НПО ЦКТИ.

Для подготовки данных на ЭВМ составляют расчетную схему с выделением на участках трубопроводов характерных точек: мест установки опор, поворотов, мест приложения сосредоточенных сил. Участки трубопровода представляют в виде пространственной ломаной линии с соответствующими координатами.

С применением ЭВМ можно рассчитать рабочие нагрузки на опоры, выбрать пружины для упругих опор и подвесок, рассчитать самокомпенсацию температурных расширений с учетом ползучести и пластических деформаций, определить нестационарные температурные напряжения в трубопроводах. Имеются программы для динамического расчета трубопроводов — на вибрацию и сейсмические воздействия. Программы расчета на ЭВМ позволяют решать задачу оптимального проектирования трубопроводных систем.

25.5. ПАРОВОДЯНАЯ АРМАТУРА

Арматура — устройства, устанавливаемые на трубопроводах, барабанах, камерах и предназначенные для: включения и отключения потока среды; изменения расхода и давления среды; предотвращения подъема давления среды сверх установленного и обратного тока среды; контроля уровня жидкости.

В связи с этим арматуру подразделяют на следующие основные виды: *запорную, регулирующую, предохранительную и контрольную.*

Классификация арматуры показана на рис. 25.4. Арматура также может быть классифицирована по способу управления — ручной или приводной; последний подразделяется на пневматический, гидравлический, электрический; материалу изготовления — бронза, латунь, чугун, углеродистая и легированная сталь. Конструкция арматуры зависит от вида протекающей среды — пар, вода, нефть.

Основным назначением запорной арматуры (вентиля, задвижки, крана) является создание большой плотности в трубопроводе при закрытом рабочем органе.

Принципиальная разница между *вентилем* и *задвижкой* заключается в том, что при закрытом устройстве у вентиля давление жидкости передается под рабочий орган (тарелку), а у задвижки — давление боковое, на тарелку, т. е. у вентиля действие давления разуплотняющее, а у задвижки — уплотняющее. В клиновой задвижке рабочим органом могут быть один или два диска (тарелки), которые для создания плотности распираются специальным устройством (грибком). Открытие и закрытие задвижки достигается поступательным движением шпинделя, а вентиля — вращательным движением.

Разница между вентилем и задвижкой заключается, кроме того, в их гидравлическом сопротивлении, которое у задвижки ($\zeta=0{,}25$) ниже по сравнению с вентилем ($\zeta=2{,}5$), так как в задвижке жидкость проходит прямо, а у вентиля жидкость делает сложные повороты. Различие между вентилем и задвижкой заключается и в соотношении подачи жидкости и степени подъема шпинделя — у вентиля эта зависимость прямолинейна, поэтому вентиль используется и в качестве регулирующей арматуры. У задвижек нет такой прямолинейной зависимости, в силу чего их невозможно использовать для регулирования.

В регулирующем вентиле рабочим органом является профилированный конус, изменяющий проходное сечение. Регулирующие клапаны в отличие от вентиля имеют иной вид рабочего органа (скалка, шибер, золотник) и способ его перемещения (поступательный, поворотный).

Для предотвращения обратного тока жидкости при падении давления в магистрали применяются обратные клапаны, в частности, на питательной линии после питательного насоса перед экономайзером (иногда и перед барабаном). В рабочем состоянии вода поступает под тарелку клапана, открывая проходное сечение. С появлением нежелательного обратного тока воды — например, при остановке питательного насоса и падении давления в питательной магистрали — тарелка под действием пружины садится на седло, предотвращая обратный путь воде.

Предохранительные клапаны устанавливаются для защиты оборудования паровых котлов, парообразующих теплообменных аппаратов и других устройств от недопустимого повышения давления. В последнем случае клапан автоматически открывается, обеспечивая сброс среды и снижение давления, после чего закрывается. В предохранительных клапанах прямого действия тарелка клапана прижимается к седлу за счет рычага с грузом или пружины. Рычажные клапаны изготавливаются малоподъемными: высота подъема тарелки в них около 0,05 диаметра седла. Пружинные клапаны выполняются как малоподъемными, так и полиоподъемными — с высотой тарелки не менее 0,25 диаметра седла, что обеспечивает большую пропускную способность для выхода пара.

Для крупных котлов применяется импульсный предохранительный клапан, представляющий собой комбинацию двух клапанов: малого импульсного клапана и клапана прямого действия, у которого пар давит на поршень, обеспечивая большую плотность. При повышении давления приподнимается тарелка импульсного клапана, и пар по импульсной трубке подается в поршневую камеру главного предохранительного клапана. Площадь поршня больше площади тарелки главного клапана, поэтому под действием давления пара в поршневой камере шпиндель опускается, открывая доступ основному потоку пара. Для обеспечения открытия импульсного клапана применяют дополнительный импульс от реле давления, действующий на рычаг клапана с помощью магнитно-импульсного устройства.

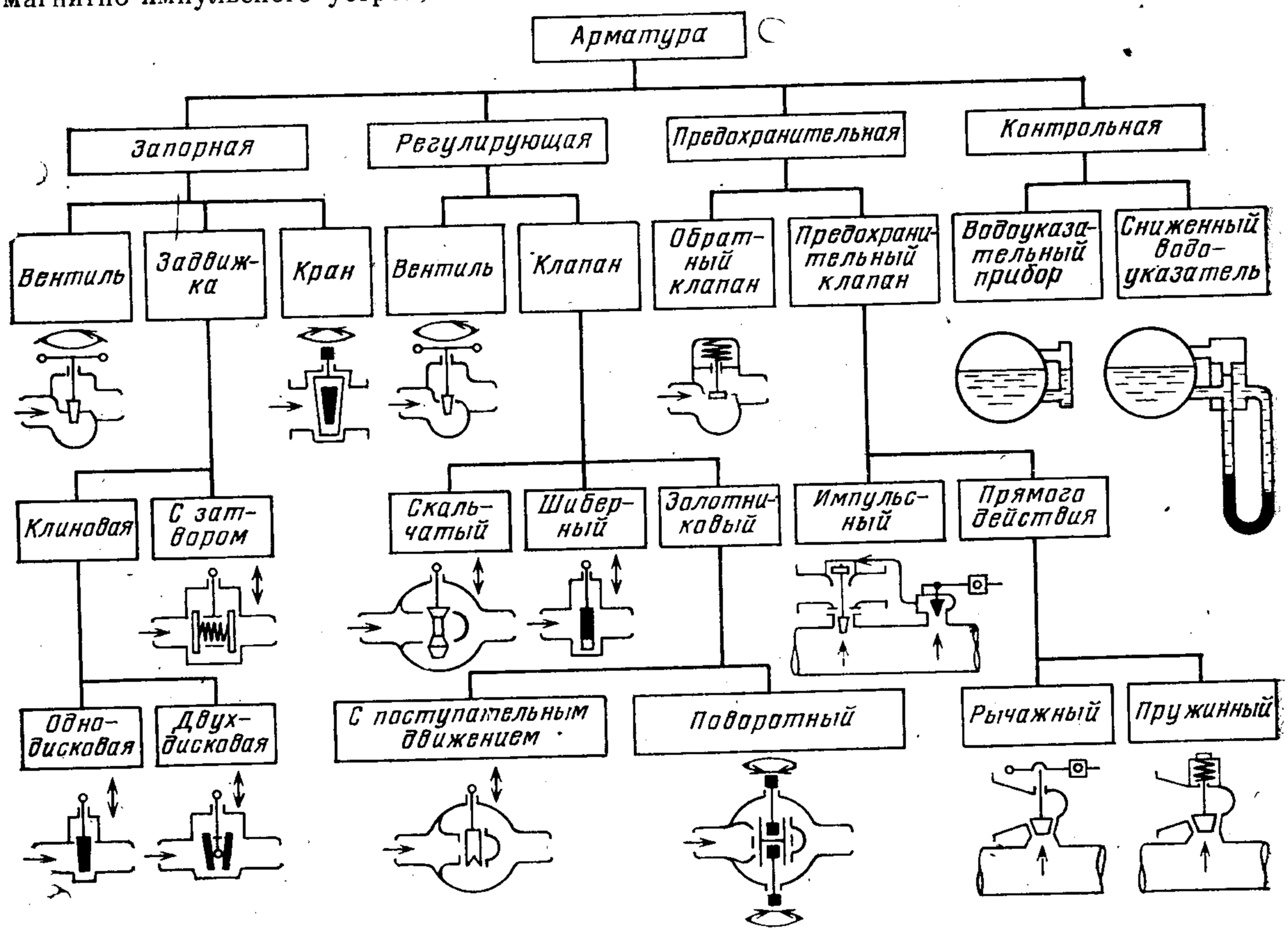


Рис. 25.4. Классификация основных видов арматуры

Предохранительные клапаны, устанавливаемые на барабане котла, делятся на контрольные и рабочие. Первые должны открываться при превышении давления на 5 %, вторые — на 8 % при давлении в котле свыше 10 МПа. На выходном коллекторе перегревателя также устанавливают предохранительные клапаны, которые регулируются на открытие при превышении давления в месте их установки всего на 2 %. При аварийном прекращении расхода пара через турбину начинает расти давление в магистрали. Прежде всего срабатывает предохранительный клапан на перегревателе, защищая трубки перегревателя от пережога. Если давление продолжает расти, открываются клапаны на барабане. На прямоточных котлах предохранительные клапаны устанавливаются только на выходных коллекторах перегревателей.

К контрольной арматуре относятся вентили, устанавливаемые к манометрам, воздушные вентили, предназначенные для выпуска воздуха и пара в период растопки котла и устанавливаемые в верхних точках котла, а также указатели уровня воды для барабанных котлов. К водоуказательным приборам прямого действия относятся водомерные стекла. Применяются также сниженные водоуказатели с водомерным стеклом, помещенным в удобном для наблюдения месте; работа прибора основана на принципе гидростатического равновесия двух столбов жидкости разной плотности.

Для мощных энергетических блоков характерно наличие большого количества арматуры и разнообразие ее видов. В частности, для энергоблока мощностью 300 МВт применено около 2400 единиц арматуры высоких и сверхкритических параметров, около 4300 единиц арматуры средних и низких параметров, а всего с учетом контрольно-измерительных устройств на один агрегат установлено более 12 000 единиц арматуры. Это требует особо внимательноо подхода к выбору схемы водопарового тракта энергоблоков и котлов для использования оптимального числа единиц арматуры, что в конечном счете определяет надежность, безопасность и экономичность работы оборудования электростанции.

РАЗДЕЛ IX

КОНСТРУКЦИИ ПАРОВЫХ КОТЛОВ

ГЛАВА ДВАДЦАТЬ ШЕСТАЯ

КОТЛЫ МАЛОЙ И СРЕДНЕЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ, ПИКОВЫЕ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫЕ

26.1. КОТЛЫ МАЛОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

Для котлов малых и средних определены следующие ступени паропроизводительности: 0,16; 0,25; 0,40; 0,70; 1,00; 1,60; 2,50; 4,00; 6,50; 10; 16; 25; 35; 50; 75 т/ч; ступени давлений: 0,9 (9); 1,4 (14); 2,4 (24); 3,9 (40) МПа (кгс/см^2).

Классификация паровых котлов по производительности условна, а главное, имеет постоянную тенденцию сдвига в сторону повышения производительности. Котлы малой производительности в настоящее время — это парогенерирующие агрегаты производительностью от нескольких десятков килограммов пара в час до 20—25 т/ч. Котлы нашли исключительное распространение в промышленности, сельском хозяйстве, на транспорте и других отраслях народного хозяйства. Паровые котлы отопительных и промышленных установок обычно разбивают на три группы: малой производительности примерно до 5 кг/с; средней — с 6 до 21 и большой — выше 21 кг/с; последние, как правило, устанавливают на ТЭЦ.

Промышленные установки получают пар для своей технологии из двух источников: централизованно от мощных ТЭЦ или от собственных паровых котельных и паросиловых установок, в которых обычно устанавливают котлы средней производительности.

Значительное распространение получили паровые котлы малой производительности. Это вертикальные от 0,4 до 1 т/ч, двухбарабанные от 1 до 10 т/ч, жаротрубные, передвижные прямоточные от 0,4 до 1,6 т/ч.

На рис. 26.1 показан вертикальный паровой котел для насыщенного пара Е-0,4-9ГН.

Металлическая водозаполненная часть котла состоит из жаровой трубы *1*, двух соединительных кольцевых емкостей *2* и *3* для воды и двухрядного конвективного пучка *4*. Газовая горелка *5* расположена на потолке топочной камеры *Т*, дымовые газы покидают топку через газоход *В*, после чего горячие газы омывают слева и справа пучок труб вокруг топки и покидают котел через газоход *Г* достаточно охлажденными. Циркуляция воды в котле сложна, но в основном такая же, как и во всех агрегатах с естественной циркуляцией: по наиболее нагретым поверхностям *6* вода

поднимается, а по более холодным 7 опускается. Так как котел работает под наддувом, то вентилятор, развивающий напор 130 кг·с/м², вначале подает холодный воздух для небольшого подогрева в особые каналы, расположенные под металлической обшивкой. Сам котел работает под наддувом 500 Па без дымососа. Температура уходящих газов 250 °С, КПД брутто агрегата 86 %. Работа котла полностью автоматизирована; агрегат широко используется для технологических и хозяйственных нужд в указанных выше отраслях народного хозяйства. Котел входит в состав передвижной котельно-отопительной установки и обеспечивает технологическим паром буровые.

На рис. 26.2 представлен двухбарабанный водотрубный котел Е-1-9-1Г с естественной циркуляцией на 1 т/ч насыщенного пара.

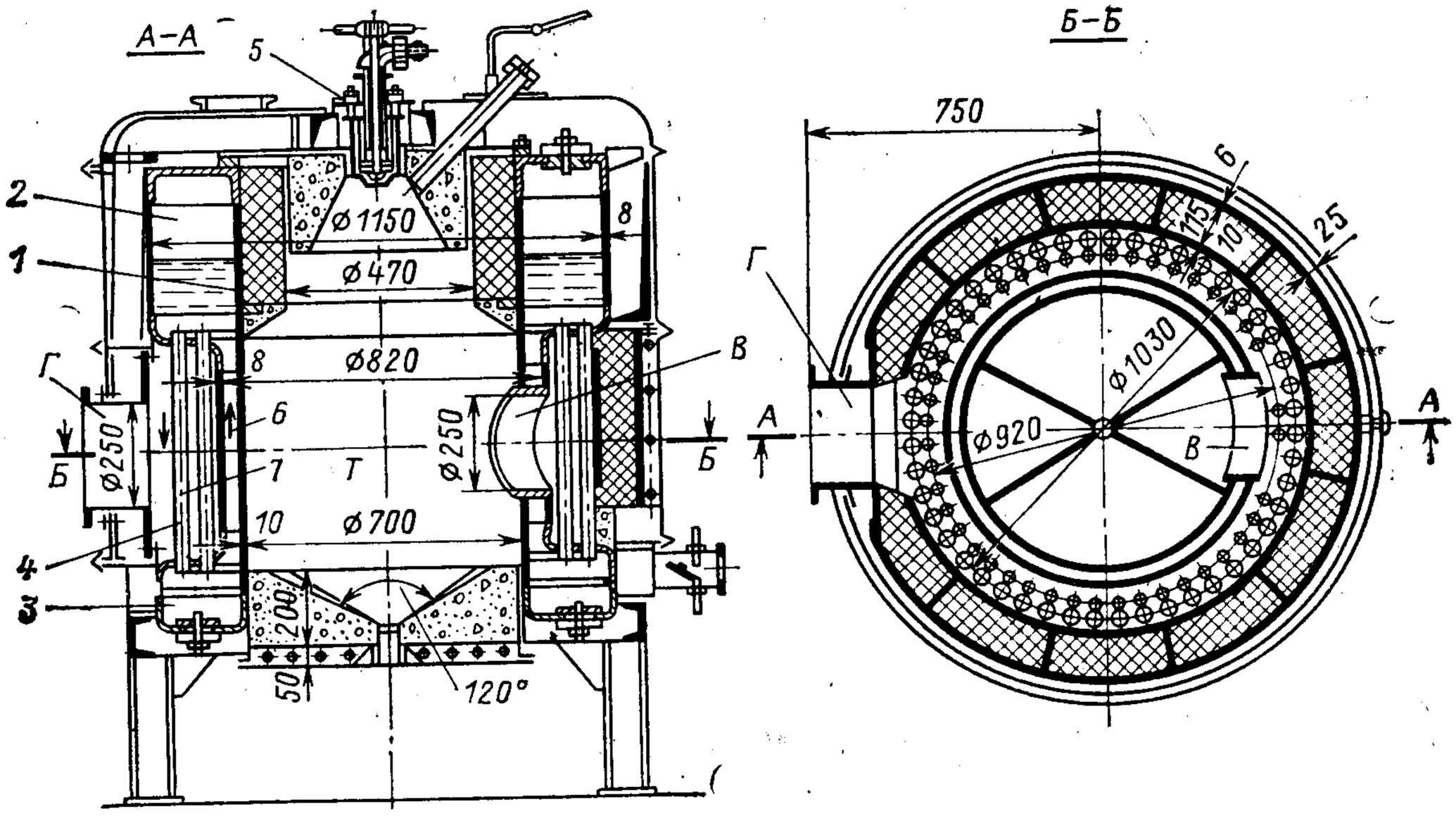


Рис. 26.1. Вертикальный паровой котел с естественной циркуляцией, на газе с наддувом на 0,11 кг/с (0,4 т/ч), 0,9 МПа

Котел имеет два барабана небольшого диаметра, котельный пучок труб с двумя газовыми перегородками и топочные экраны, включенные в циркуляционный контур с помощью четырех боковых и одного фронтового коллекторов, вваренных в барабаны. Топочная камера работает под наддувом, поэтому для газоплотности зазоры между экранными трубами $d_{нар}=38$ мм, а также трубами экранов и последнего ряда конвективного пучка закрыты стальными мембранами, приваренными к трубам. Температура уходящих газов 260—280 °С, питательной воды — 50 °С, КПД брутто на природном газе 86 %.

На рис. 26.3 показан передвижной автоматизированный прямоточный котел ППК-1600, изготавливаемый Монастырищенским машиностроительным заводом, такие котлы производит запорожское производственное объединение «Моторостроитель». Котел работает на дизельном топливе и предназначен для выработки 0,39 кг/с насыщенного пара давлением 0,9 МПа, используемого для технологических нужд промышленных предприятий. Трубная система образована радиационными *1* и конвективными *2* змеевиками, расположенными концентрическими кругами. Радиационная часть навита с шагом, равным диаметру трубок, и образует цилиндрическую топку *3*. Конвективная часть состоит из трех змеевиков. В конвективном теплообмене участвует также тыльная сторона труб, экранирующих топочную камеру. Каркасом котла служат два стальных кожуха, образующих воздушный кольцевой канал *4*, в нижнюю часть которого вентилятором подается воздух *5* для горения. Воздух охлаждает внутренний кожух и подогретым поступает в горелку *6*, что позволило отказаться от обмуровки.

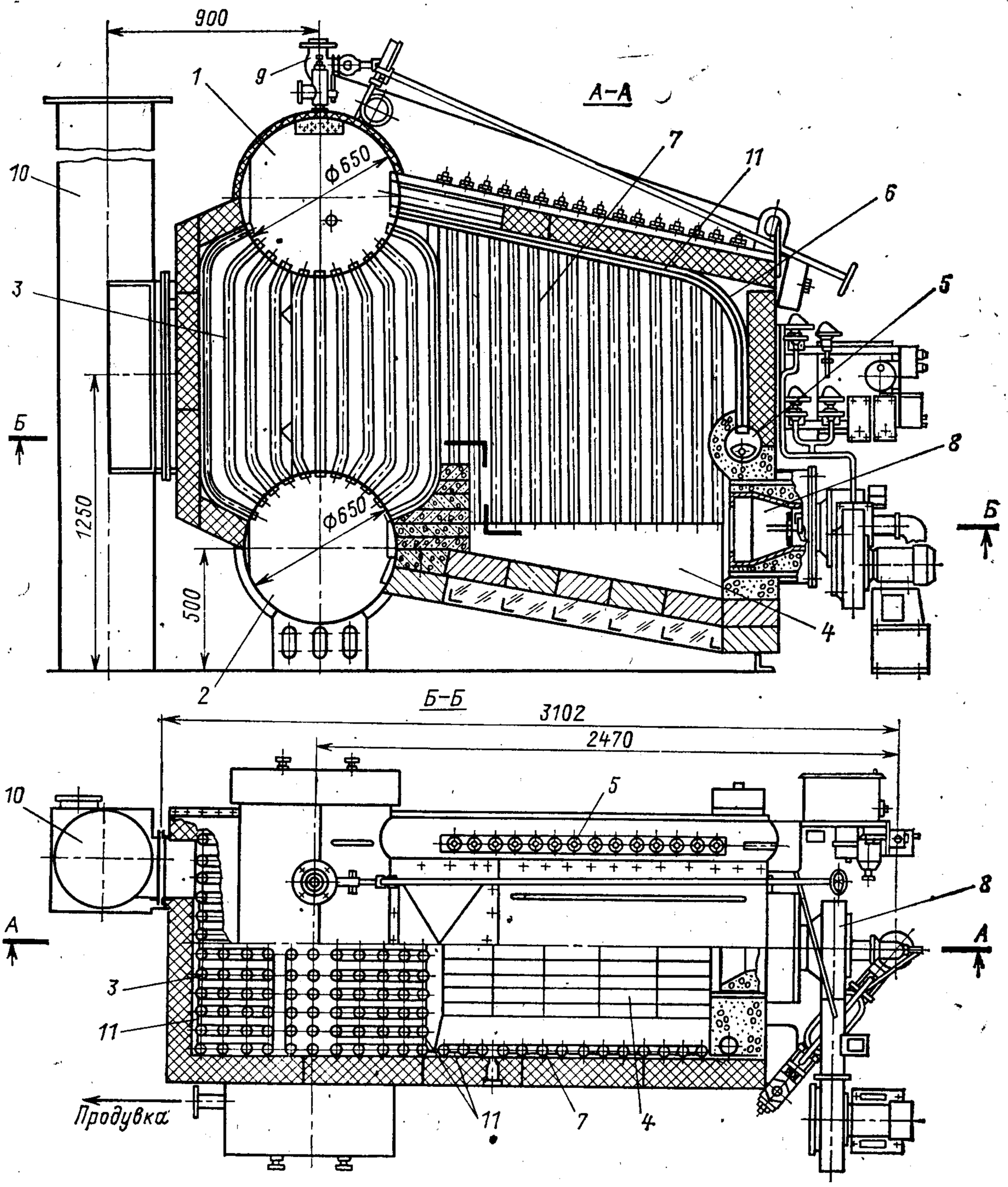


Рис. 26.2. Двухбарабанный вертикальный водотрубный стационарный паровой котел с естественной циркуляцией ПО «Красный котельщик» типа Е-1-9-1Г:

1 — барабан верхний; *2* — барабан нижний; *3* — котельный пучок труб; *4* — камерная топка; *5* — коллекторы экранов; *6* — экран фронтовой и потолочный; *7* — экран боковой; *8* — газовая горелка; *9* — паровая запорная задвижка котла; *10* — дымовая труба; *11* — сварка труб в мембраны

На выходе пара из котла установлен вертикальный центробежный сепаратор *7*, обеспечивающий необходимую сухость пара.

К группе котлов малой производительности относятся унифицированные паровые котлы типа ДКВ — двухбарабанные котлы вертикально-водотрубные, выпускаемые Бийским котельным заводом (БиКЗ) и запроектированные заводом совместно с НПО ЦКТИ. После реконструкции котлов к трем буквам обозначения начали прибавлять четвертую — р. Котлы ДКВр выпускались БиКЗ серийно в большом количест-

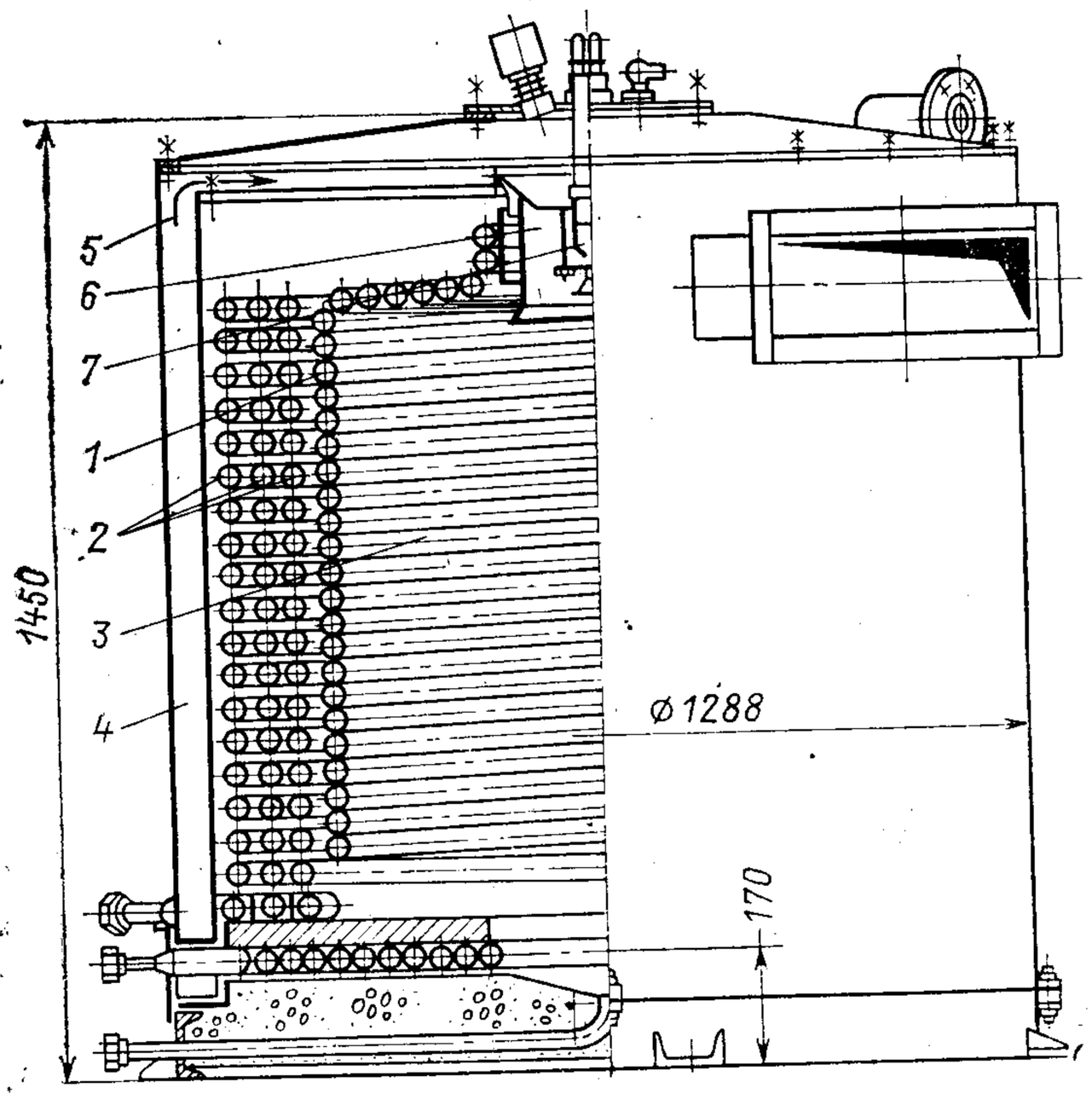


Рис. 26.3. Передвижной прямоточный котел ППК-1600:

1 — раднациоиные экранные трубы; *2* — трн ряда труб конвективиого пучка; *3* — цнлиндрическая топка; *4* — ноздушный кольцевой канал; *5* — поток подогреваемого воздуха; *6* — горелка; *7* — центробежный паросепаратор

ве на производительностях 2,5; 4; 6,5; 10 и 20 т/ч насыщенного или слабо перегретого пара на давления 1,4; 2,4 и 4,0 МПа.

Ниже дано краткое описание устройства этих агрегатов.

На рис. 26.4 показан в трех проекциях один из котлов ДКВр производительностью 6,5 т/ч с топкой ПМЗ-РПК-2 (Пневмо-механическим забрасывателем и решеткой с поворотными колосниками).

Котел имеет экранированную топочную камеру *1* и развитый кипятильный пучок *2* из гнутых труб ∅ 51×2,5 мм, экранные трубы того же размера. Топочная камера разделена кирпичной стеной *3* на собственно топку *1* и камеру догорания *4*. Вход газов в камеру догорания и выход их из котла — асимметричны. Шамотная перегородка *5* и чугунная перегородка *6* образуют в пучке два горизонтальных газохода с поперечным омыванием труб *9* — котельного пучка.

Барабаны изготовлены из стали 16ГС с внутренним диаметром 1000 мм и толщиной стенки 13 и 20 мм соответственно на 1,4 и 2,4 МПа. При установке перегревателя часть кипятильных труб на месте *7* не устанавливают. Для давления 1,4 МПа и перегрева 225—250 °С перегреватель выполняют из одной вертикальной петли, а для 2,4 МПа — нескольких петель из трубок ∅ 32×3 мм. Питательная вода поступает в барабан по двум линиям *8*; опускными трубами, питающими нижний барабан, являются слабообогреваемые задние ряды котельного пучка.

Передняя от фронта часть пучка, интенсивно обогреваемая, является подъемной. Топка имеет только боковые экраны, питающиеся от барабанов опускными трубами *10*. Пароводяная смесь из экранов и пучков направляется в верхний барабан, и в нем проходит сепаратор влаги *11*. Котлы до 6,5 т/ч не имеют особого несущего каркаса; масса верхнего барабана передается в них на опорную раму *12* через трубный пучок, коллекторы и нижний барабан. Котлы до 6,5 т/ч поставлялись в виде одного транспортабельного блока железнодорожных габаритов с облегченной обмуровкой и обшивкой или россыпью.

Котел снабжается комплектом паровых обдувочных аппаратов *13* и устройством *14* для возврата из газоходов на горящий слой недогоревшего угля; одновременно сопла возврата являются и «острым дутьем». Верхний барабан имеет две питательные перфорированные (с боковыми отверстиями) трубы *15*, два водоуказательных стекла, две контрольные легкоплавкие пробки, сигнализирующие об упуске воды, паросепарационное устройство из жалюзи и дырчатого листа, предохранительные клапаны *16* и манометр. Внутри нижнего барабана проложена перфорированная труба *17* для периодической продувки котла.

Котлы на 10 и 20 т/ч оборудуются двухступенчатым испарением. Производительность котлов ДКВр, работающих на газе и мазуте, может быть повышена по сравне-

нию с твердым топливом на 30—50 % сверх номинальной. За котлами до 10 т/ч устанавливают чугунные экономайзеры, снабжаемые обдувочными аппаратами.

БиКЗ совместно с ЦКТИ провел модернизацию котлов типа ДКВР и начал выпуск котлов под наименованием (заводская модель) КЕ и ДЕ, где КЕ — котел естественной циркуляции; ДЕ означает Д-образный вид (в поперечном разрезе) с естественной циркуляцией. Эти котлы типа ДКВр едиииичной мощностью до 25 т/ч; все котлы модели ДЕ — газомазутные.

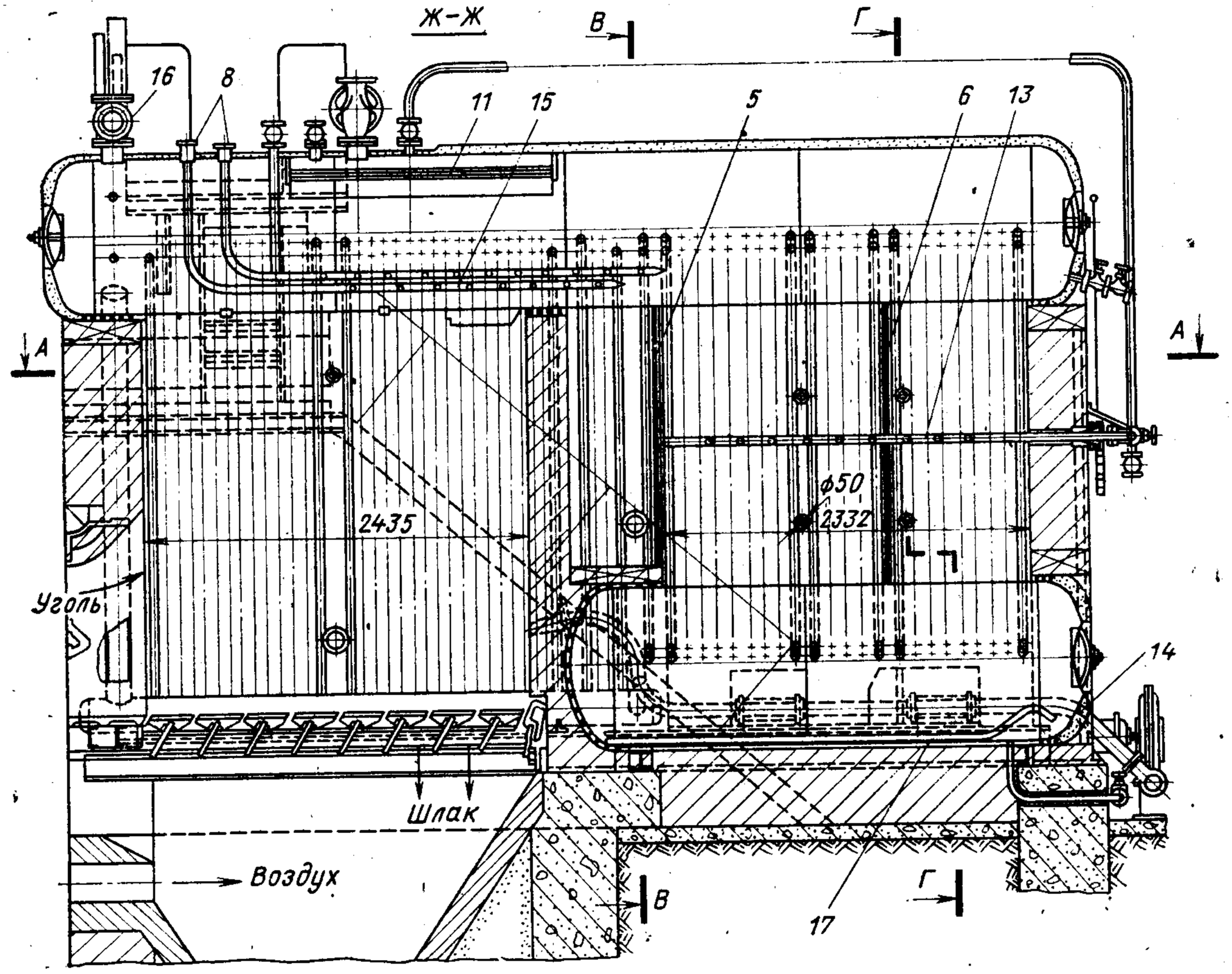
Конструкции котлов типа КЕ (рис. 26.5) мало чем отличаются от конструкции котлов типа ДКВр. Поэтому покажем конструкцию только наиболее мощного агрегата этого типа, производящего 25 т/ч с КПД=87 %, насыщенного и перегретого (250 °С, 1,4 МПа) пара. Радиационная поверхность нагрева 91,5 м², конвективная — 418 м². Котел оснащен слоевой топкой, как и все котлы типа КЕ. Верхний барабан укорочен до половины глубины топки; система испарения одноступенчатая, топочная камера экранирована полностью, за исключением нижней части фронтовой стены. Для повышения надежности циркуляции фронтового экрана последний снабжен тремя рециркуляционными трубами *1*. Котельная установка оборудована системой возврата уноса и острого дутья *2*, воздух на возврат подается высоконапорным вентилятором *3*; унос на дожигание отбирается из четырех зольников *4*. Хвостовые поверхности расположены вне котла и состоят из одноходового трубчатого воздухоподогревателя — 228 м², обеспечивающего подогрев воздуха до 145 °С, и установленного за ним чугунного экономайзера — 646 м². Для сжигания каменных и бурых углей используется механическая топка ТЧЗ-2,7/5,6, состоящая из чешуйчатой цепной решетки обратного хода шириной 2,7 м и двух пневмомеханических забрасывателей. Котел предназначен для производства насыщенного или перегретого пара для нужд промышленности, отопления, вентиляции и горячего водоснабжения.

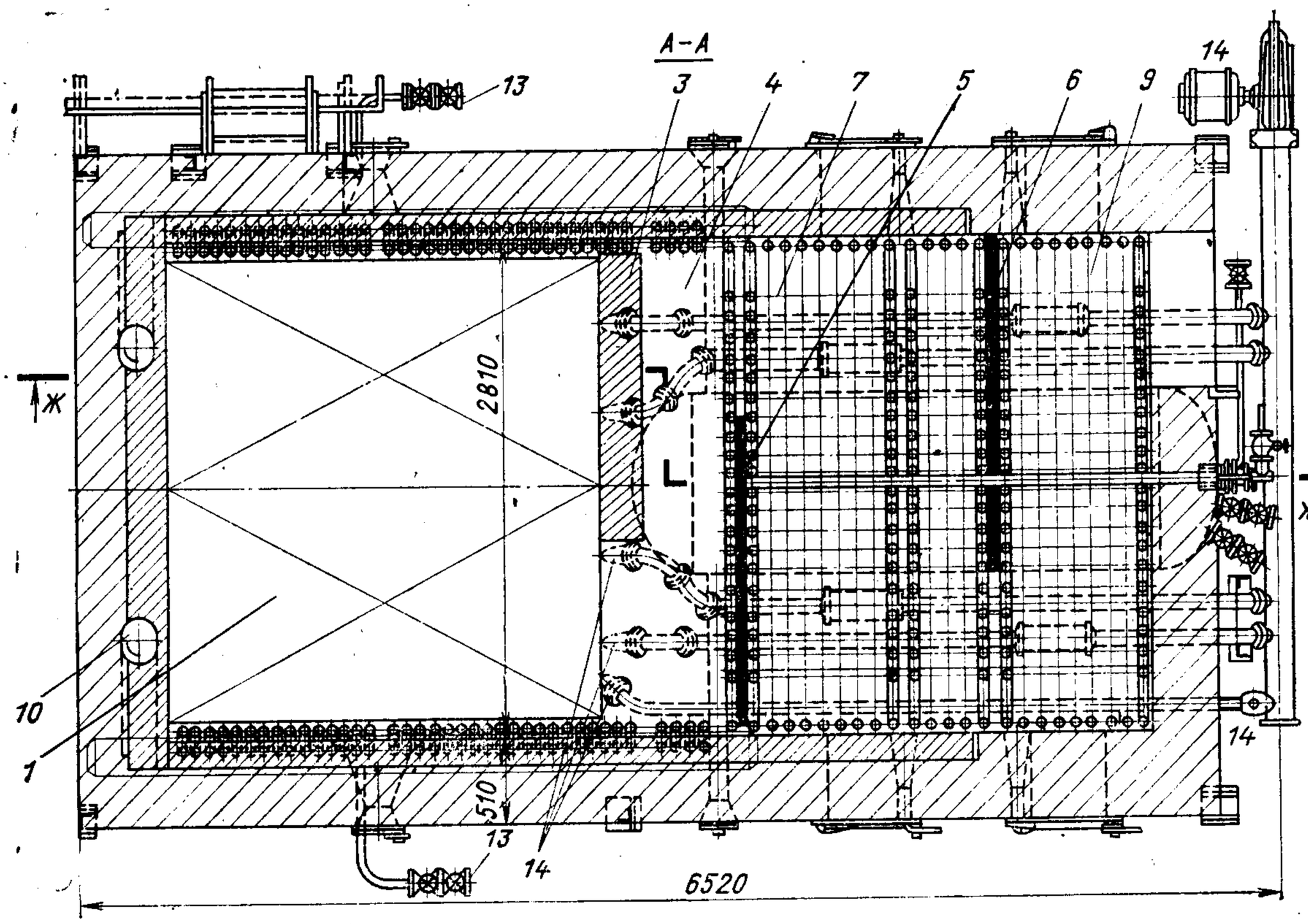
26.2. КОТЛЫ СРЕДНЕЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

Котлами средней производительности будем называть парогенерирующие агрегаты производительностью от 25 и до 160 т/ч, на средние давления, с перегревом пара, экономайзером и воздухоподогревателем. Эти котлы устанавливают обычно на промышленных ТЭЦ.

На рис. 26.6 представлен пылеугольный котел Е-50-40Н под наддувом с естествеиной циркуляцией 13,9 кг/с [50 т/ч], 4 МПа и 440°С, разработанный Белгородским заводом «Энергомаш» совместно с НПО ЦКТИ. Котлы этой серии на 35, 50 и 75 т/ч предназначены заменить все агрегаты тех же параметров, изготавлявшихся до этого БелКЗ, и унифицированы по топливам, узлам и элементам. Продольный разрез котлов серии одинаков, так как наращивание производительности осуществляется только за счет увеличения фронта агрегата. Поэтому расположение змеевиковых конвективных поверхностей перпендикулярно фронту котла.

На рис. 26.6 показана компоновка ширм *3*, которые установлены на агрегатах 50 и 75 т/ч для выравнивания температуры газов по ширине топки и понижения ее с целью предотвращения шлакования труб на выходе из топки. Котлы имеют совмещенную П-образную компоновку, при которой стенка топки и передняя стенка конвективной шахты совмещены в одну. Задние боковые экраны включены во вторую ступень испарения (выносные циклоны *7*). В средней части задней стены экранные трубы образуют аэродинамический выступ. Регулирование температуры перегрева пара осуществляется впрыском собственного конденсата в рассечку конвективного перегревателя. Для размещения воздухоподогревателя в общей конвективной шахте и использования всей ширины котла дымовые газы при входе в воздухоподогреватель разветвляются на два потока и проходят сверху вниз по двум боковым секциям, после чего делают поворот на 180° и поднимаются вверх по центральной секции к выходу из котла. Агрегат имеет водяную емкость *1* для гранулированного шлакоудаления и фронтовую компоновку круглых горелок *2*. Перегреватель *4* и экономайзер *5* с коридорным расположением труб в пучке подвешены на испарительных трубках задней экранирую-


Ж-Ж
В
Г
16
8
11
15
5
6
13
А
А
ф50
2435
2332
Уголь
14
Шлак
Воздух
В
Г
17


А-А
13
3
4
7
5
6
9
14
Ж
2810
Ж
10
1
510
13
14
14
6520

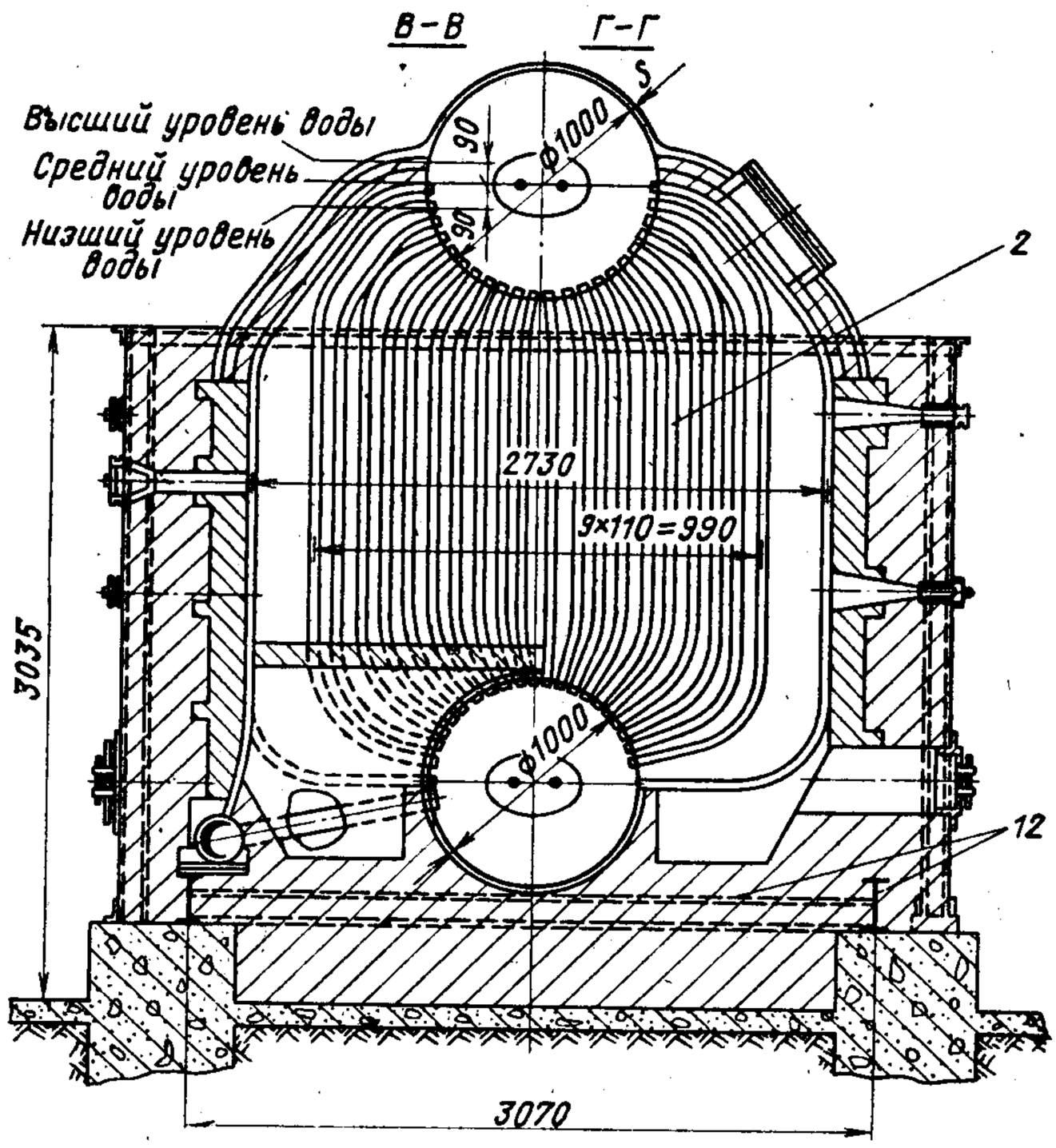


Рис. 26.4. Паровой котел ДКВр-6,5-13-23 с топкой ПМЗ-РПК-2 (2600/2440)

щей стенки конвективной шахты. Весь котел, кроме стального трубчатого воздухоподогревателя *6*, подвешен на каркасе и расширяется вниз. Точки присоединения подвесок к коллекторам, как правило, расположены на одном уровне. Котел имеет цельносварной мембранный экран из гладких труб ∅ 50×5 мм (сталь 20). Важным достоинством этих экранов наряду с созданием плотности ограждающих стен является возможность отказа от обмуровки, которая в данной конструкции заменена натрубной теплоизоляцией толщиной 120 мм из минераловатных плит. Котел рассчитан для работы под наддувом 300 кгс/м² в топке и для установки в районах с сейсмичностью до 7 баллов. Гарнитура котла и места прохода обдувочных приборов через обшивку снабжены воздушной уплотняющей завесой.

ПО «Красный котельщик» совместно с НПО ЦКТИ разработал проект серии паровых котлов производительностью 28 и 45 кг/с (100 и 160 т/ч) на низкие давления 1,4 и 2,4 МПа и температурой перегрева 250 °С. Компоновка поверхностей нагрева котлов П-образная, тяга — уравновешенная (рис. 26.7).

Котлы запроектированы для работы на углях кузнецких, экибастузских и канско-ачинских, т. е. котлы унифицированы по топливу. Элементы котла: топка, перегреватель, экономайзер и воздухоподогреватель — состоят из однотипных элементов, узлов и блоков. Для унификации котлов топочная камера принята постоянной глубины 7,5 м; ширина же ее зависит от производительности агрегата. Прямоточные щелевые горелки расположены встречно, по две на боковых стенах топочной камеры. Удаление шлака из холодной воронки топки гранулированное при помощи шнека с дробилкой. Топочная камера экранирована трубами, собранными в газоплотные панели. Первые с фронта котла панели боковых экранов являются второй ступенью испарения и включены в два выносных циклона. К экранам первой ступени испарения вода подведена двумя опускными трубами — стояками ∅ 377×10 мм.

Потолок топочной камеры закрыт газоплотными панелями из труб ∅ 32×4 мм радиационного пароперегревателя из стали 20, разделенного на секции, к каждой из которых подведен пар из барабана. Пройдя трубы этой части перегревателя, пар поступает в конвективный перегреватель с вертикально расположенными трубами и

собирается коллекторами, из которых отводится в общий сборный коллектор и далее в отводящий паропровод с главной запорной задвижкой. После конвективного перегревателя включены поверхностные пароохладители, снимающие излишний перегрев повышением температуры питательной воды перед экономайзером.

На выходе из призматической топочной камеры установлены ширмы, включенные в циркуляционную систему котла, имеющие высоту порядка 10 м с шагом по ширине топки s_1=560 и 640 мм. Панели заднего экрана защищают наклонный скат под перегревателем и образуют за последним однорядный фестон из отводящих труб. Дымовые газы, пройдя фестон и поворотную камеру, попадают в конвективный газоход с размещенными в нем двумя ступенями стального экономайзера. Пакеты экономайзера высотой 1000 мм имеют разрывы в 1100 мм для возможности ремонта. Воздухоподогреватель выполнен из трех секций. Поверхности нагрева конвективной шахты опираются на свой каркас; экраны топки, ширмы и пароперегреватель имеют второй каркас, к которому они подвешены; барабан опирается на каркас топки.

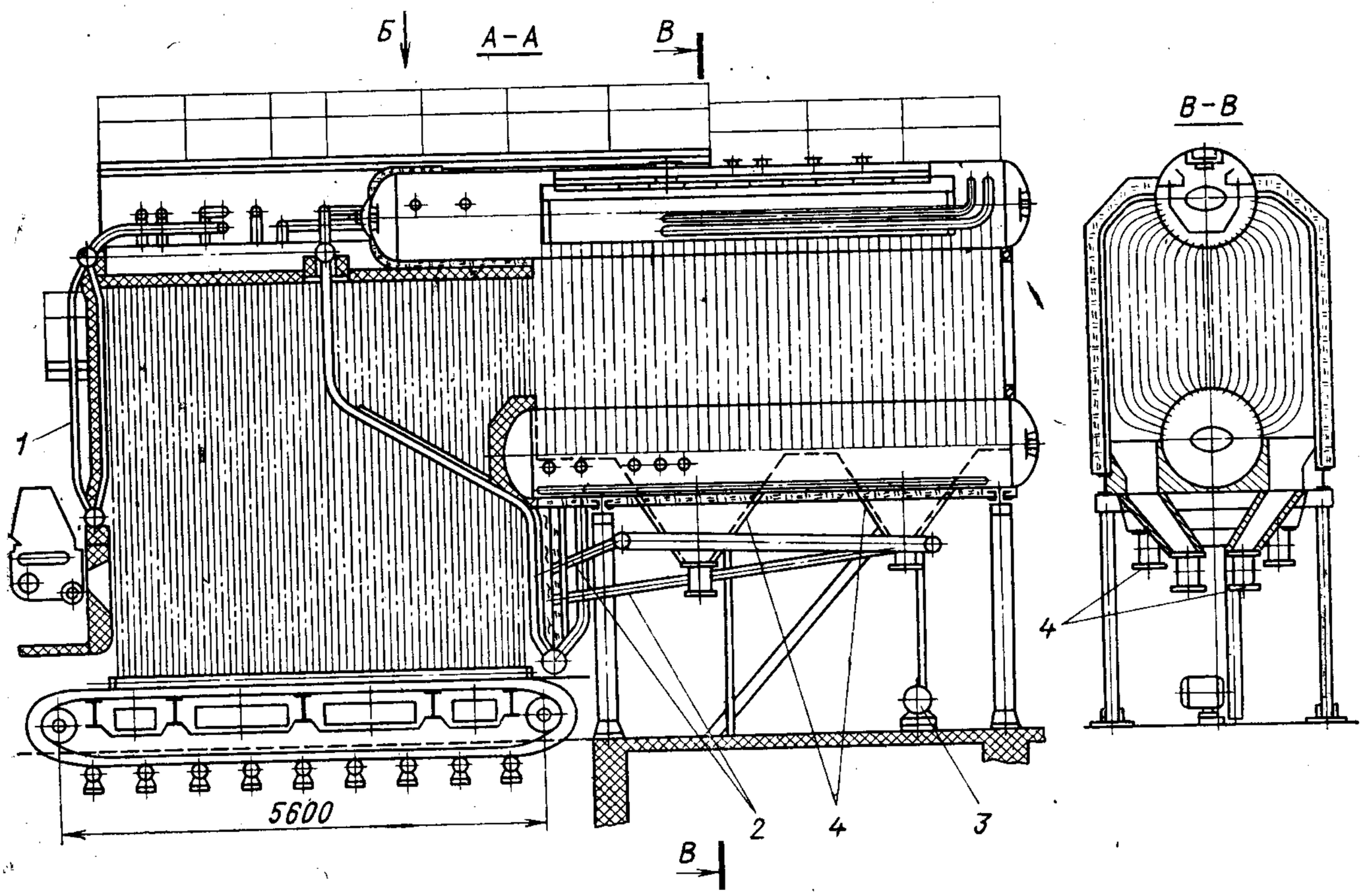


Рис. 26.5. Паровой котел Е-25-14Р (КЕ-25-14Р)

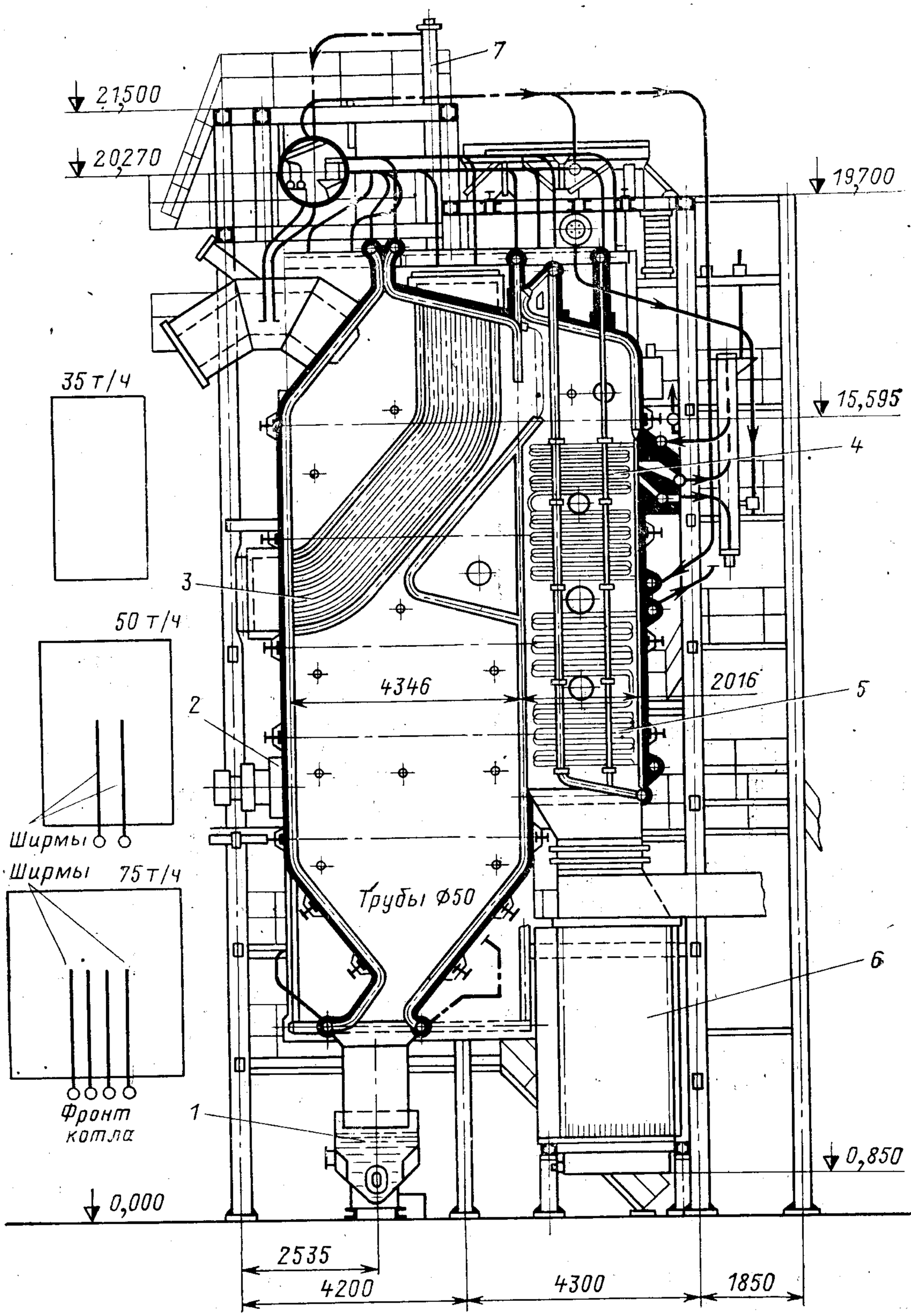


Рис. 26.6. Продольный разрез котла на среднюю производительность типа Е-50-40Н на пылевидном топливе и компоновка ширм

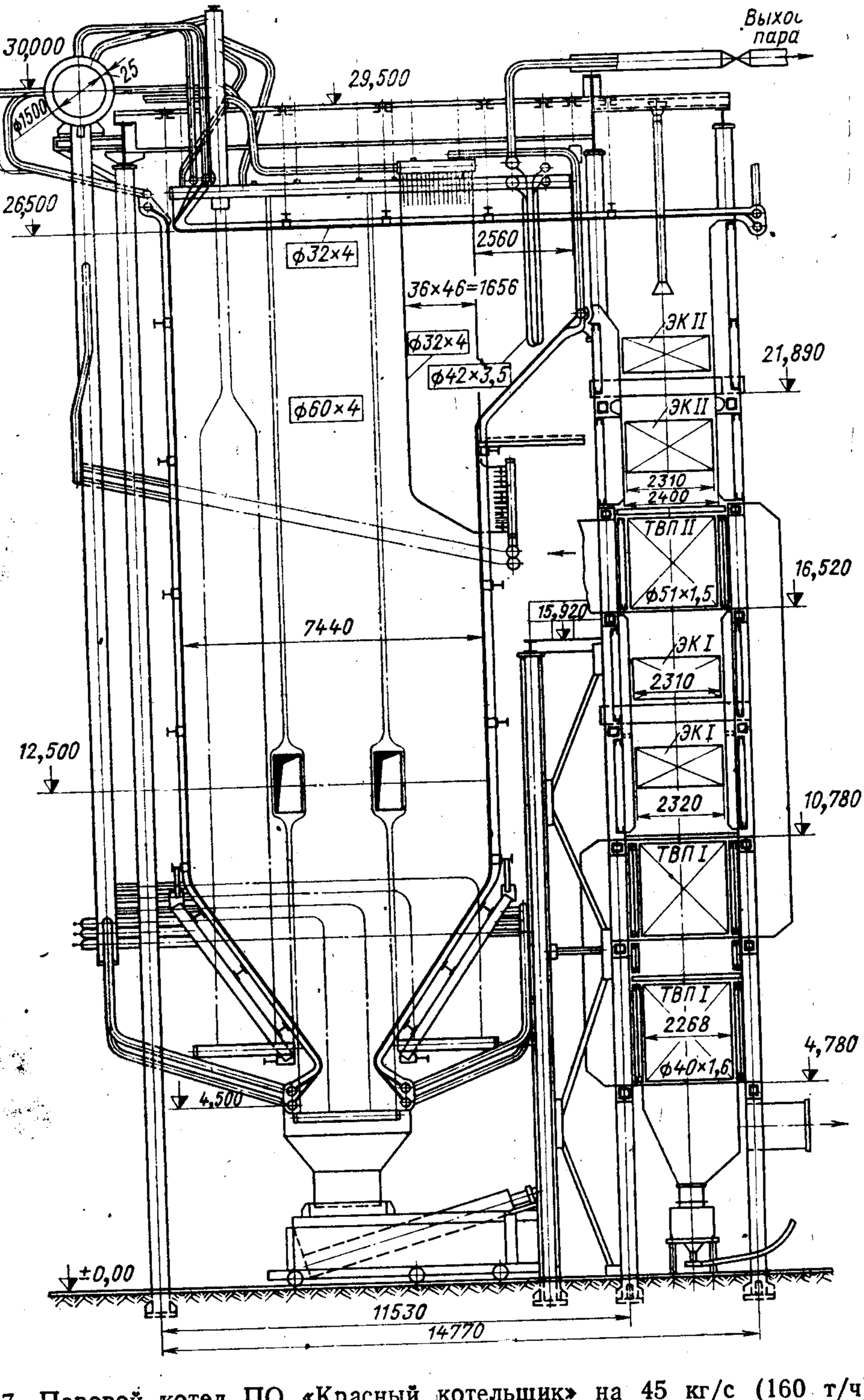


Рис. 26.7. Паровой котел ПО «Красный котельщик» на 45 кг/с (160 т/ч) на низкое давление

Общий вид котла низкого давления паропроизводительностью 45 кг/с (160 т/ч) показан на рис. 26.7.

Очистку экранных поверхностей нагрева намечено осуществлять маловыдвижными аппаратами, перегреватель — глубоковыдвижными аппаратами. Конвектнвные поверхности экономайзера и воздухоподогревателя предполагается очищать с помощью дробевой очистки.

Котлы предназначены для установки в крупных пиково-резервных котельиых ТЭЦ, а также в мощиых производственных котельных.

26.3. ПИКОВЫЕ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫЕ ВОДОГРЕЙНЫЕ КОТЛЫ

Водогрейные котлы изготавливают из чугуна или углеродистой стали в зависимости от конечного в них подогрева воды. Вода подогревается до 115 или 200 °С. Чугунные водогрейные котлы выполняют на давления до 0,6 МПа, стальные — на 1,6 и 2,5 МПа.

Водогрейные котлы применяются для отопления промышленных и жилищно-бытовых объектов и устанавливаются или в отдельно стоящих промышленно-отопительных котельных или в пиковых водогрейных котельных при ТЭЦ. В зависимости от тепловой нагрузки в отдельно стоящих котельных используются котлы разной теплопроизводительности мощностью менее 58 МВт (50 Гкал/ч).

В пиковых котельных, как правило, устанавливают водогрейные котлы тепловой мощностью 116 МВт (100 Гкал/ч) и 209 МВт (180 Гкал/ч). Для этих котельных в настоящее время выпускаются газомазутные котлы КВ-ТК-100-150. В маркировке этих котлов приняты обозначения: КВ — котел водогрейный, ГМ — газомазутный, первые цифры — 100 и 180 — теплопроизводительность, Гкал/ч; вторые цифры — 150 — конечная температура подогрева воды, °С; ТК — топка камерная для твердого топлива.

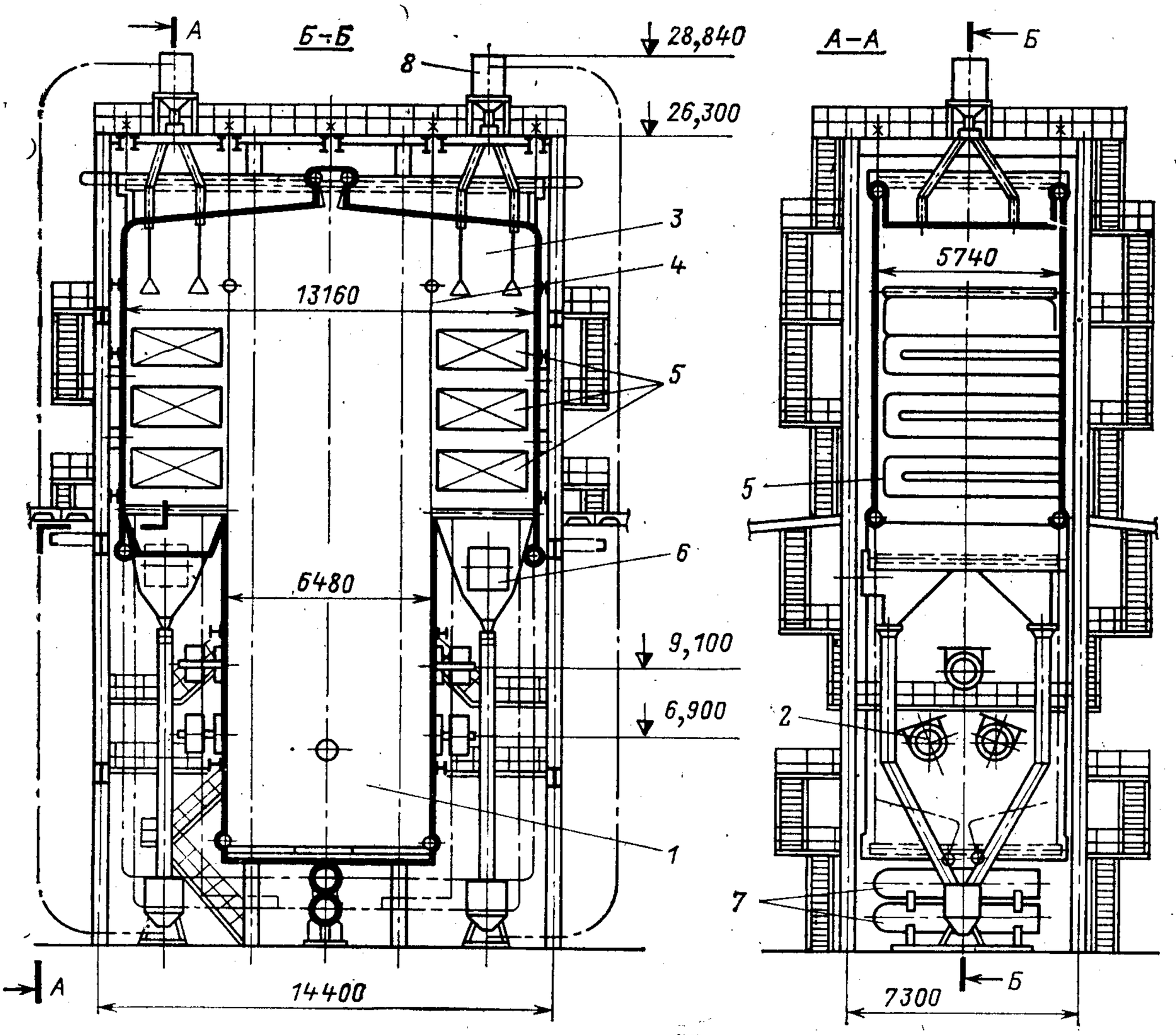


Рис. 26.8. Пиковый водогрейный газомазутный котел КВ-ГМ-180-150:
1 — топка; *2* — круглые встречные горелки; *3* — поворотный газоход; *4* — разделительный экран сомкнутых радиационной и конвективной шахт; *5* — конвективные нагревательные пакеты; *6* — вывод продуктов сгорания; *7* — камеры для сетевой воды; *8* — дробеочистка

Наиболее крупный котел КВ-ГМ-180-150 Т-образной сомкнутой компоновкой (рис. 26.8) имеет следующие технические характеристики: теплопроизводительность 209 МВт, давление воды—до 2,4 МПа, расход воды 123 кг/с (4422 т/ч), температура воды на входе—110 °С, на выходе—до 150 °С, температура уходящих газов 195 °С на мазуте и 170 °С на природном газе.

По схеме циркуляции воды котел является прямоточным. Сетевая вода поступает в нижние коллекторы экранов топки и боковых экранов конвективных газоходов и по ним поднимается вверх. Далее по конвективным пакетам вода опускается вниз и выходит из котла.

Котел оборудован шестью горелками с паромеханическими форсунками, расположенными встречно на боковых экранированных стенках топки. Экраны топки и конвективных газоходов выполнены из труб ∅ 60×4 мм с шагом 64 мм. Конвективная часть котла расположена в двух примыкающих к топочной камере газоходах. Конвективные пакеты выполнены из труб ∅ 32×3 с шагами s_1=68 мм и s_2=42 мм. Трубная система котла подвешена к потолочной раме каркаса. Изоляция котла — облегченная натрубная. Очистка конвективных поверхностей нагрева от наружных отложений производится дробеочистительной установкой. Агрегаты изготавливаются как под наддувом, так и с уравновешенной тягой.

Котлы теплопроизводительностью 100 Гкал/ч изготавливают Белгородский завод «Энергомаш» и Дорогобужский котельный завод, а на 180 Гкал/ч — Барнаульский котельный завод (ПО «Сибэнергомаш» БКЗ).

ГЛАВА ДВАДЦАТЬ СЕДЬМАЯ

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПАРОВЫЕ КОТЛЫ

Отечественные заводы изготавливают паровые котлы, используемые для выработки электроэнергии, согласно ГОСТ 3619-82 единичной мощностью от 220 до 3950 т/ч на давления: среднее (СД)—9,8 МПа, высокое (ВД)—13,8 МПа и сверхкритическое (СКД)—25 МПа*; перегрев пара, как правило, для среднего давления — 540 °С, для высокого и сверхкритического — 545—560 °С. Эти значения перегрева являются предельными по соображениям надежности работы металла.

При давлениях 13,8 МПа и сверхкритическом котлы оборудуются промежуточным перегревом пара. Расход промежуточного пара составляет примерно 80% номинальной паропроизводительности агрегата $D_н$, перегрев такой же, как первичного пара. Гидравлическое сопротивление вторичного перегревателя ограничивают давлением 0,25 МПа, учитывая термический КПД цикла. С ростом рабочего давления температура питательной воды также растет — для современных агрегатов СКД поднялась до 270 °С, что способствует повышению термического КПД цикла из-за более глубокого использования регенеративного подогрева питательной воды.

27.1. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ КОТЛЫ НЕБОЛЬШОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

Энергетические котлы небольшой производительности — это агрегаты как с естественной, так и с принудительной циркуляцией производительностью от 100 до 500 т/ч, выдающие пар, как правило, на общие магистрали ГРЭС и ТЭЦ. Такие котлы изготавливались и изготавливаются производительностью 210—230 т/ч и 420 т/ч.

Энергетические котлы выпускают ТКЗ, ЗиО и БКЗ, причем два первых выпускают также и котлы сверхкритического давления. Для приме-

* ГОСТ приводит давления пара за запорной задвижкой, устанавливаемой на выходе пара из котла.

ра можно указать, что БКЗ производит котлы с естественной циркуляцией производительностью 160, 220 т/ч с параметрами пара 9,8 МПа, 540 °С и производительностью 210, 320, 420, 500 т/ч с параметрами пара 13,8 МПа, 560 °С. Следует отметить увеличение поставок котлов производительностью 400 и 500 т/ч, предназначенных для ТЭЦ, и снижение заказов на агрегаты меньших производительностей и давлений.

Котел с естественной циркуляцией Е-210-140 (БКЗ 210-140-Ф)

Головной образец котла изготовлен для сжигания бурого угля Б1 (W^p=43%) Чихезского угольного бассейна Приморского края. Производительность котла 58 кг/с (210 т/ч), давление пара 13,8 МПа, температура перегрева 560 °С. Из-за высокой влажности угля принята сушка топлива высокотемпературными продуктами сгорания, размол — в мельницах-вентиляторах, хотя этот уголь очень твердый ($k_{ло}$=0,85); шлакоудаление твердое.

Котел с системой пылеприготовления размещается в закрытом здании котельной (рис. 27.1) с естественной циркуляцией, компоновка П-образная, перегреватель радиационно-конвективный, хвостовые поверхности нагрева выполнены в рассечку, поскольку воздух подогревается выше 300°С. Экономайзер, расположенный в конвективной шах-

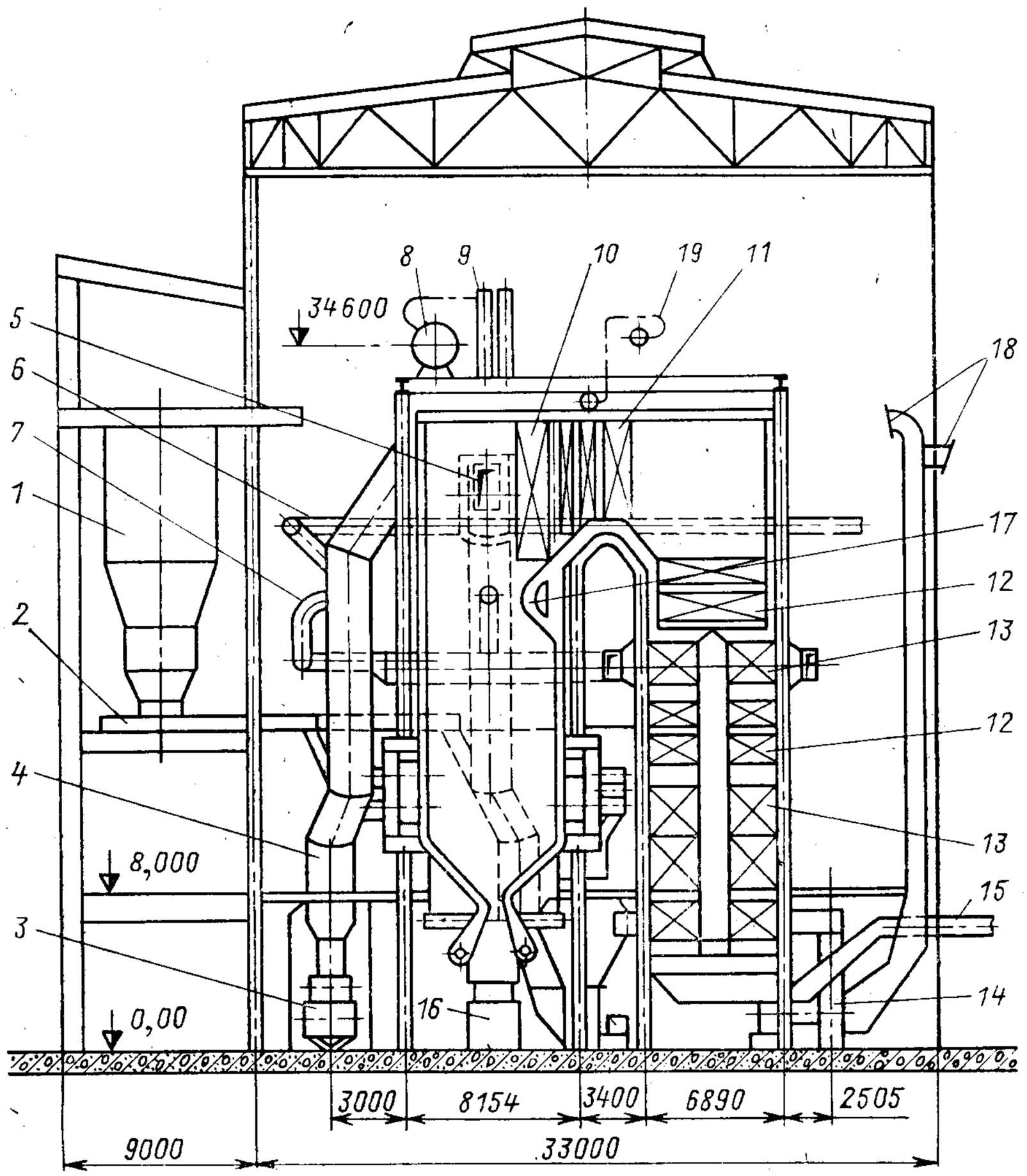


Рис. 27.1. Компоновка элементов парового котла БКЗ-210-140Ф:

1 — бункер сырого угля; *2* — ленточный питатель; *3* — М-В; *4* — сушильная шахта; *5* — забор газов на сушку вверху топки; *6* — подвод на сушку уходящих газов котла; *7* — подвод на сушку горячего воздуха; *8* — барабан котла; *9* — выносные циклоны; *10* — ширмы; *11* — трн конвектнвных пучка перегревателя; *12* — экономайзер; *13* — ТВП; *14* — дутьевой вентнлятор; *15* — газовый боров; *16* — шлакоудаленне; *17* — аэродинамнческнй выступ топкн; *18* — забор теплового воздуха нз котельного и машинного залов; *19* — подача перегретого пара в машннный зал

те, состоит из четырех пакетов змеевиков, трубчатый воздухоподогреватель — из четырех кубов. Топка призматическая с небольшим аэродинамическим выступом в верхней части задней стены. Выступ способствует вторичной турбулизации горючего с окислителем и, следовательно, более глубокому выжигу коксового остатка, а также выравнивает скорости продуктов сжигания на выходе из топки для более равномерного поперечного омывания газами ширм и перегревателя.

Пылеугольные горелки установлены по одной в каждом углу топки тангенциально к условной окружности с ∅ 900 мм. Скорость пылевоздушной смеси в горелках 15,5, вторичного воздуха — 38 м/с. Растопка котла и подсветка факела при пониженной нагрузке осуществляются четырьмя мазутными горелками, расположеииыми по одной на боковых стенах и две на задней.

Четыре мельницы с иисрционными сепараторами расположены по углам тонки, газы для сушки топлива забирают перед входом их в ширмы. Так как продукты сгорания в этом месте имеют повышенную температуру, то предусмотрено разбавление их дополнительным отбором уходящих газов после дымососа (145 °С), а также горячим воздухом. Рабочее давление в барабане котла 15,8 МПа, температура газов на выходе из топки 1040 °С, КПД котла брутто 90,3 %. Практика показала надежную и экономичную работу котла при проектных показателях, а также способиость успешно работать на широкой гамме бурых углей.

Прямоточный котел Л. К. Рамзина ПК-24 с промывочно-сепарационной установкой

На рис. 27.2 приведена принципиальная пароводяная схема прямоточного котла ПК-24, изготовлявшегося ЗиО. Это агрегат производительностью 75 кг/с (270 т/ч), на высокое давление 14 МПа и с перегревом пара 570 °С. Схема рассмотрена потому, что в ней отражены все эксплуатационные и проектно-поисковые решения, реализованные при наладке и освоении первых советских прямоточных котлов.

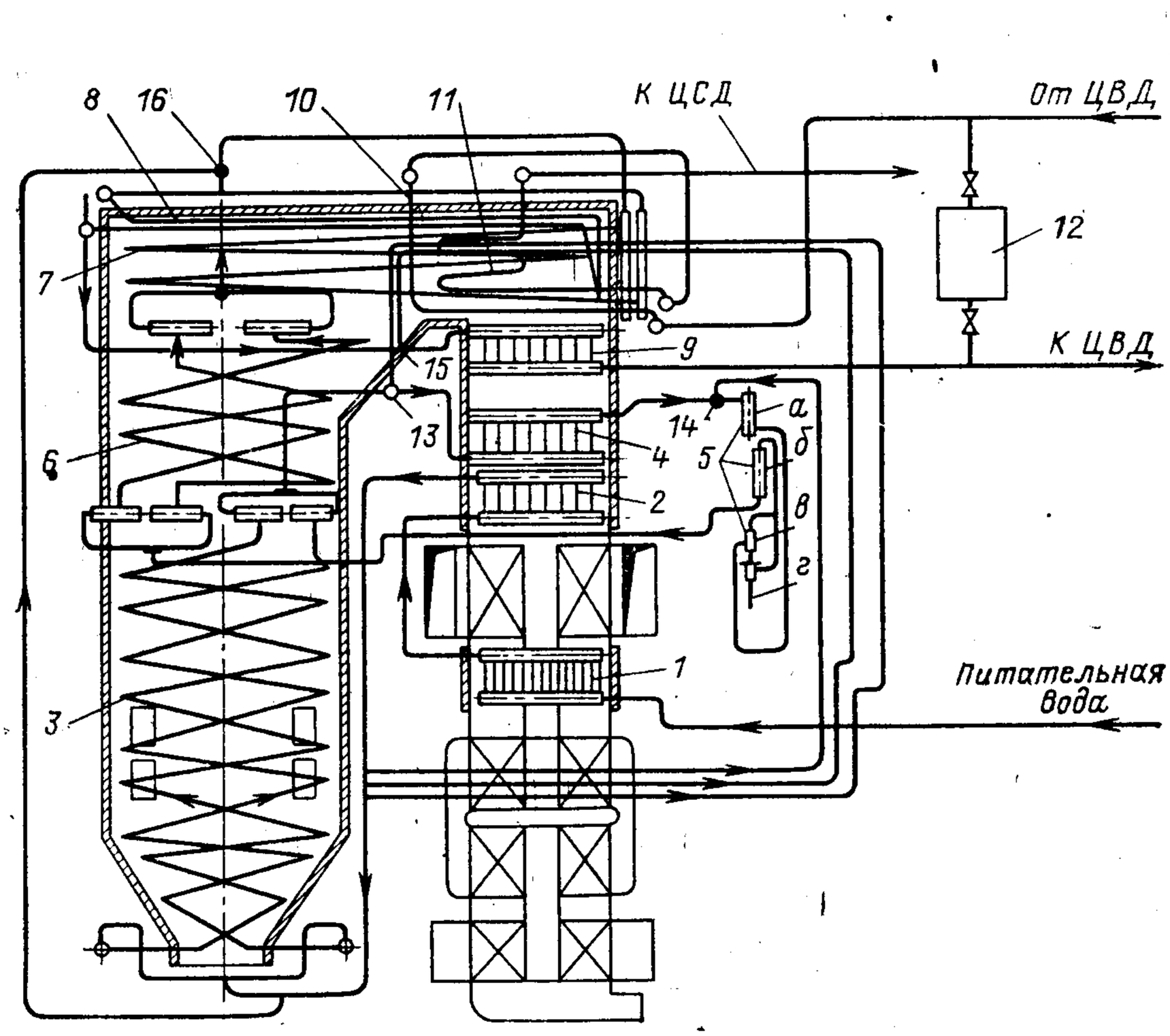


Рис. 27.2. Схема прямоточного котла на 75 кг/с (270 т/ч) с промывочно-сепарационной устаиовкой

Питательная вода проходит сначала два пакета конвективного экономайзера *1* и *2* и с недогревом до кипения примерно на 30 °С поступает в две подъемные ленты НРЧ *3*, где догревается до кипения, и примерно 80 % ее испаряется. Для того, чтобы обеспечить надежное охлаждение трубок в зоне активного горения топлива, обеспечивается достаточная высокая массовая скорость 1500 кг/(м²·с) при $D_н$. Смесь после НРЧ отводится в выносную переходную зону *4*, где вода полностью испаряется, а пар слабо перегревается, на 10—20 °С.

Пар затем направляется в промывочно-сепарационную установку *5*, состоящую из центробежного сепаратора первой ступени *а* и второй ступени *б*, мерительного сосуда *в*, непрерывной продувки *г*. Из сепаратора пар направляется в СРЧ *6* — первую ступень радиационного перегревателя, далее в ВРЧ *7*, являющуюся второй ступенью радиационного перегревателя, в потолочные трубы *8*, в выходной конвективный перегреватель пара *9* и оттуда в ЦВД. После ЦВД пар направляется в котел на вторичный (промежуточный) перегрев. Промежуточный перегреватель газовый, выполнен в виде ширм в две ступени *10* и *11*. Между паропроводами первичного и вторичного пара установлена редукционно-охладительная установка *12* (РОУ). Для регулирования перегрева в схеме показаны четыре впрыска питательной воды: первый *13* — перед переходной зоной, второй *14* — перед промывочно-сепарационной установкой, третий *15* — перед выходным конвективным перегревателем и, наконец, четвертый впрыск *16* (настроечный шунт, подающий воду в трубопровод между СРЧ и ВРЧ). Регулирование температуры вторичного перегрева осуществляется поворотными пылеугольными горелками.

В установку *5* поступает из переходной зоны слабо перегретый пар и увлажняется впрыском *14*. Соли, растворенные в паре, частично переходят в воду и продуваются с ней. При нарушении нормального режима в установку *5* может поступать влажный пар, и тогда настроечный шунт должен будет часть воды передать в обход НРЧ и СРЧ и тем самым поднять энтальпию рабочего тела, поступающего в промывочно-сепарационную установку.

В настоящее время подобная схема с сепаратором сохранилась в работе на одном из прямоточных котлов 67-СП производительностью 64 кг/с и давлением 9,8 МПа.

27.2. КОТЛЫ С ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ ДЛЯ ЭНЕРГОБЛОКОВ

В настоящее время установленная мощность на ТЭС и ТЭЦ наращивается только блоками котел — турбина, в которых пар из котла поступает на одну турбину. Принято использовать термин энергоблок, начиная с мощности 200 МВт, на эту мощность заводы ПО «Красный котельщик» (ТКЗ) и БКЗ выпускают котлы с естественной циркуляцией, предельной для них в СССР производительностью 640—670 т/ч; ЗиО выпускает для энергоблоков только прямоточные котлы. ТКЗ изготовил барабанные котлы на 180 кг/с (640 т/ч), 9,8 МПа, 570/570 °С. Котел получил широкое распространение на ТЭС. При Т-образной компоновке котла вверху топочной камеры дымовые газы направляются двумя потоками налево и направо, что позволяло уменьшить высоту горизонтального газохода и глубину опускного и тем самым снизить неравномерность поля скоростей газов, поля температуры и концентрацию золы на повороте газов в опускную шахту.

Котел ТПЕ-209 энергоблока 200 МВт

Вторая модификация котла с естественной циркуляцией на 200 МВт (рис. 27.3), П-образной компоновки предназначена для сжигания каменного угля среднего качества. Параметры агрегата при номинальной нагрузке: $D = 180$ кг/с; $p = 13{,}6$ МПа; $t_{пе} = 545$°С; $t_{п.в} = 244$°С; $D_{вт} = 572$ т/ч; $t'_{вт.п} = 328$ °С; $t''_{вт.п} = 545$° С; $p'_{вт} = 2{,}5$ МПа.

Котел с газоплотными экранами, с одноступенчатым испарением, на уравновешенной тяге подвешен к металлоконструкциям здания (показанные на рисунке колонны относятся к зданию). Минимальная нагрузка агрегата на угле составляет 50 %, и при этом температура первичного пара остается 540 °С, вторичного 520 °С. Растопка агрегата осуществляется на мазуте растопочными горелками, обеспечивающими 30 % нагрузки. На котел установлено шесть среднеходных мельниц под наддувом, из них одна — резервная. Схема пылеприготовления с прямым вдуванием. Воздухоподогреватель регенеративный нз двух роторов, установленных под котлом в самой котельной, температура уходящих газов 155 °С.

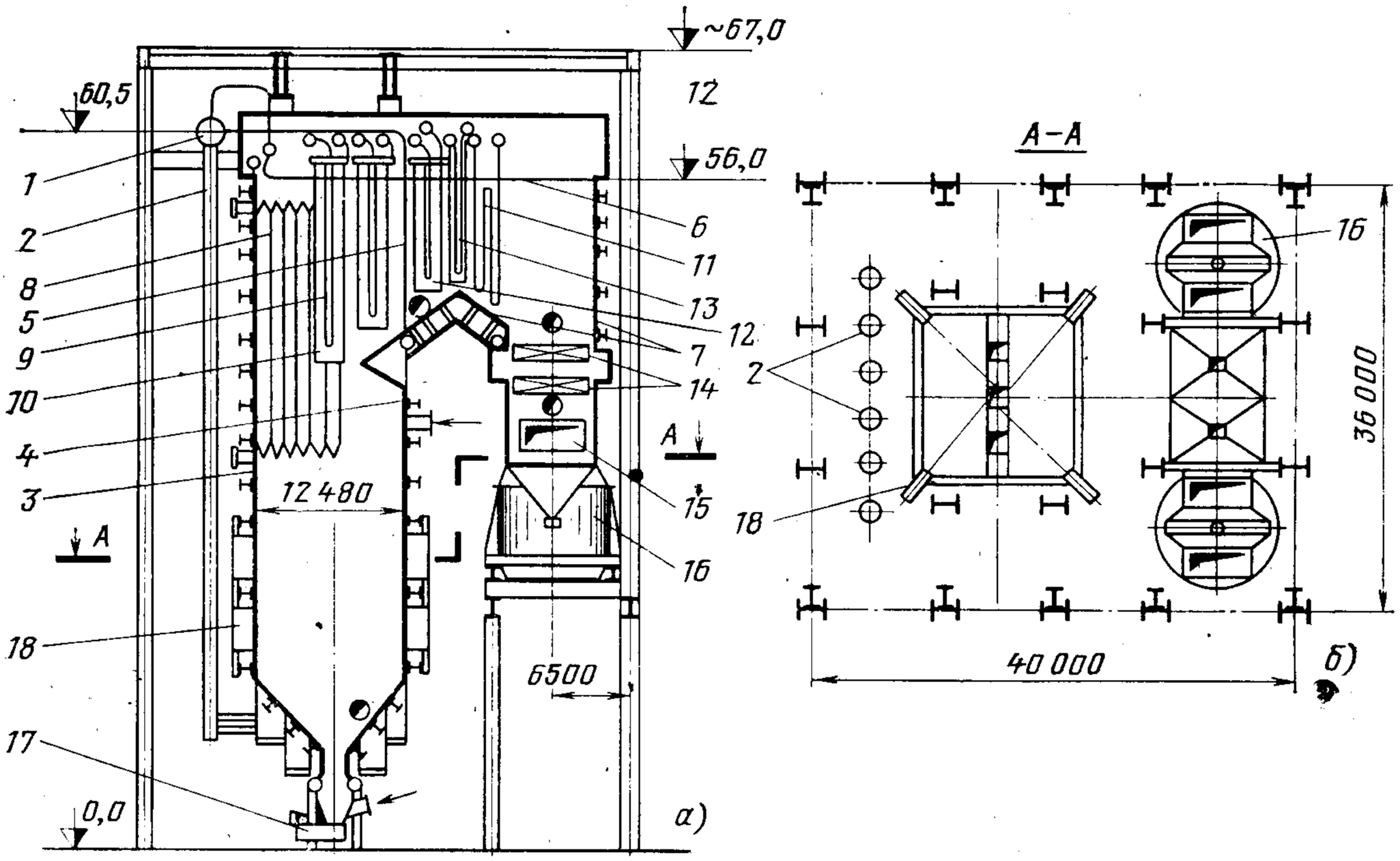


Рис. 27.3. Паровой котел ТПЕ-209 на 200 МВт:

а — продольный разрез; *б* — горнзонтальный разрез; *1* — барабан; *2* — опускные питательные стояки; *3* — фронтовой экран; *4* — задний экран; *5* — однорядный фестон; *6* — потолочный первичиый перегреватель; *7* — экраннрованне стен конвективных газоходов; *8* — настенный раднационный перегреватель; *9* — ширмы первой ступени первичного перегревателя; *10* — то же ширмы второй ступени; *11* — входная змеевиковая ступень вторичного перегревателя; *12* — ширмы вторнчного перегревателя; *13* — выходная змеевнковая ступень вторичного перегревателя; *14* — экономайзер: *15* — подача дымовых газов в РВП; *16* — РВП; *17* — механизированное шлакоудаленне; *18* — угловая компоновка пылеугольных прямоточных горелок

Топочная камера призматическая, открытая, с холодной воронкой внизу и аэродинамическим выступом вверху; шлакоудаление твердое. Стены топки экранированы газоплотными панелями из труб ∅ 60×6 с шагом 80 мм; материал — сталь 20. Пароотводящие трубы заднего экрана образуют однорядный фестон *5*. По всей высоте топки установлены пояса жесткости, представляющие собой горизонтальные балки, шарнирно прикрепленные к экранам с шагом по высоте 2800 мм. Система жесткости котла рассчитана при взрыве горючих газов на внутреннее давление, превышающее атмосферное на 3000 Па. Топка снабжена восемью прямоточными угловыми тангенциальными горелками. Экраны свободно перемещаются по отношению к неподвижным горелкам. Тепловое напряжение поперечного сечения топки $q_F = 3{,}28$ МВт/м²; тепловое напряжение топочного объема невысокое — $q_V = 98$ кВт/м³; средняя тепловая нагрузка поверхности экранирования $q_H = 128$ кВт/м²; температура газов на выходе из топки 1078 °С.

Предусмотрено два места ввода рециркуляции газов в топку: через ряд сопл под аэродинамическим выступом, что дает снижение средней температуры газов, покидающих топку, на 60—70 °С, и основной ввод через холодную воронку для регулирования температуры промперегрева. Очистка пара от влаги и примесей осуществляется по схеме: сепарация в механических циклонах, промывка пара питательной водой и се-

парация влаги через дырчатый лист на выходе из барабана. Предусмотрена линия прогрева барабана при растопке от постороннего источника пара. Опускная питающая система всех экранов выполнена из шести труб-стояков *2*.

Насыщенный пар выходит из барабана двумя параллельными не перемешивающимися потоками и проходит газоплотные ограждения конвективных газоходов *7*, настенный радиационный перегреватель в топке *8*, ширмы первой ступени *9* и ширмы второй ступени *10*. Для регулирования температуры перегрева пара высокого давления установлены два впрыска в рассечках ширм *9* и *10*.

Вторичный перегреватель расположен в зоне температур газов ниже 870 °С. Два способа регулирования температуры пара: рециркуляция дымовых газов, забираемых после основных дымососов и подаваемых в нижнюю часть холодной воронки, и впрыск воды, расположенный перед выходной ступенью *13*. Промежуточный пар двумя параллельными потоками проходит последовательно входную змеевиковую коридорную ступень *11*, ширмы *12* и выходную змеевиковую ступень *13* с коридорной компоновкой трубок. Котел имеет два выхода по первичному и то же по вторичному пару.

Конструкция настенного, расположенного сверху испарительных поверхностей, радиационного первичного перегревателя *8* выполнена вертикальной из труб Ø 32×6 мм из стали перлитного класса 12Х1МФ и состоит из 30 транспортабельных панелей, которые вверху неподвижно крепятся к экранным трубам и свободно расширяются вниз. Движение пара подъемное снизу вверх, каждая панель состоит из 24 труб, шаг между ними 40 мм. Уплотнения входа и выхода через экраны разные: вход скользящий, выход неподвижный.

Завод приступил к производству котла с трубчатым воздухоподогревателем, предназначенного для сжигания бурого угля Харанорского месторождения Читинской области.

27.3. ПРЯМОТОЧНЫЕ КОТЛЫ ЭНЕРГОБЛОКОВ

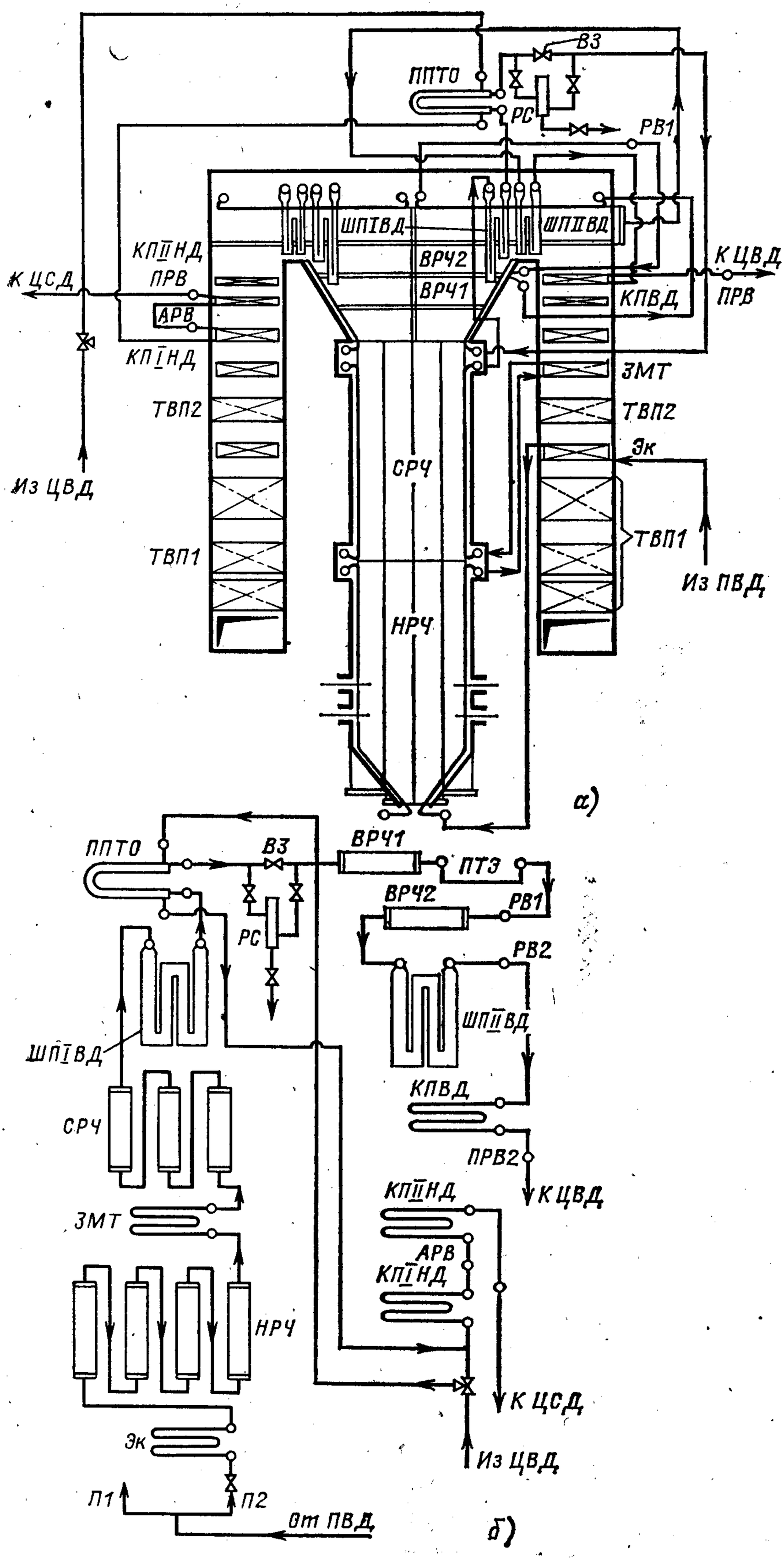
Первые несколько прямоточных котлов для энергоблоков на СКД с минимальной принятой для них единичной мощностью 300 МВт выпущены ЗиО в двухкорпусном исполнении (дубль-блоки) из соображений повышения надежности их работы и электроснабжения потребителей, поскольку некоторые считали, что при аварийном выходе одного корпуса выключение мощности будет не 100%, а только 50—60. Двухкорпусные агрегаты выпускались как *симметричными*, так и *несимметричными* (на ТКЗ), когда вторичный перегреватель выносился в один корпус для возможности широкого регулирования промперегрева. В обоих случаях дубль-блок по существу представлял собой установку из двух отдельных котлов.

Практика сооружения котлов на СКД показала, что котлы в моноблочном исполнении имеют меньшую металлоемкость в основном за счет снижения массы каркаса, просты в управлении и не уступают дубль-блокам по надежности. В настоящее время котлы на СКД выпускают только в моноблочном исполнении, даже для мощности 1200 МВт.

Так как в экономайзерах на СКД закипание воды отсутствует, то выбор приращения энтальпии в нем не ограничен, чаще всего принимают 200 кДж/кг (50 ккал/кг). Вода после экономайзера поступает на охлаждение подвесных труб, несущих конвективные пакеты, где в области горячих газов нагревается еще на 100—200 кДж/кг.

После подвесных труб рабочая среда поступает в НРЧ, за которой обычно следуют СРЧ и ВРЧ. Иногда СРЧ отсутствует, что диктуется рядом обстоятельств: видом топлива, способом регулирования промперегрева и др. В ряде случаев зона максимальной теплоемкости рабочей среды (ЗМТ) выносится в конвективный газоход.

Для уменьшения тепловой разверки общий поток рабочей среды перед экономайзером разделяется на несколько регулируемых потоков (обычно два), которые дальше в свою очередь делятся на нерегулируемые подпотоки. Это позволяет повысить манев-


ВЗ
ППТО
РС
РВ1
ШПIВД
ШПIIВД
КПIIНД
ПРВ
К ЦСД
ВРЧ2
ВРЧ1
КПВД
К ЦВД
ПРВ
АРВ
КПIНД
ЗМТ
ТВП2
ТВП2
Эк
СРЧ
ТВП1
ТВП1
Из ПВД
Из ЦВД
НРЧ
а)
ППТО
ВЗ
ВРЧ1
ПТЭ
РВ1
ВРЧ2
РС
РВ2
ШПIВД
ШПIIВД
КПВД
ПРВ2
К ЦВД
КПIIНД
АРВ
КПIНД
СРЧ
ЗМТ
НРЧ
К ЦСД
Эк
Из ЦВД
П1
П2
От ПВД
б)

ренность агрегата в целом, так как за счет уменьшения диаметра коллекторов снижается толщина их стенок, повышается допустимая скорость изменения в них температуры при пусках котла и сокращается время растопки.

Котел П-59 энергоблока 300 МВт

На рис. 27.4 даны компоновка поверхностей нагрева в поперечном разрезе агрегата и схема пароводяного тракта Т-образного моноблочного, прямоточного котла ЗиО на 300 МВт для сжигания подмосковного бурого угля. Поверхность зоны максимальной теплоемкости размещена в конвективной шахте, тяга на агрегате уравновешенная, КПД брутто равен 90%. Высокая призматическая топка оборудована двухрядными щелевыми горелками МЭИ для сжигания в тонких струях, при встречно-смещенной компоновке горелок, обеспечивающей устойчивость зажигания и горения бурого влажного угля и равномерное поле температур в плане топки при минимально возможном шлаковании (см. рис. 9.13,*б*). Для снижения шлакования ширм температура газов на выходе из топки принята в проекте невысокой, около 1000 °С.

Пароводяной тракт выполнен из двух регулируемых потоков (см. разветвление ввода воды перед экономайзером). НРЧ состоит из четырех вертикальных последовательно включенных панелей, потом рабочая среда поступает в зону максимальной теплоемкости в три последовательные вертикальные панели СРЧ, затем в первые вертикальные ширмы, откуда в паро-паровой теплообменник ППТО и ВРЧ 1. Между ППТО и ВРЧ 1 находятся *встроенная задвижка* и отводы на *растопочный сепаратор*. После ВРЧ 1 среда проходит в потолочный экран, затем в ВРЧ 2, расположеный в поворотной камере. Вся ВРЧ состоит из двух горизонтальных одиоходовых панелей. По выходе из ВРЧ рабочая среда поступает во вторые ширмы и горизонтальные змеевики конвективного перегревателя.

Температура перегрева регулируется, как и во всех прямоточных агрегатах, соотношением вода — топливо, а подрегулировка — двумя вспрысками: регулятор впрыска один (РВ 1) перед ВРЧ 2 и РВ 2 — перед конвективным перегревателем. Есть еще пусковые впрыскивающие пароохладители, устаиовленные на выходе пара к ЦВД турбины.

Путь вторичного пара проще: из ЦВД пар поступает вначале в паро-паровой теплообменник, затем последовательно проходит два пакета конвективного перегревателя и направляется в ЦСД. В рассечку конвективному перегревателю низкого давления (КПНД) установлен аварийный регулятор впрыска, на выходе пара из котла — пусковой регулятор впрыска.

В котле из-за высокой влажности $W^{р} \approx 34$ % осуществлен высокий подогрев воздуха в трубчатом подогревателе — 438 °С.

Котел П-57 энергоблока 500 МВт

Однокорпусный прямоточный паровой котел (моноблок) для сжигания экибастузских каменных углей, отличающихся многозольностью, абразивностью и тугоплавкостью золы, получил маркировку П-57 (Пп-1650-255). В связи с особыми свойствами золы компоновка агрегата выполнена ЗиО по Т-образной схеме с твердым шлакоудалением (рис. 27.5). Паропроизводительность котла 460 кг/с (1650 т/ч), давление пара

Рис. 27.4. Компоновка поверхностей на поперечном разрезе котла П-59 на 300 МВт (*а*) и схема пароводяного тракта (*б*):

ВЗ — встроенная задвижка; *РВ* — регулирующий впрыск; *АРВ* — аварийный регулирующий впрыск; *ПРВ* — пусковой регулирующий впрыск; *РС* — растопочный сепаратор; *ШПВД* — ширмовый перегреватель высокого давления; *ШПНД* — то же низкого; *КПВД* — конвективный перегреватель высокого давления; *КПНД* — то же низкого; *ПТЭ* — потолочный экран; *ЭПК* — экран поворотной камеры; *ППТО* — паро-паровой теплообменник; *ЗМТ* — зоиа максимальной теплоемкости; *Э* — экономайзер

24,5 МПа, температура 545 °С, расход вторичного пара 375 кг/с, температура промперегрева 545 °С, температура питательной воды 270 °С, КПД-91,75%.

Рабочая среда в котле движется двумя подъемными потоками. Зона максимальной теплоемкости вынесена в конвективный газоход. Средняя массовая скорость в НРЧ 2000 кг/(м²·с). Экраны из плавниковых труб, агрегат цельносварной с уравновешенной тягой. Панели СРЧ, экранирующие боковые стены, на уровне выходного окна из топки образуют фестон. Змеевики конвективных поверхностей перпендикулярны фронту,

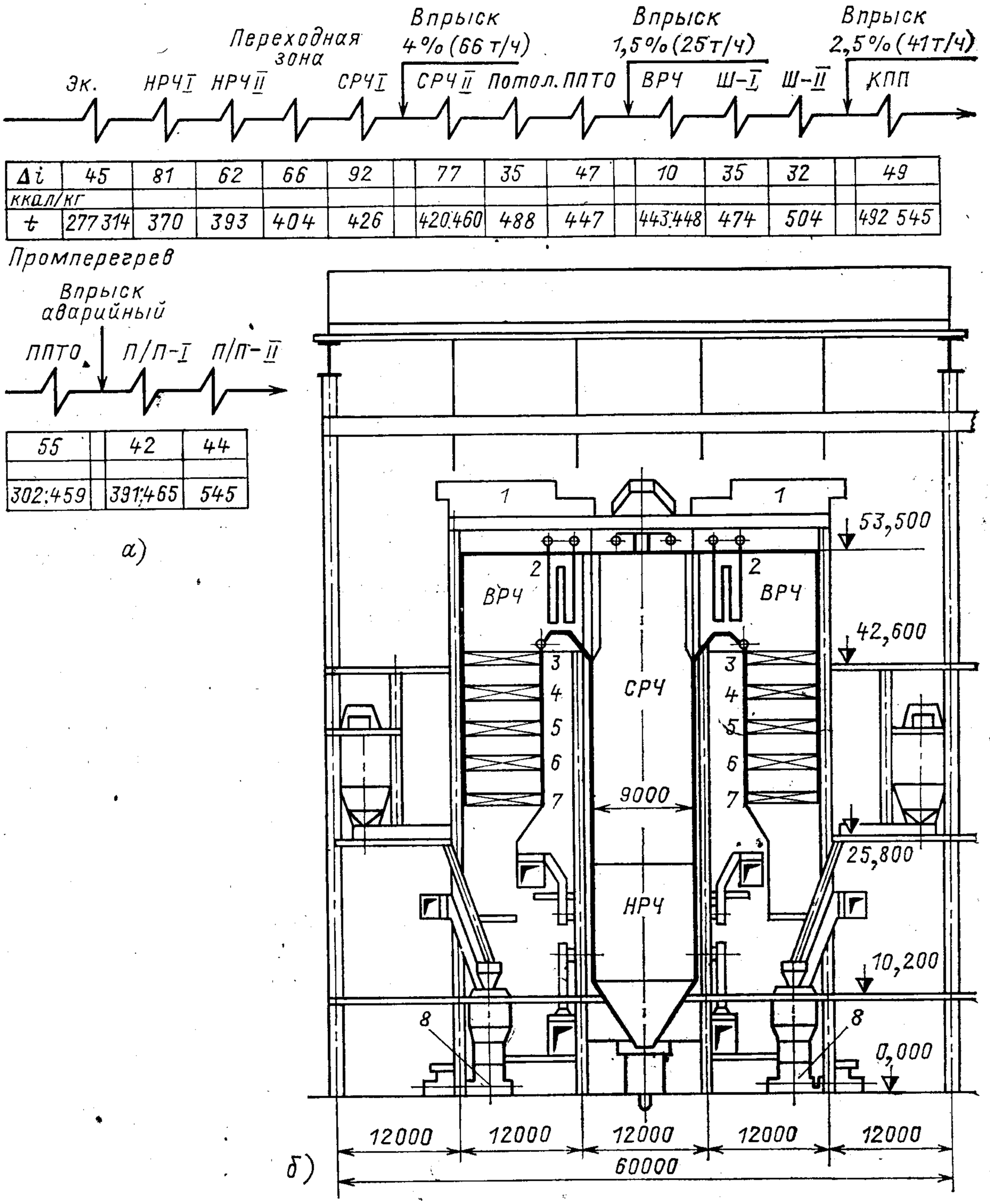


Рис. 27.5. Котел П-57 на 500 МВт:

а — однолинейная схема включения поверхностей нагрева и приращение энтальпии рабочей среды; *б* — поперечный разрез котла на экибастузском угле; *1* — паро-паровой теплообменник; *2* — ширмовый перегреватель; *3* — конвективный первичный перегреватель; *4* — промперегрев II ступени; *5* — то же I ступени; *6* — переходная зона; *7* — экономайзер; *8* — углеразмольные мельницы

длиной в половину глубины конвективной шахты, поэтому все камеры трубных пакетов расположены на фронте и задней стене; пакеты опираются через стойки на пять балок. Все поверхности нагрева размещены симметрично относительно вертикальной оси котла, что облегчает регулирование параметров по потокам воздействием подачи вода — топливо. На растопочных режимах включают рециркуляционные насосы ограниченной производительности.

Промперегреватель размещен по ходу газов после конвективного перегревателя высокого давления (КПВД) в зоне умеренных температур газов. Тракт промперегревателя выполнен в четыре потока, которые направляются последовательно в паро-паровой теплообменник *1*, конвективные поверхности первой *5* и второй *4* ступеней. Регулирование промперегрева осуществляется изменением пропуска вторичного пара через ППТО.

На котле установлено восемь углеразмольных мельниц, одна из них резервная, система пылеприготовления с прямым вдуванием. 24 горелки установлены в два яруса на боковых стенах топки. Очистка стен топки осуществляется аппаратами ОПР-5, а устройства по очистке конвективных поверхностей отсутствуют в расчете на самоочистку за счет наличия в зоне экибастузских каменных углей песка.

В конструкции котла воплощены прогрессивные идеи, в том числе: крупноблочное изготовление поверхностей нагрева (коэффициент блочности 78 %, число блоков — 3150 шт.), возможность выполнения механизированного ремонта, автоматизация процессов регулирования в широком диапазоне нагрузок и др. Головные агрегаты показали высокую надежность и экономичность в работе, что позволило котлу П-57 присвоить Знак качества. В связи с повышением поставочной зольности экибастузского угля ЗиО провел дальнейшую модернизацию агрегата с изменением наименования П-57-3.

Полупиковый котел Пп-1800-140МН энергоблока 500 МВт

Технический проект котла для сжигания высокосернистого мазута энергоблока 500 МВт в моноблочном исполнении, предназначенного для работы в полупиковом режиме, выполнен ТКЗ. Это прямоточный агрегат (рис. 27.6) на докритические параметры — 13,8 МПа и 510 °С перед турбиной, через турбину проходит пар в количестве 1670 т/ч, с промперегревом и повышенной температурой уходящих газов $\vartheta_{ух}$=170 °С. Промежуточный перегрев пара был необходим из-за опасности эрозий лопаточного аппарата турбины. Парогенератор рассчитан на частые пуски (до 9000 за амортизационный срок); энергоблок, естественно, имеет пониженную экономичность. Так, удельный расход условного топлива на отпущенный 1 кВт·ч достигает 360 г, вместо 336 г на базовых блоках 500 МВт Экибастузской ГРЭС-1. Блок запроектирован для покрытия пиковых нагрузок суточных графиков с частыми форсированными пусками и остановами при невысоком числе часов использования в году (до 3000).

Особое внимание обращено на повышение маневренных свойств котла, на возможность включения в работу после ночного простоя всего за 20 мин. Для этого приняты меры к снижению толщины стенок коллекторов, отказу от аустенитных сталей в перегревателях, НРЧ экранирована навивкой Рамзина, которая допускает значительные тепловые перекосы в топке и др. Ширмовый перегреватель для защиты во время растопки от прямого излучения топки размещен в тени верхнего выступа *4* топки. Котел имеет однобайпасную пусковую схему (см. гл. 29).

Топочная камера призматическая и рассчитана на работу под наддувом $\alpha_т \geqslant 1{,}03$. Тепловое напряжение сечения топки q_v около 0,88 МВт/м². 24 мазутные горелки *5* размещены в три яруса на фронтовой и задней стенках топки. Над горизонтальным подом через ряд сопл подаются газы рециркуляции, которые снижают удельную тепловую нагрузку в зоне горения до 1,67 МВт/м² [400·10³ ккал/(м²·ч)]. Воздух подогревается вне здания в РВП. Котел подвешен к хребтовым балкам *11* здания.

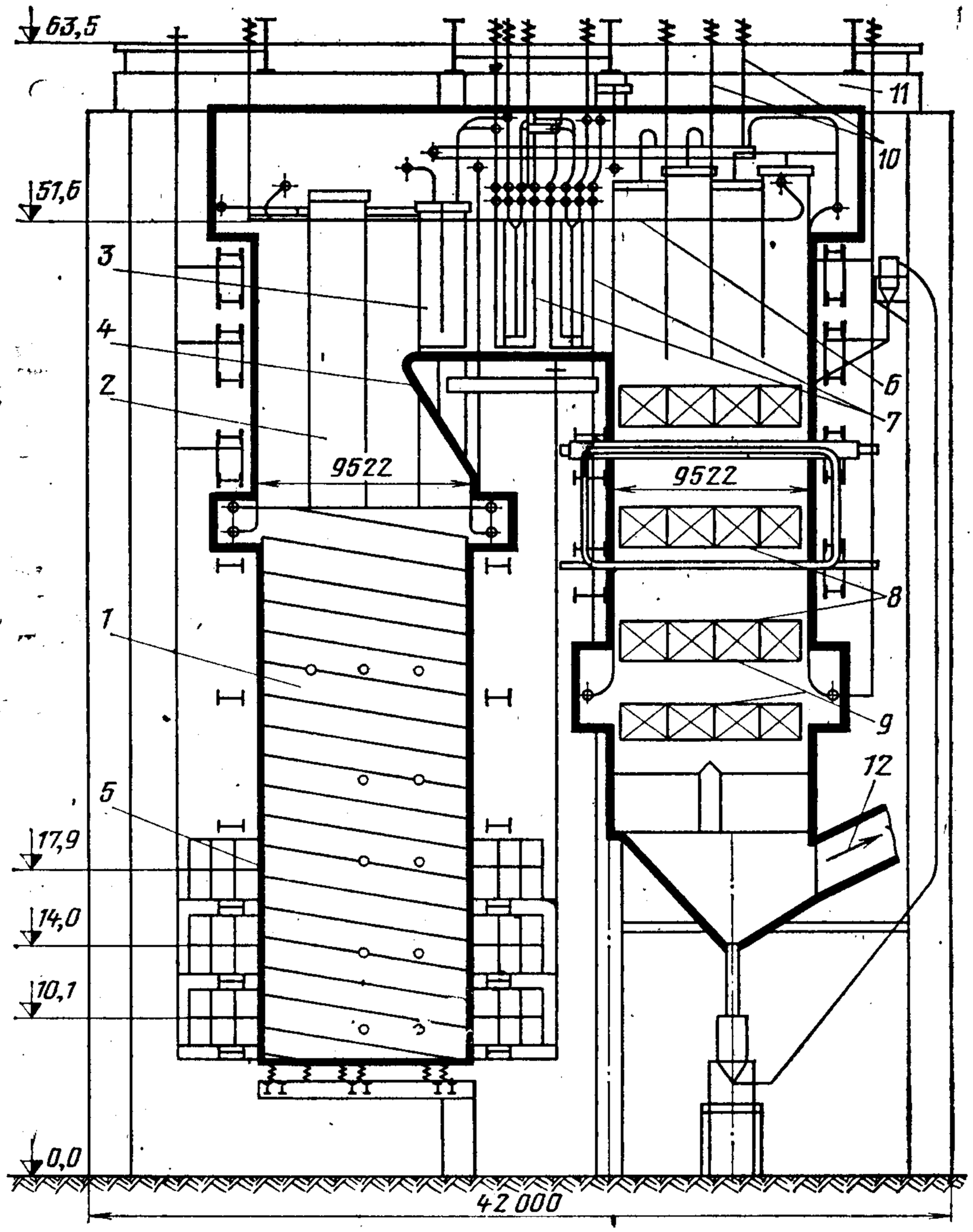


Рис. 27.6. Продольный разрез полупикового котла Пп-1800-140МН на 500 МВт:
1 — НРЧ; *2* — ВРЧ; *3* — ширмы; *4* — аэродинамический выступ задней стенки под ширмамн; *5* — мазутные горелки; *6* — топочный перегреватель; *7* — конвективные перегреватели; *8* — промперегреватель; *9* — экономайзер; *10* — подвески; *11* — хребтовые балки; *12* — выход продуктов сгорания

Котел П-67 энергоблока 800 МВт

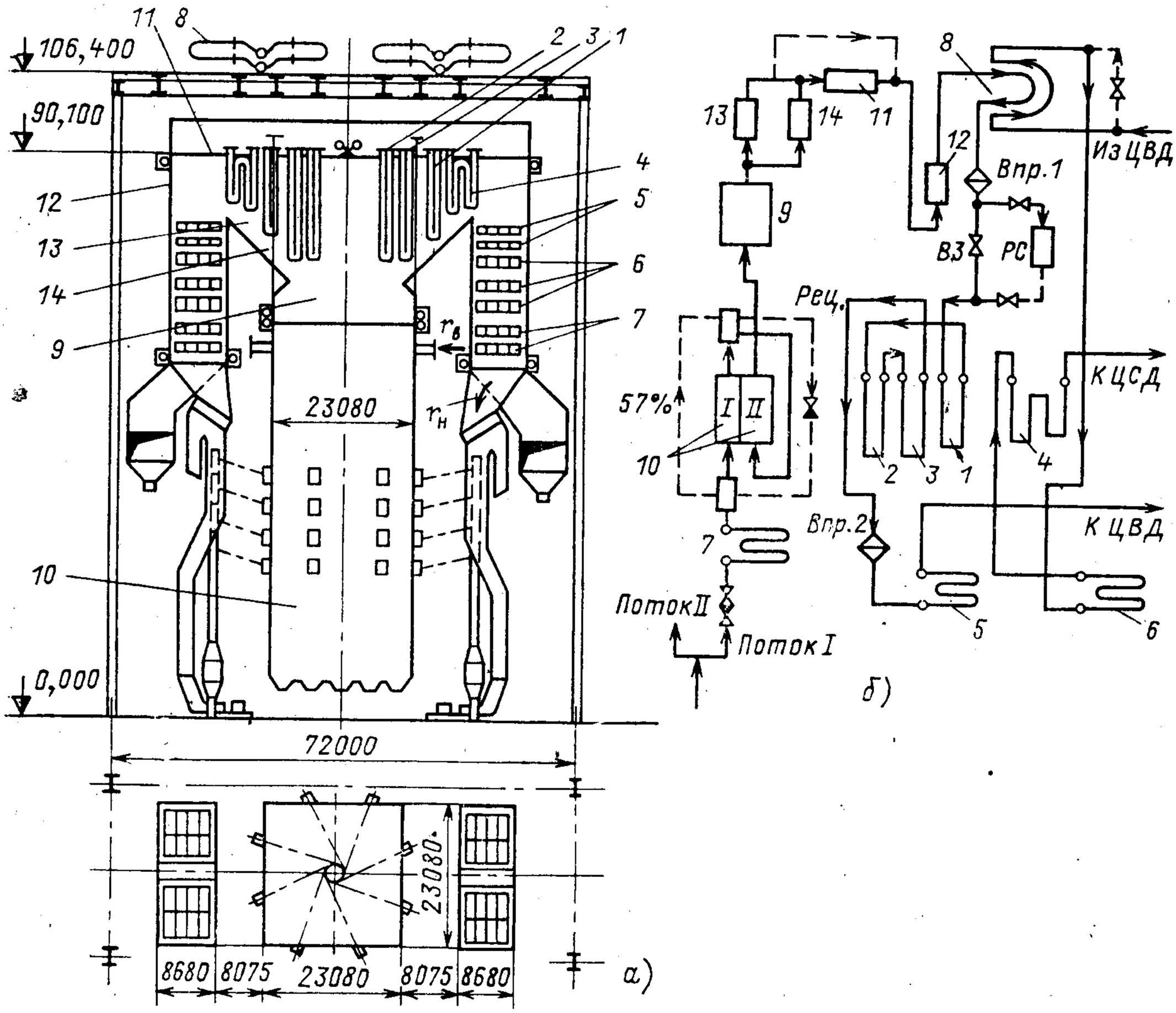
Технический проект котла типоразмера Пп-2650-255 (П-67) на 740 кг/с (2650 т/ч), 25 МПа, 545 °С, с промпрогревом 3,7 МПа и 545 °С, $\vartheta_{ух}$=160 °С, КПД=91,8% выполнен ЗиО с ВТИ, ЦКТИ и рядом других организаций. Топливо—березовский бурый уголь, характеристики: $W^р$=33%; $A^р$=4,7% $Q_н^р$=15 633 кДж/кг, содержание CaO в золе 42%. Из-за большого содержания щелочно-земельных металлов уголь относится к категории сильно шлакующих. Так как Березовское месторождение только начинает разрабатываться, то проектированию предшествовал большой объем исследовательских и опытно-промышленных работ по сжиганию углей мощного нового месторождения. Котел запроектирован ЗиО с возможностью унификации его и по другим углям Канско-Ачинского бассейна.

Одновременно ПО «Красный котельщик» разработан проект котла для энергоблока 800 МВт на кузнецких каменных углях.

Котел П-67 имеет Т-образную компоновку, однокорпусный. Стены топки и газоходов выполнены нз цельносварных газоплотных трубных панелей. Каркасы котла и здания совмещены, а все поверхности нагрева, кроме ТВП, подвешены к каркасу.

В проекте большое внимание было уделено вопросам организации сжигания угля и особенно иедопущению шлакования топки. Была принята однокамерная призматическая топка высотой от середины холодной воронки до ширм 67 м, а до потолочных экранов — 83,5 м. Живое сечение квадратной топки 23,08×23,08 м, отметка верха каркаса — 118 м. Тепловые напряжения в топке приняты невысокими: q_V=58,3 кВт/м³ [50·10³ ккал/(м³·ч)], поперечного сечения топки q_F=3,86 МВт/м² [3,32×$\times 10^6$ ккал/(м²·ч)]. Размол угля осуществляется в МВ единичной производительности 70 т/ч по березовскому углю, количество мельниц восемь, одна из них резервная. Топка имеет (см. план на рис. 27.7,*а*) 32 тангенциальные горелки прямого вдувания, установленных в четыре яруса по высоте. Подсушка топлнва осуществляется газами с температурой 680 °С. Эксплуатационный режим поддержнвается такнм: $\alpha_т$=1,2; R_{90}=55 %; подача рециркулнруемых газов в низ $r_в$=20, и в верх топки $r_в$=12 %.

На рис. 27.7,*б* показана упрощенная схема пароводяного тракта. От питательных насосов среда разделяется на два потока. Для увеличения массовых скоростей среды в НРЧ экранные поверхности НРЧ разделены на два последовательных хода. В первый ход (НРЧ-I) идет 43 % расхода жидкости, остальные 57 % идут через байпас. На

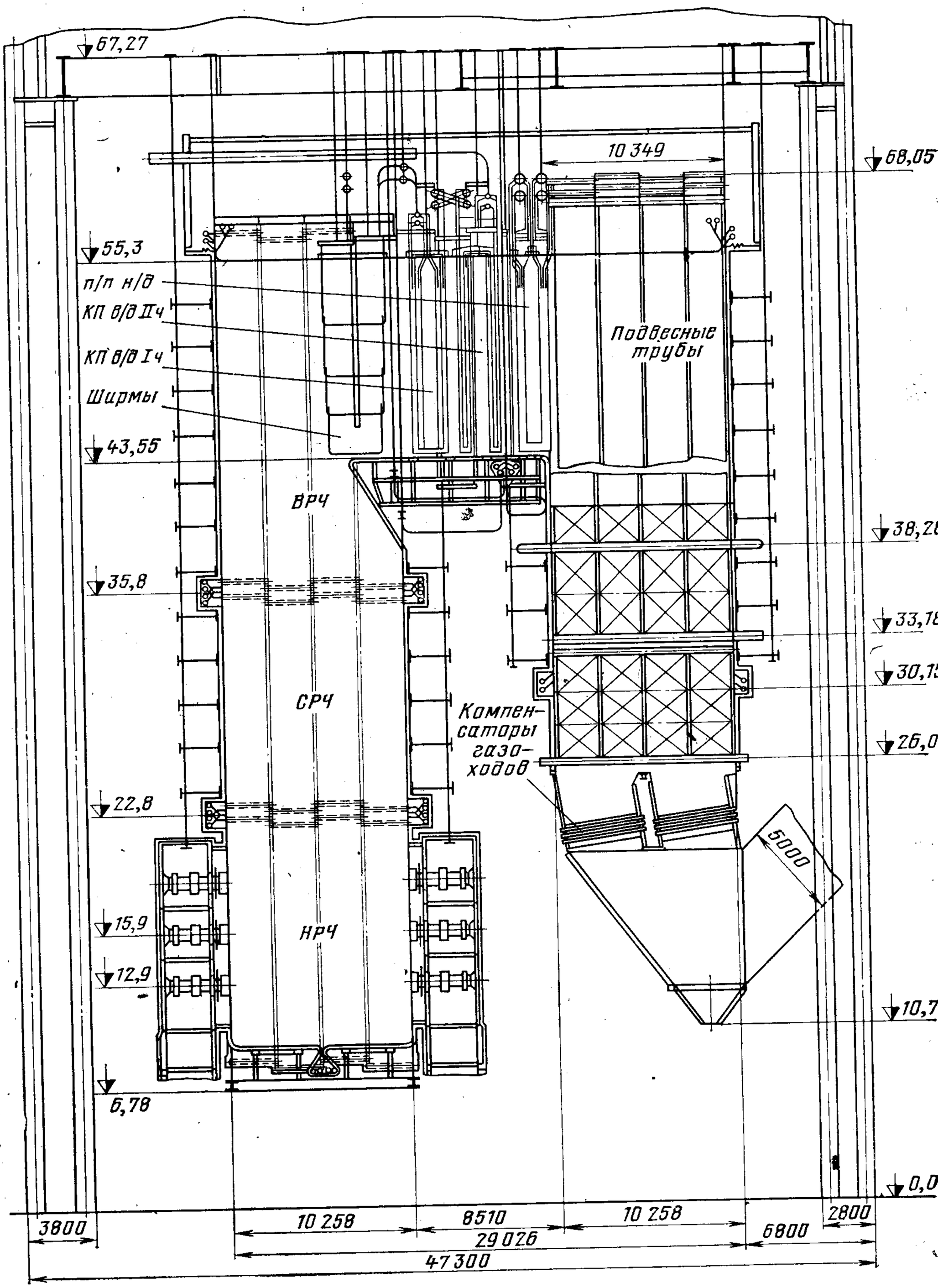


Рнс. 27.7. Котел П-67 энергоблока 800 МВт:

а — поперечный разрез и план; *б* — схема пароводяиого тракта; *1*, *2*, *3* — ширмовый перегреватель I, II и III ступеии по пару; *4* — ширмовый вторичиый перегреватель; *5* — коивективный первичиый перегреватель; *6* — коивективиый вторичиый перегреватель; *7* — экоиомайзер; *8* — ППТО; *9* — ВРЧ; *10* — НРЧ; *11* — потолочиый экран; *12* — экраи конвективиой шахты; *13* — экран горизоитальиого газохода; *14* — фестои

рис. 27.7,*б* все байпасы показаны штриховыми линиями. Через НРЧ-II идут все 100 % расхода среды. Таким образом, как в первом, так и во втором ходе НРЧ массовые скорости одинаковы и составляют 1650 кг/(м²·с). Через ВРЧ идет весь поток среды, и массовая скорость 1150 кг/(м²·с). Для того, чтобы при низких нагрузках имелась возможность дополнительного увеличения массовых скоростей в НРЧ, используется линия естественной рециркуляции среды (см. *Рец.* на рис. 27.7).

После ВРЧ среда проходит включенные параллельно фестон и экраны горизонтального газохода, далее — экраны потолка, конвективной шахты и направляется



в паро-паровой теплообменник, предназначенный для регулирования температуры вторичного пара. После ППТО происходит первый впрыск (*Впр. 1*). Затем среда через встроенную задвижку направляется в три ступени ширм. Параллельно встроенной задвижке установлен растопочный сепаратор (*РС*). После второго впрыска (*Впр. 2*) и конвективного перегревателя первичный пар выходит из котла в ЦВД.

Вторичный пар из ЦВД проходит ППТО, вторичные перегреватели — конвективный и ширмовый направляется в ЦСД.

Экономайзер котла изготовлен из углеродистых труб с продольными ребрами. **Ширмы III ступени, выходной участок конвективного перегревателя высокого давления** и ширмы промперегревателя выполнены из аустенитной стали 12Х18Н12Т, **остальные поверхности — из** перлитной стали 12Х1МФ.

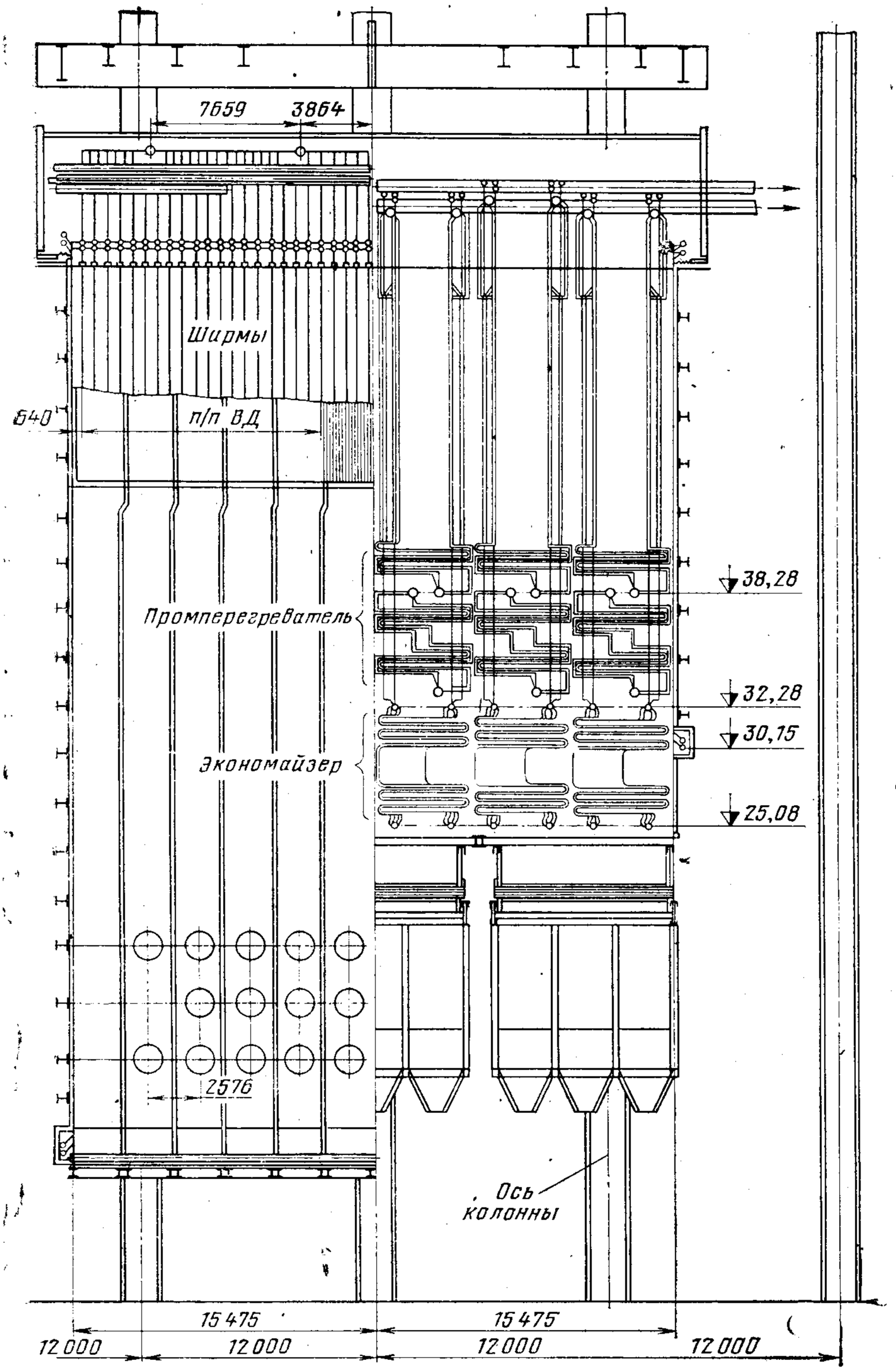


Рис. 27.8. Продольный и поперечный разрезы котла ТГМП-1204 на 1200 МВт

Котел ТГМП-1204 энергоблока 1200 МВт

Котел пущен в эксплуатацию на Костромской ГРЭС для мощного моноблока на мазуте 1200 МВт. Агрегат разработан по конструкции и с учетом опыта эксплуатации котла ТГМП-204 на 800 МВт и отличается от него главным образом шириной. Паропроизводительность котла 1100 кг/с (3950 т/ч), основное топливо — высокосернистый мазут, резервное — природный газ, $\vartheta_{ух}$=127 °С, расчетный КПД=93,86%.

На рис. 27.8 представлены продольный и поперечный разрезы агрегата. Котел однокорпусный, с комбинированной циркуляцией на закритическое давление, подвесной, имеет П-образную компоновку, газоплотное экранирование, наддув, потолочное перекрытие выполнено в виде «теплого ящика», в который подается горячий воздух под давлением. Топка призматическая 10,5×31 м с аэродинамическим выступом вверху. В принятом варианте 56 газомазутных горелок, рассчитанных для малых α, расположены в три яруса на фронтовой и задней стенках, среднее тепловое напряжение топки 238 кВт/м³ [205·10³ ккал/(м³·ч)]. Рециркуляция газов, взятых перед воздухоподогревателем в количестве 15 %, подается в низ топки с целью понижения уровня тепловых потоков в зоне максимального тепловыделения и снижения опасности высокотемпературной коррозии экранов. Предусмотрен ввод газов и в верхней части топки для регулирования температуры $\vartheta_т''$ по ширине котла. Все стены топки и газоходов до $\vartheta_г$=450 °С сварены из плавниковых труб ∅ 32×6 мм с шагом 46 мм из стали 12Х1МФ.

Пароводяной тракт до растопочного узла (до ВЗ) состоит из двух потоков, каждый из которых делится на два подпотока с самостоятельной системой регулирования перегрева. Пар в пределах потока имеет пять точек смешения, выполненных в виде двух параллельных коллекторов ∅ 465×55 мм, в которые вводят перепускные трубы. Первый впрыскивающий пароохладитель установлен перед ширмами, второй — между первым и вторым пакетами конвективного перегревателя СКД. На выходе пара установлен пусковой впрыскивающий пароохладитель, а на выходе вторичного пара — аварийный впрыскивающий пароохладитель. Вторичный перегреватель имеет также четыре потока с автономным регулированием перегрева в каждом. Пароводяной тракт оборудован устройством по рециркуляции рабочей среды.

Котел ТГМП-1204 трудоемок в изготовлении, длина сварных швов только на газоплотных стенах составила 400 км, мощность моноблока в 2 раза выше мощности первой очереди Днепрогэса. Котел надежен в эксплуатации.

27.4. МАЛОГАБАРИТНЫЕ КОТЛЫ

Рост единичной мощности энергоблоков и параллельно-паровых котлов вызвал рост их габаритных и массовых показателей. Так, например, у котла П-67 на 800 МВт верхняя отметка каркаса достигла высоты 114 м. Это ставит в затруднительное положение и строительство и эксплуатацию, заставляя искать пути снижения в первую очередь их габаритов. Поисковую работу по малогабаритным котлам осуществляет в СССР ПО «Красный котельщик» совместно с НПО ЦКТИ — головным институтом Министерства энергетического машиностроения СССР.

Первый малогабаритный котел паропроизводительностью 138 кг/с (500 т/ч) (рис. 27.9) предназначался для сжигания мазута и газа; параметры пара — 15,5 МПа, 560 °С. Затем изготовлена серия таких котлов, несколько модернизированных, которым присвоен государственный Знак качества. Малогабаритность достигалась у этого типа агрегатов установкой высокофорсированной циклонной вихревой топки с двухсветными экранами и оригинальными интенсивно работающими конвективными поверхностями нагрева (рис. 27.9). Высота и массовые показатели этого опытного малогабаритного котла были значительно снижены, однако в длительной эксплуатации топка котла пока недостаточно освоена. Котел предназначен для работы под наддувом иа низких избытках воздуха, имеет по ходу газа трехходовую N-образную компоновку, предтопок *1*, призматическую камеру охлаждения *3* с открытыми экранами, горизонтальный газо-

ход, опускной конвективный газоход и подъемный конвективный газоход. В топке установлен ширмовый перегреватель *4*, в опускном газоходе — ширмоконвективные элементы перегревателя *8*, то же *10* — внизу подъемного газохода. Парогенератор двумя газоходами *11* соединен с РВП, находящимся вне здания со стороны фронта ПГ. Перегреватель состоит из ограждающих экранов горизонтального, опускиого и подъемного газоходов, топочных ширм и ширмоконвективных элементов. Барабан имеет $\varnothing_{вн}$ = =1600, l=19 900, $\delta_{ст}$=115 мм и выполнен из стали 16ГНМА. Сепарация пара осуществляется: грубая — в механических циклонах, тонкая — промывкой пара; двуступенчатое испарение с выносными циклонами *6*. В поде топки выполнено удаление небольших доз жидкого шлака при сжигании мазута. Экономайзер состоит из двух пакетов двухзаходных змеевиков с шахматной компоновкой.

Тепловое напряжение предтопка $q_V^{пт}$=2 МВт/м³, всей топки q_V=0,7 МВт/м³.

Экраны топкн — газоплотные сварные панели; два двухсветных экрана с газоперепускными окнами делят топку на три отсека; настенные и двухсветные экраны камеры горения ошипованы и покрыты карборундовой массой.

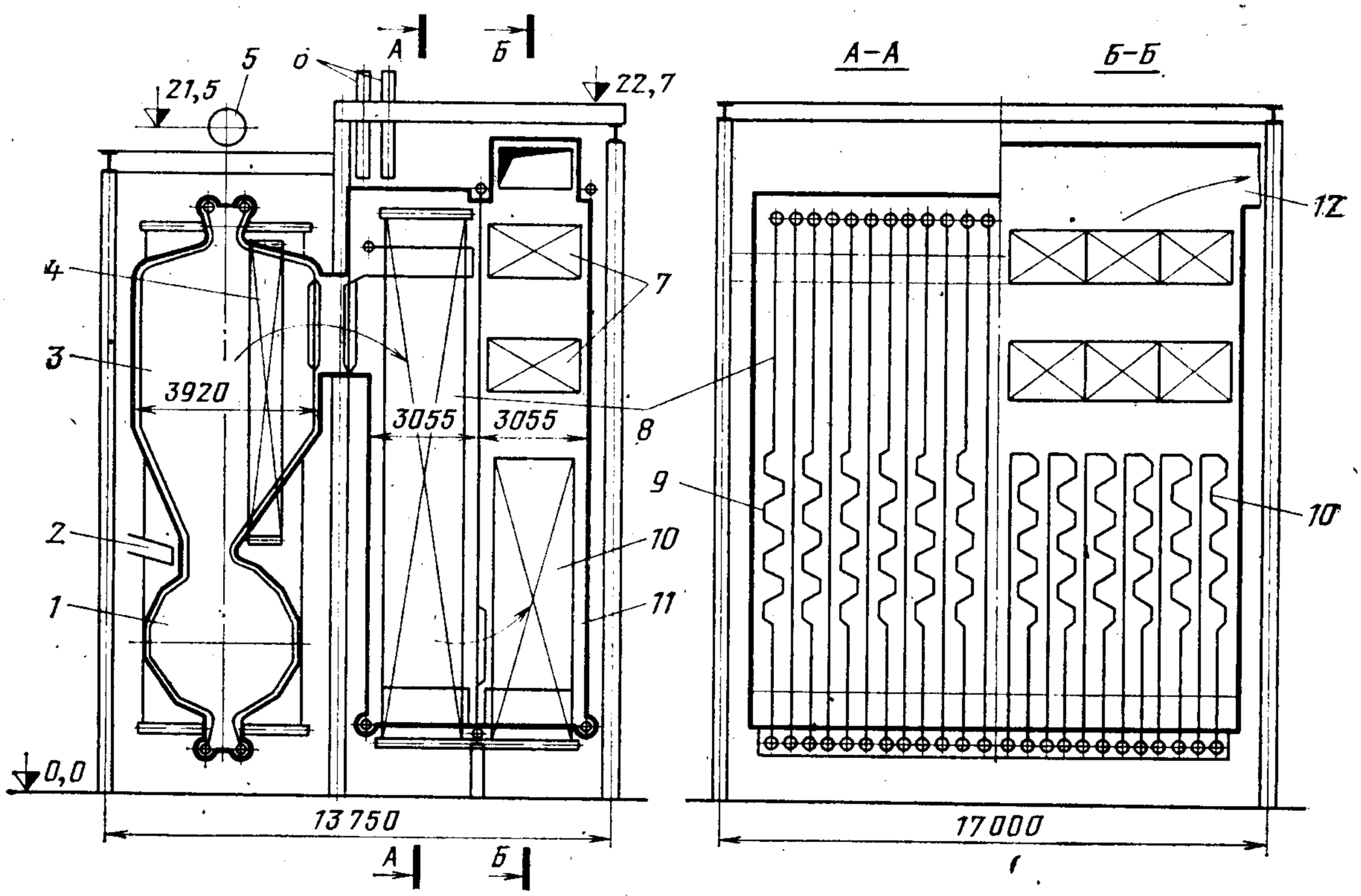


Рис. 27.9. Продольный и поперечные разрезы опытного малогабаритного котла ТГМ-444:

1 — вихревой предтопок; *2* — горелка; *3* — камера охлаждеиия; *4* — топочиая ширма; *5* — барабаи; *6* — выносные циклоны; *7* — экономайзер; *8* — ширма; *9* — паиель изогнутых труб; *10* — ширмоконвективный пакет; *11* — подъемиый газоход; *12* — к РВП

Ширмоконвективный перегреватель состоит из двух частей: прямотрубных ширм *8* и «зигзагов» *9*, по *12* ширм и зигзагов в опускном и подъемном газоходах. Зигзаги в верхней части имеют прямые участки высотой по 4,5 м, каждый ряд ширм и зигзаг имеет 50 труб. Ширмы и зигзаги проходят через под и потолок и собираются в коллекторы.

Высота первого опытного малогабаритного котла снизилась против обычных почти в 2 раза, однако в длительной эксплуатации котел недостаточно проверен.

Кольцевая топка, предложенная в СССР в 70-х годах, может оказаться перспективным направлением в создании малогабаритных котлов мощных энергоблоков.

На рис. 27.10 представлена конструктивная разработка котла с кольцевой топкой.

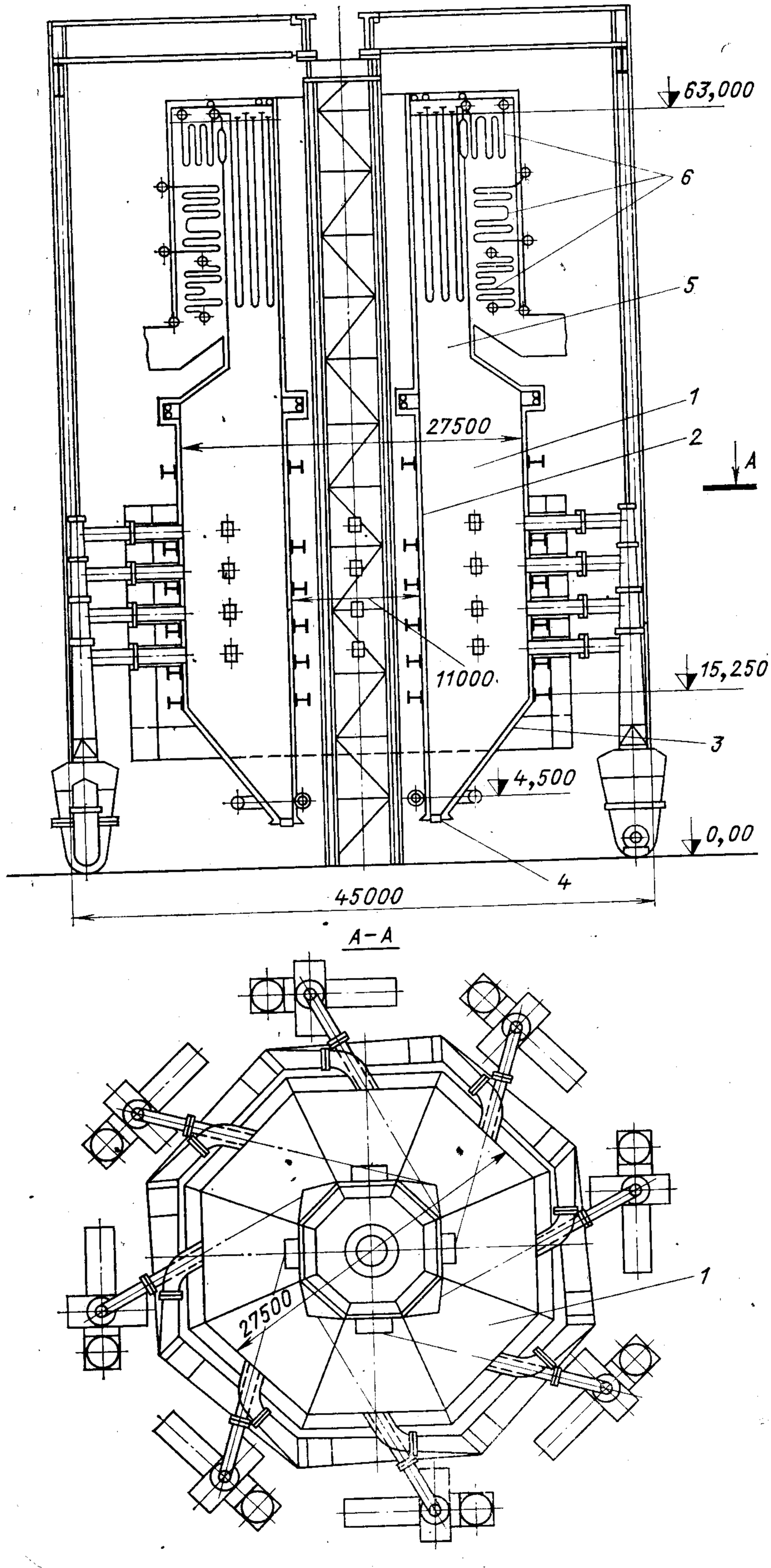


Рис. 27.10. Энергетический котел на 800 МВт с кольцевой топкой

Топка восьмигранная кольцевая, экранированная внутри трубами, вертикальная. Призматическая камера горения *1* с вставленной внутрь ее по оси пустотелой тоже восьмигранной вставкой *2*. На наружных гранях топки расположены тангенциально 32 прямоточные вертикально-щелевые пылеугольные горелки в четыре яруса по высоте. Внизу топки образуется восьмискатная холодная воронка *3* с окнами *4* для удаления шлаков. Вверху топки восьмигранник делает конфузорный переход на квадрат с выводом продуктов сгорания в четыре конвективных газохода *5*, заполненных поверхностями нагрева *6*.

Мощный закрученный газопылевой вихрь поднимается в верх топки, прижимаясь к наружной стенке кольцевой камеры, при этом нисходящий поток топочных газов опускается на стороне вставки. Благодаря мощному вращательному движению факела в кольцевой топке интенсифицируется конвективная теплопередача топочным экраном. По устойчивости зажигания и горения, эффективности тепловосприятия и равномерности тепловой работы экранов по всему периметру кольцевая топочная камера, по-видимому, может оказаться перспективной.

На рис. 27.10 представлена полубашенная компоновка котла с размерами кольцевой камеры $d_{нар}=27{,}5$ м, $d_{вн}=11$ м. Котел предназначен для моноблока 800 МВт на канско-ачинских углях, тепловое напряжение сечения топки $q_F=3{,}9\div4{,}4$ МВт/м², объемное теплонапряжение $q_V=110\div128$ кВт/м³, температура на выходе из топки $\vartheta_т''=1100$ °С, т. е. сравнительно невысокая.

27.5. ВЫСОКОНАПОРНЫЕ ПАРОГЕНЕРАТОРЫ ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК

Отличительная особенность специальных парогенераторов заключается в их назначении, рабочем теле, способе парогенерации, а часто и конструкции. Таковы, например, парогенераторы парогазового цикла с двумя рабочими телами — паром для паровой турбины и газом для газовой турбины.

На рис. 27.11 представлены термодинамический цикл и схема парогазовой установки (ПГУ), предназначенной в основном для покрытия суточных пиков электрической нагрузки.

В этой комбинированной установке имеются такие основные агрегаты: воздушный компрессор *2*, подающий сжатый до 0,6—0,7 МПа воздух *1* на горение топлива *3* в топочной камере *4* высоконапорного парогенератора (ВПГ) *8*, паровая турбиа *9* с электрическим генератором *7* и конденсатором пара *10* и газовая турбина *5* со своим электрическим генератором *7*. Повышенное давление газов в газоходах ПГ интенсифицирует теплопередачу и способствует экономии металла. Продукты сгорания при температуре 750—800°С направляют на лопатки газовой турбины. Газы, покидающие турбину, имеют еще высокую температуру, порядка 450 °С, поэтому их подают в экономайзер *13*, включенный параллельно с подогревателем воды высокого давления *12*. Уходящие газы *6* покидают установку с невысокой температурой (~120°С). Подобная ПГУ может дать экономию топлива 4—6% по сравнению с паросиловой конденсационной электростанцией. Основная выгода паротурбинной и газотурбинной установок заключается в снижении потерь отработавшего тепла газовых турбин или теплоты уходящих газов котлов, возможно-

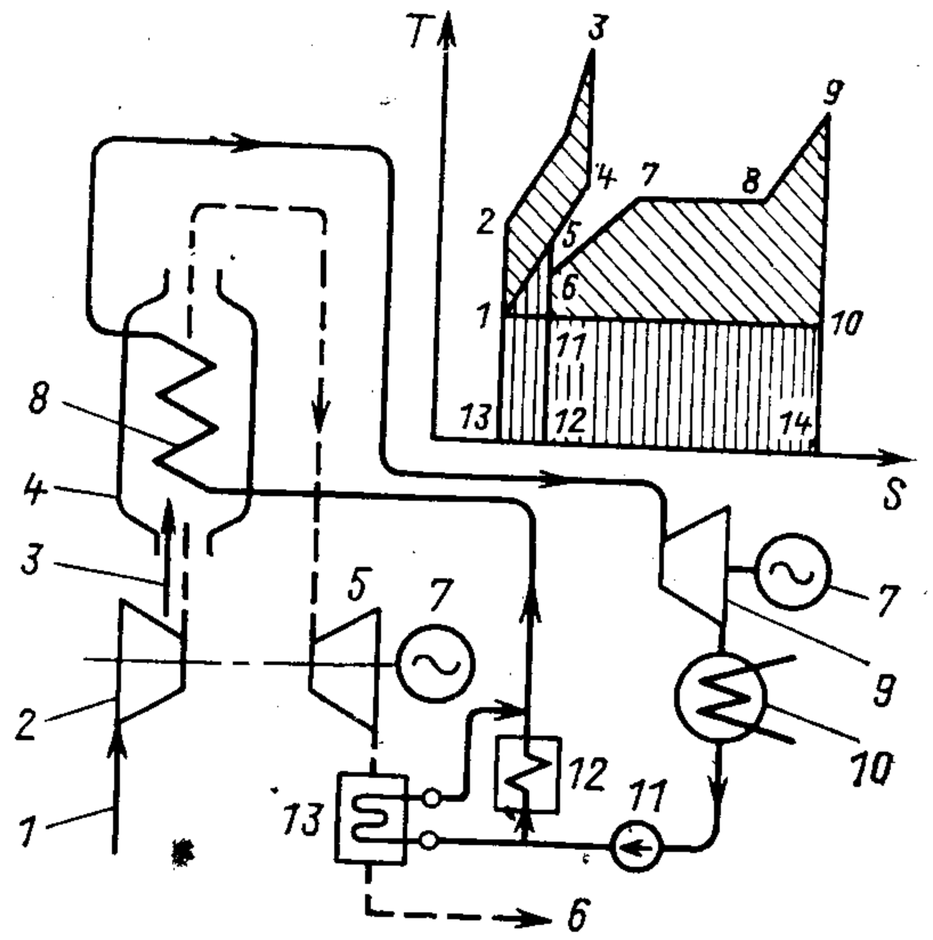


Рис. 27.11. Схема и термодинамический цикл парогазовой установки с высоконапорным парогенератором

сти использования широкой гаммы топлив и отсутствии дымососной установки.

На *T*, *S*-диаграмме комбинированного парогазового цикла можно наглядно видеть экономическую надстройку ПГУ в виде площадки *1—2—3—4—1*, принадлежащей газовой ступени. Этот выигрыш мог быть более значительным, если бы металл лопаточного аппарата газовой турбины позволял поднять температуру дымовых газов до 1200÷1300 °С. Площадка *6—7—8—9—10—11—6* выражает обычную работу паровой ступени. Потери цикла выражаются площадками: *1—5—12—13—1* — потери теплоты с уходящими газами и *11—10—14—12—11* — потери теплоты в конденсаторе *10*.

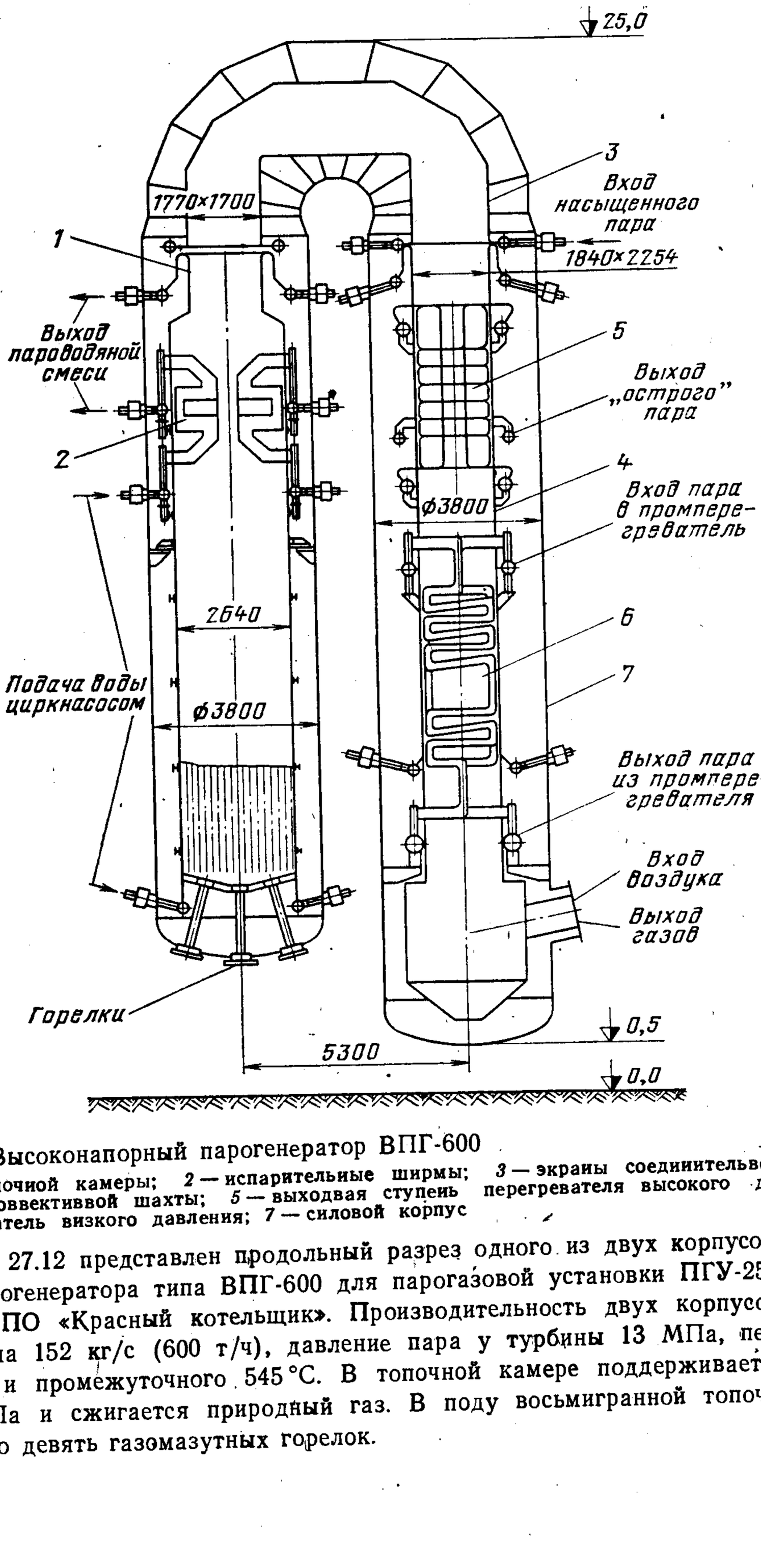


Рис. 27.12. Высоконапорный парогенератор ВПГ-600

1 — экраи топочиой камеры; *2* — испарительиые ширмы; *3* — экраиы соединиительвого газоход *4* — экравы коввективвой шахты; *5* — выходвая ступеиь перегревателя высокого давления; *6* пароперегреватель визкого давления; *7* — силовой корпус

На рис. 27.12 представлен продольный разрез одного из двух корпусов высокон порного парогенератора типа ВПГ-600 для парогазовой установки ПГУ-250-130, изг товленного ПО «Красный котельщик». Производительность двух корпусов пароген ратора равна 152 кг/с (600 т/ч), давление пара у турбины 13 МПа, перегрев па первичного и промежуточного 545 °С. В топочной камере поддерживается давлен 0,8—0,9 МПа и сжигается природный газ. В поду восьмигранной топочной каме расположено девять газомазутных горелок.

Компрессор подает воздух в парогенератор с температурой 250 °С в кольцевой зазор между силовым корпусом *7* и трубной стенкой, где дополнительно нагревается. Парогенератор с многократной принудительной циркуляцией и сепарационным барабаном. Вода из барабана подается циркуляционным насосом параллельно в вертикальные экраны топки *1* и в испарительные ширмы *2*, затем в барабан. Пар из барабана направляется вначале в экранные панели *3* соединительной (поворотной) камеры, из них в экранные ограждения конвективной шахты *4*, в выносной пароохладитель, и наконец, в конвективный ленточный перегреватель *5*, из которого уже выдается на паровую турбину. Промежуточный перегрев пара осуществляется в конвективной поверхности *6*, расположенной за первичным перегревателем по ходу газов.

За промежуточным перегревателем дымовые газы имеют температуру около 700 °С и с ней направляются в газовую турбину. Для повышения температуры (до 850 °С) перед газовой турбиной установлена дополнительная камера сгорания, в которой сжигается около 15 % топлива. Дополнительная камера сгорания экранирована испарительными поверхностями нагрева, включенными в контур принудительной циркуляции параллельно экранам и ширмам топочной камеры.

Экономайзер парогенератора общий для двух корпусов, работает при начальной температуре дымовых газов 450 °С, расположен по газовому тракту за газовой турбиной и спроектирован в мембранном исполнении.

Значения тепловых напряжений объема и сечения топочной камеры соответственно равны $q_V = 4{,}54$ МВт/м³ [$3{,}9 \cdot 10^6$ ккал/(м³·ч)], $q_F = 45{,}4$ МВт/м² [39×10^6 ккал/(м²·ч)]. Процесс сгорания топлива при повышенном давлении приводит к интенсификации теплообмена в поверхностях нагрева парогенератора за счет большой плотности и высокой скорости продуктов сгорания. Коэффициенты теплоотдачи от газов к стенке достигают величины $\alpha_1 = 1250 \div 1500$ кДж/(м²·ч·°С) [300—360 ккал/(м²·ч·С)], что приводит к резкому сокращению металлоемкости и габаритов. Последнее позволяет установить парогенератор в машинном зале рядом с турбиной.

Преимущества такой ПГУ заключаются в возможности снижения среднего удельного расхода условного топлива до величины, почти не достижимой для парового цикла, 300 г/(кВт·ч), повышении маневренности в смысле укорочения периодов растопок, набора и снижения нагрузки, снижении металлоемкости и себестоимости установки.

Существует большое разнообразие схем ПГУ. Например, такая, при которой парогенератор работает при обычном атмосферном давлении газов, но отработанные газы, полученные в особой камере горения турбины, сбрасываются для использоваиия их физической теплоты в горелки парогенератора, поскольку в газе имеется много кислорода (при $\alpha = 3 \div 4$). Экономичность ПГУ со сбросом отработанных газов в парогенератор занимает среднее место между конденсационной паросиловой установкой и высоконапорным парогенератором.

27.6. ОСОБЕННОСТИ ПАРОГЕНЕРАТОРОВ ДЛЯ МГД-ЭНЕРГОБЛОКОВ

Научные исследования МГД-генерирования электроэнергии в мировой энергетике позволяют осуществить переход к созданию опытно-промышленных установок. Так, характерным в США для разработок МГДЭС и отчасти — Японии, в настоящее время является переход к этапу практического внедрения МГД-установок на угле. Так первая крупная МГДЭС на угле мощностью 50 МВт вступила в США в период пуско-наладочных работ.

СССР занимает ведущее место в разработках МГДЭС и приступил к работам по созданию на газовом топливе промышленного головного МГД-энергоблока на Рязанской ГРЭС мощностью 500 МВт. В энергоблоке используется паровая турбина К-300-240; пар получаемый от парогенератора-утилизатора имеет параметры: давление 25 МПа и температуру 545/545 °С. Котел производительностью 900—1000 т/ч может работать как совместно с МГД-генератором, используя теплоту выходя-

щих из канала газов при 1700—1900 °С (*основной режим*), так и *автономно* — за счет сжигания топлива в собственных горелках.

К особенностям парогенераторов МГДЭС следует отнести (рис. 27.13):

1) возможность работы их на двух режимах, основном и автономно-регулировочном. Последний режим необходим при неизбежных ревизиях канала и других элементов установки. В это время котел и турбина работают по обычной схеме ТЭС, с пониженным КПД;

2) наличие зон выдержки, дожигания и рециркуляции;

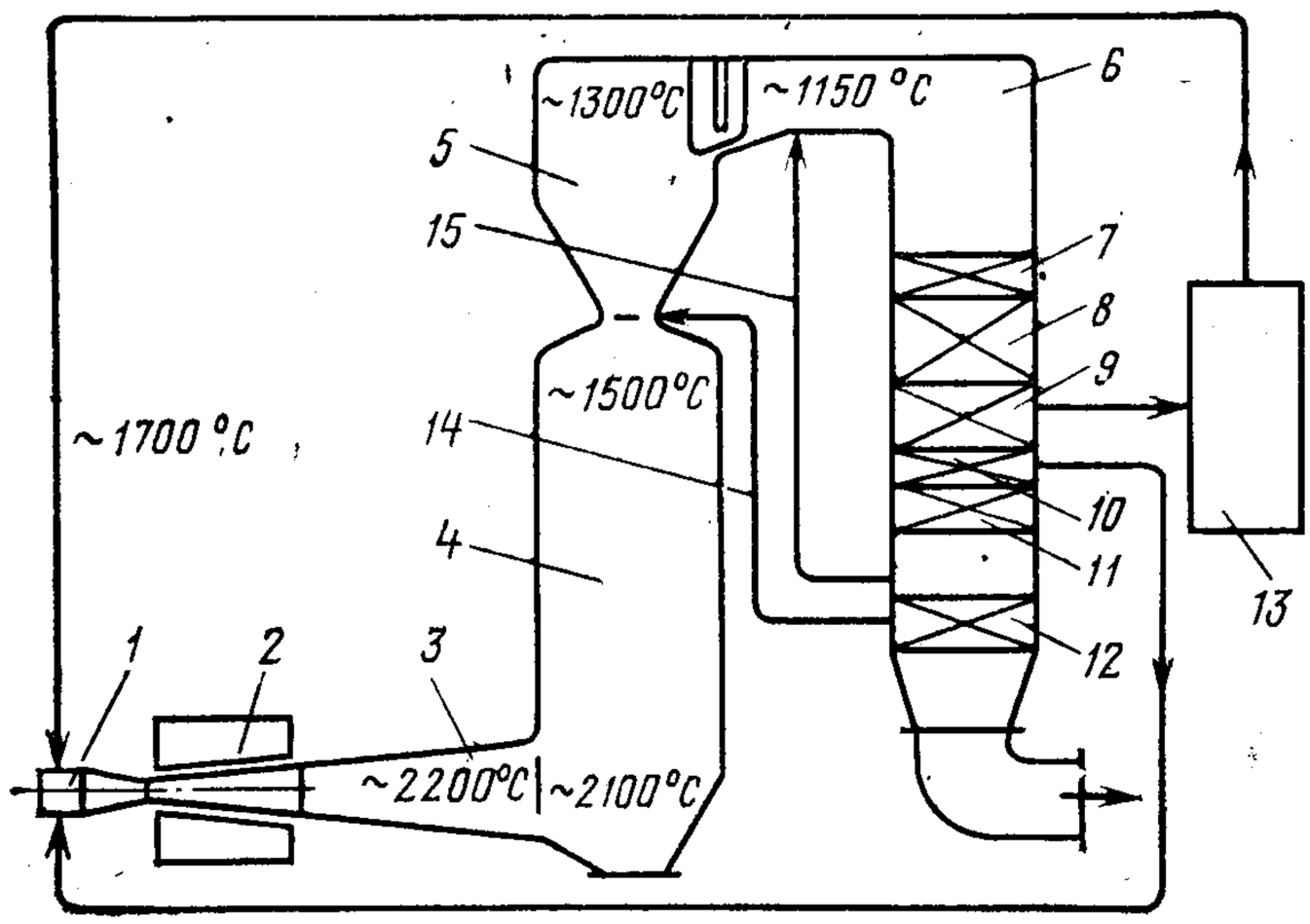


Рис. 27.13. Структурная схема парогенератора МГД электростанции:

1 — камера сгорания; *2* — МГД-генератор; *3* — диффузор; *4* — камера выдержки; *5* — камера дожигания; *6* — камера рециркуляции; *7* — первичный пароперегреватель; *8* — вторичный пароперегреватель; *9* — подогреватель окислителя; *10* — подогреватель горючего газа; *11* — экономайзер; *12* — воздухоподогреватель; *13* — регенеративный подогреватель окислителя; *14* — устройство рециркуляции дымовых газов в камере дожигания; *15* — тоже в горизонтальном газоходе

3) наличие предвключенного экономайзера, подогревателя горючего газа и воздухоподогревателя на 15—20% потребного для горения воздуха (только для дожигания).

Плазма выходит из МГД-канала со скоростью около 300 м/с. Для преобразования динамического напора в статический предусматривается выходной диффузор *3*.

Вопросы борьбы с вредными выбросами, сопровождающими работу высокотемпературной (2700 °С) камеры сгорания МГД-установки, решаются так. Двуокись серы, если последняя имеется в топливе, связывается в газовом тракте установки калиевой присадкой, которая улавливается в конце газоходов котлов с КПД улавливания 99 % и отводится в специальные устройства. Основным токсичным компонентом МГДЭС является окись азота (NO).

В МГД-установке сжигание газа идет при температуре на 800 °С выше, чем в обычных котлах, поэтому здесь при стехиометрических соотношениях выход NO_x поднимается больше чем на порядок и достигает 13—20 г/м³. Для снижения выхода NO_x до уровня, имеющего место в паровых котлах, в проекте парогенератора принято решение, заключающееся в переходе на двухступенчатое сжигание, при котором можно процесс вести с некоторым кислородным голоданием. Так, в первой ступени — камере сгорания МГД-установки горение топлива осуществляется при $\alpha=0{,}9$, температура достигает максимальных значений, а содержание NO падает в 2 раза. В радиационной шахте котла газы охлаждаются с 2100 до 1300 °С. При этом идет процесс разложения NO_2 и восстановления N_2 до уровня допустимого к выбросу через дымовую трубу. H_2 и CO восстанавливают N_2 за счет отъема из NO кислорода за время «выдержки».

Выдержка высокотемпературных продуктов сгорания производится примерно в течение 2 с на длине подъемной шахты 15,3 м. При температуре 1300 °С подается дополнительно воздух, подогретый в вынесенном ТВП до 190 °С. Оставшиеся 10 % газа сгорают при $\alpha=1{,}1$, поднимая дополнительно температуру продуктов сгорания на 120—150 °С.

Интересно также техническое решение вопроса частичной профилактики загрязнения поверхностей присадкой поташа, подаваемого в камеру сгорания в виде порошка, в количестве до 2 % массы выхлопных газов. Экспериментально установлено, что в области температур дымовых газов 950—800 °С ионизирующая присадка обладает высокими шлакующими свойствами. Поэтому этот диапазон температур, характеризующий переход присадки от газообразной к твердой фазе, должен быть исключен, что достигается за счет охлаждения продуктов сгорания рециркуляцией газами, взятыми за экономайзером с $\vartheta=340$ °С в количестве 25 %. На рис. 27.13 показан соответствующий ввод рециркулирующих дымовых газов r в горизонтальный газоход котла. Для устранения забивания присадкой трубных пучков котла все трубные поверхности нагрева выполняются коридорными и с максимальными шагами S_1 и S_2.

Совместная работа МГД-надстройки и парового турбогенератора протекает так: выработка электроэнергии в канале МГДУ ~40% (200 МВт), в турбогенераторе 60 % (300 МВт), термический КПД электростанции ожидается в целом 47%.

27.7. ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ПАРОВЫХ КОТЛОВ ДЛЯ ЭНЕРГОБЛОКОВ

В нашей стране длительность освоения и преодоление трудностей при переходе от 3 до 14 МПа и на сверхкритическое давление не носили затяжного характера. Наращивание новых мощностей за счет теплофикации и экономичных параметров пара обеспечило уменьшение удельных расходов топлива. Наша страна занимает по этому показателю одно из первых мест среди технически развитых стран: 1-е место (Япония) — 316; 2-е (Франция) — 326 и 3-е (СССР) — 328 г/(кВт·ч) на отпущенный 1 кВт·ч.

В теплоэнергетике установлены на новых энергоблоках две ступени давления и перегрева; на высоком докритическом давлении 16,6—18,6 МПа, на сверхкритическом — 24—25 МПа; перегрев 540 и 570 °С. Более высокий из них применяется при сжигании относительно дорогих видов топлива, более низкий — при топливах более дешевых. В США находят применение на ряде установок два промперегрева тех же значений, что и острого пара. Применение бо́льших температур перегрева пара ограничивается относительной дороговизной аустенитной стали, когда применение более высоких температур является экономически неоправданным. При перегреве 540 °С удалось обойтись без аустенитной стали, использовав хорошо зарекомендовавшую себя и сравнительно недорогую перлитную сталь 12Х1МФ. Далее, одновременное повышение температуры питательной воды с 260 до 275 °С позволило поднять производительность котлов для блоков 300 МВт с 950 до 990 т/ч, для 800 МВт с 2500 до 2650 и сохранить экономичность энергоблоков как при $t_{п.п}=570$ °С, так и 540 °С.

Расчетами установлено, что для районов с дешевыми углями Экибастузского, Канско-Ачинского месторождений и районов Западной Сибири оптимальными являются температуры перегрева пара перед турбинами 540/540 °С, когда не требуются аустенитные стали. В ближайшие годы в этих районах будет осуществляться наращивание установленной мощности блоками 500 и 800 МВт.

Дальнейшее повышение давления и температуры пара в принципе возможно, и такие экспериментальные головные установки уже работа-

ют. Так, на Каширской ГРЭС эксплуатируется предвключенный энергоблок на 100 МВт с паровым котлом ПК-37 производительностью 196 кг/с (710 т/ч) и параметрами пара 30,4 МПа и 655 °С.

На электростанции «Эддистон» (США) работает блок мощностью 32,5 МВт с паровым котлом производительностью 260 кг/с и параметрами пара 34,6 МПа и 650 °С. Опыт работы этих агрегатов показал, что в энергомашиностроении возможно создание блоков на такие повышенные параметры, однако современное соотношение стоимостей топлива и аустенитной стали пока таково, что удорожание блока не окупается получаемой экономией на топливе. Необходимо отметить снижающийся темп роста экономичности паротурбинных установок с ростом параметров пара. Так, переход на новую ступень параметров (с высокого давления на СКД) повысил КПД энергоблоков на 5%, что примерно в 3 раза меньше по сравнению с переходом от средних давлений к высоким.

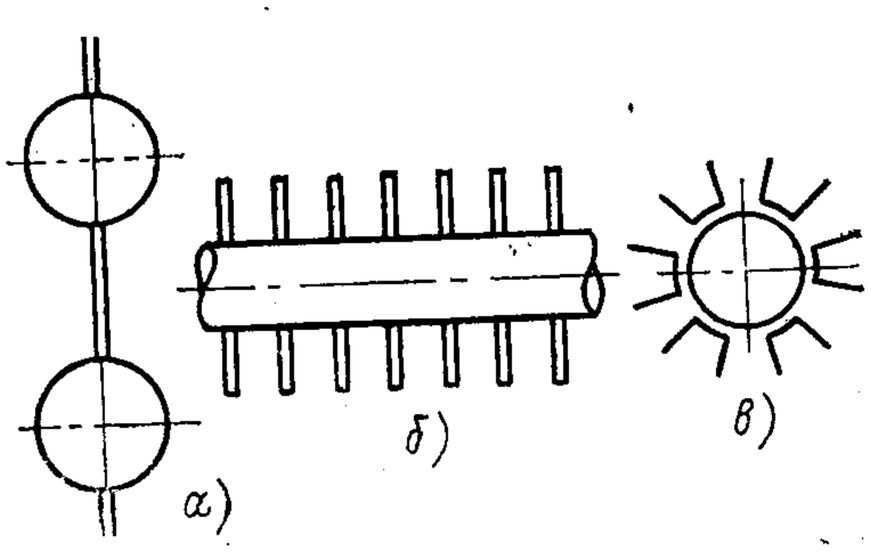


Рис. 27.14. Варианты оребрений конвективных поверхностей:
а — мембранное; *б* — поперечное; *в* — продольное

Дальнейшему росту единичной мощности паротурбинных энергоблоков в известной мере препятствуют такие факторы, как чрезмерное увеличение габаритных и массовых показателей, а также шлакование поверхностей нагрева. Эти два обстоятельства тесно связаны, так как рост мощности агрегата вызывает снижение удельной тепловой нагрузки топочной камеры. Сложность монтажа и эксплуатации котлов высотой 100 м и больше требует сокращения габаритов и, в частности, высоты котлов. Для радиационной шахты этот вопрос конструктивно решается за счет двухсветных экранов, а для конвективной шахты применяются различные варианты оребрений труб. На рис. 27.14 показаны основные из них (см. также рис. 2.3). Степень оребрения характеризуется коэффициентом оребрения n, представляющим отношение полной оребренной поверхности $F_{\text{ореб}}$ к поверхности только неоребренных труб $F_{\text{тр}}$. Для показанных на рис. 27.14 вариантов, т. е. $n=F_{\text{ореб}}/F_{\text{тр}}$, величины n имеют следующие значения: для варианта *а*) $n=2$; для варианта *б*) $n=3{,}5$; для варианта *в*) $n=6{,}45$.

Густое продольное оребрение нерационально из-за загрязнений и забиваний. Предложены к мембранным поверхностям лепестковые добавления, но они вызывают забивание ребер, ликвидируя одно из основных достоинств мембранных труб — возможность работы на шлакующих топливах. С помощью оребрения, которое увеличивает поверхность нагрева и отчасти теплопередачу, можно снизить высоту конвективной шахты примерно в 2 раза и достичь требуемых малых габаритов. Рациональное конструирование малогабаритных паровых котлов продолжает ПО «Красный котельщик» совместно с НПО ЦКТИ.

Вторым нерешенным вопросом остается шлакование поверхностей нагрева топки и конвективных поверхностей при сжигании ряда твердых топлив. Решение этой проблемы, вероятно, возможно путем освоения низкотемпературного сжигания пылевидных топлив, при котором действительная температура факела в зоне максимального тепловыделения поддерживается ниже температуры плавления золы, см. § 7.3.

Внедрение наддува в котлах не дало пока ожидаемого экономического эффекта. Тенденция к дальнейшему росту единичной мощности паровых котлов, очевидно, сохранится. По располагаемым данным

Таблица 27.1. **Ориентировочные данные по массе металла паровых котлов**

Мощность энергоблока, МВт	Топливо	кг/кВт	кг/кг пара
300	Бурый уголь	20,5	6,5
500	Каменный уголь	18	5,5
800	Мазут	15	4,5
1200	Мазут	10,5	3,5

можно приближенно так оценить расход металла на парогенераторы с ростом мощности энергоблоков (табл. 27.1).

В ближайшие годы намечены выпуск модернизированных агрегатов большой и малой мощности освоенных раньше типов; конструирование и выпуск головных образцов, таких, например, как мощные малогабаритные парогенераторы для твердого топлива, паровые котлы для энергоблоков 800 МВт на березовских бурых, кузнецких и донецких каменных углях; котлы на бытовых отходах, высоконапорные парогенераторы для ПГУ-250 (в перспективе — для ПГУ-1000), автоматизированные блочные парогенераторные установки для интенсификации нефтедобычи в истощенных месторождениях путем подачи в них пара высокого давления 16 МПа и др.

В настоящее время Минэнергомаш строит Волгодонской завод энергетического машиностроения, предназначенный для выпуска нестандартного оборудования, в частности мощных отопительных котлов (до 180 Гкал/ч), котлов для сжигания бытового мусора, оснастки для всей отрасли, регенеративных воздухоподогревателей с большими диаметрами ротора, продукции литейного производства и др.

ГЛАВА ДВАДЦАТЬ ВОСЬМАЯ

ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПАРОВЫХ КОТЛОВ И ТРЕБОВАНИЯ К ИХ КОНСТРУКЦИИ

28.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ РАЗРАБОТКИ И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПАРОВЫХ КОТЛОВ

В соответствии с отраслевым стандартом (ОСТ) «Разработка и постановка продукции на производство. Изделия энергетического машиностроения» функции заказчика, разработчика, изготовителя и потребителя энергомашиностроительной продукции, в частности паровых котлов, выполняют соответствующие министерства, предприятия и организации.

Заказчиком изделия является министерство, по принятой заявке которого и по заключенному договору производится разработка изделия. Заказчик участвует в разработке технического задания, осуществляет приемку опытного образца.

Разработчик участвует в составлении технического задания, подготавливает необходимую конструкторскую документацию, разрабатывает техническое предложение, эскизный, технический и рабочий проекты, выявляет новые технические решения и составляет заявки на предполагаемые изобретения. Разработчик осуществляет авторский надзор при производстве и освоении изделий.

Изготовитель обеспечивает производство и освоение изделий, кач
ство и соответствие их правилам безопасного устройства при изготовл
нии, сроки и качество технологической подготовки производства, учас
вует в рассмотрении технического задания и конструкторской докуме
тации. Изготовитель участвует в монтаже, наладке и испытаниях опы
ного образца.

Потребитель обеспечивает надлежащие условия эксплуатации изд
лий, предоставляет заказчику, разработку и изготовителю данные о эк
плуатации изделий.

Головная организация (головной институт) Министерства энергет
ческого машиностроения (Минэнергомаш) осуществляет разр
ботку направлений и прогнозов развития энергомашиностроения, пров
дение научно-исследовательских и проектно-конструкторских работ дл
обеспечения высокого технического уровня и качества продукции, сво
временного создания и внедрения выпускаемых изделий. Головная орг
низация осуществляет координацию работ, проводимых предприятия
и организациями отрасли энергомашиностроения.

Для определения возможности, экономической целесообразности
сроков освоения новых изделий заказчик составляет заявку. Исхо
ные требования заказчика (если он не является разработчиком технич
ского задания) оформляют в виде приложения к заявке. Заявку н
правляют в техническое управление Минэнергомаша, котор
после предварительного рассмотрения рассылает ее на заключение пре
приятиям и организациям, привлекаемым к созданию нового издели
в том числе соответствующему головному институту: НПО ЦКТИ и
ВНИИАМ. В результате рассмотрения заключений по заявке приним
ется решение о создании нового изделия.

Для разработки нового изделия составляют техническое зад
ние. В основе технического задания лежат результаты научно-исслед
вательских работ, научного прогнозирования, анализа достижений от
чественной и зарубежной техники, изучения патентной документации
исходных требований заказчика. Техническое задание должно быть
гласовано с заказчиком, разработчиком и головным институтом (ес
они сами не разрабатывают техническое задание), а также с изготов
телем, органами государственного надзора и в случае необходимос
с органами внешней торговли, Институтом гигиены труда и профзабо
ваний и т. д.

Техническое задание на особо сложную продукцию, как, наприм
паровые котлы свыше 1 т/ч, парогенераторы для парогазовых установ
и атомных электростанций, реакторы для АЭС, пылеприготовительн
оборудование, котлы-утилизаторы, рассматривается на совместных
седаниях научно-технических советов Минэнергомаша и министерст
заказчика.

После утверждения технического задания разработчик подготавли
ет конструкторскую документацию на изделие: техническое предло
ние, эскизный проект, технический проект, рабочую документацию.

При эскизном проектировании рассматриваются принци
альные решения, прорабатывается конструктивная схема котла и
основных элементов. Для этого одновременно рассматриваются неско
ко вариантов. Например, при докритическом давлении могут расс
триваться котлы разных типов (прямоточные, с естественной и мно
кратной принудительной циркуляцией). Для принятого типа цирку
ции могут варьироваться виды топочного устройства, давление в топ
размещение поверхностей нагрева, способы регулирования температу
перегрева пара. В ходе эскизного проектирования для каждого вариа

выполняется несколько конструкторских и поверочных тепловых расчетов, результаты которых не только связывают параметры рабочей и греющей сред с размерами поверхностей нагрева, но и служат отправными данными для рационализации конструкции.

Техническое проектирование имеет целью детальную разработку ограниченного числа вариантов, признанных перспективными. При этом осуществляется конструктивная проработка основных, преимущественно новых по техническому решению узлов. В ходе технического проектирования анализируется работа котла и его элементов в стационарных и переменных режимах. Обращается внимание на технологию изготовления, монтажа и ремонта. При техническом проектировании выполняются все виды расчетов (тепловой, гидравлический и т. д.). Эскизный проект, так же как и технический проект, рассматривают на заседаниях научно-технического совета Минэнергомаша. При разработке технического проекта уточняют экономический эффект, разрабатывают при необходимости предложения об изменении существующего стандарта на типоразмеры данного вида изделия; разрабатывают технические условия и принимают меры к защите изобретений, выявленных в процессе разработки изделия.

В процессе рабочего проектирования разрабатывается одна, принятая в качестве основной, конструкция котла. Детально разрабатываются чертежи всех элементов котла, а также сборочные чертежи котла в целом. Одновременно разрабатывается технология изготовления и монтажа агрегата. При выполнении рабочего проекта поверочные расчеты выполняют на номинальную и несколько частичных нагрузок.

Изготовленное в соответствии с рабочей документацией изделие подвергают приемочным испытаниям специальной комиссией, созданной техническим управлением Минэнергомаша.

28.2. РАЗРАБОТКА ТЕХНИЧЕСКОГО ЗАДАНИЯ

Техническое задание состоит из нескольких разделов: наименование и область применения изделия; краткая характеристика особенностей его эксплуатации; основание для разработки, цель и назначение разработки, ее перспективность; источники разработки — перечень научно-исследовательских работ, которые могут быть использованы при разработке; технические требования — параметры изделия, показатели надежности, экономичности, технологичности, стандартизации, безопасности, монтажной пригодности, ремонтопригодности, условий эксплуатации и др. В техническом задании указывают стадии и этапы разработки, порядок контроля и приемки изделия.

При подготовке технического задания на проектирование парового котла указывают параметры пара, параметры промежуточных перегревов, расходы пара, температуры воздуха на входе в воздухоподогреватель, горячего воздуха, уходящих газов. Определяют предварительно профиль котла, газоплотность экранной системы, схему блока, число потоков рабочей среды, способы регулирования перегрева пара. Одновременно формулируют требования к сжиганию данного вида топлива. При сжигании твердого топлива учитывают его зольность и влажность, содержание в нем серы, минеральных составляющих, температурных характеристик плавкости золы. Используют опыт сжигания данного топлива на существующих котлах. Оговаривают тип шлакоудаления (твердое или жидкое), мероприятия по предотвращению шлакования и образования токсически вредных окислов азота и серы. В отдельных случаях

предусматривают те или иные способы пылеприготовления и сушки топлива, тип мельничных устройств.

В качестве примера ниже рассмотрено техническое задание, разработанное ЗиО, на проектирование парового котла для энергоблока 800 МВт, предназначенного для сжигания бурых углей Канско-Ачинского месторождения.

Для блока 800 МВт на бурых углях техническим заданием предусмотрена разработка газоплотного котла, подвешенного к зданию котельной. Котел должен быть выполнен с двумя независимо регулируемыми потоками рабочей среды. Регулирование температуры первичного пара осуществляется за счет соотношения вода — топливо, а также впрысками питательной воды; вторичного пара — с помощью паро-парового теплообменника и рециркуляцией газов.

Угли Канско-Ачинского бассейна сильно шлакующие, и это привело к необходимости разработки в качестве вариантов двух принципиально различных методов сжигания: низкотемпературного и высокотемпературного, см. § 7.3.

28.3. СОСТАВЛЕНИЕ ЭСКИЗНОГО, ТЕХНИЧЕСКОГО И РАБОЧЕГО ПРОЕКТОВ

Для котла энергоблока 800 МВт при сжигании канско-ачинских углей разработаны семь основных вариантов эскизного проекта котла. Большое число вариантов необходимо для всестороннего исследования всех возможных технических решений и выбора наиболее оптимального варианта. На рис. 28.1 представлены варианты эскизного проекта котлов энергоблока 800 МВт с указанием высоты котлов и размеров топок. На эскизах не показаны вынесенные трубчатые воздухоподогреватели.

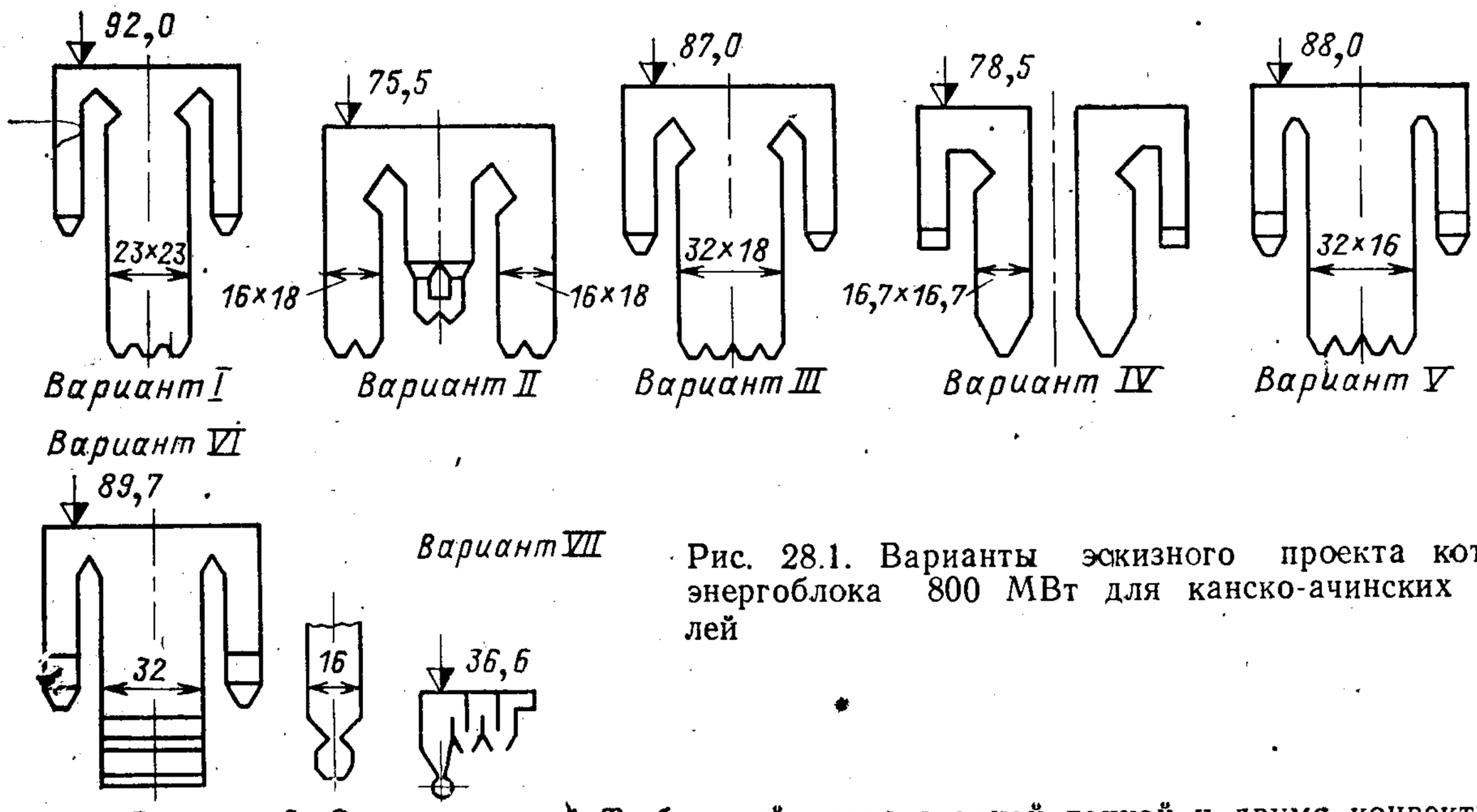


Рис. 28.1. Варианты эскизного проекта котла энергоблока 800 МВт для канско-ачинских углей

Вариант I. Однокорпусный Т-образный котел с одной топкой и двумя конвективными газоходами высотой по верхней отметке 92 м. Топка котла представляет в плане квадрат со стороной 23 м. Шлакоудаление твердое. Система пылеприготовления замкнутая. Для данного варианта разработаны три подварианта: с газовой сушкой топлива и мельницами-вентиляторами; с газовоздушной сушкой и молотковыми мельницами; с газовоздушной сушкой и мельницами-вентиляторами. Оси горелок направлены по касательной к условной окружности в центре топки.

Вариант II. Однокорпусный М-образный котел с двумя топками 16×18 м и одной коивективной шахтой. Шлакоудаление твердое. Системы пылеприготовления разрабо-

таны с теми же подвариантами, что и для варианта I. Топочные камеры оборудованы тангенциальными горелками.

Вариант III. Однокорпусный Т-образный котел с прямоугольной топкой. Тангенциальные горелки образуют в топке два вихря, вращающиеся в разные стороны. Шлакоудаление твердое. Система пылеприготовления — замкнутая с газовой сушкой топлива и мельницами-вентиляторами.

Вариант IV. Двухкорпусный с П-образными корпусами котел. Топка каждого корпуса оборудована тангенциальными горелками. Шлакоудаление твердое. Для данного варианта разработаны подварианты, отличающиеся схемами пылеприготовления и наличием или отсутствием рециркуляции газов в низ топки.

Вариант V. Однокорпусный Т-образный котел с прямоугольной топкой. Шлакоудаление твердое. В отличие от предыдущих вариантов здесь применена разомкнутая схема пылеприготовления ЦКТИ с промбункером. Для обеспечения бесшлаковой работы топки предусмотрено снижение температуры факела сбросом отработанного сушильного агента через горелки или рециркуляцией газов. Тангенциальные горелки образуют в топке два вихря.

Вариант VI. Однокорпусный Т-образный котел, оборудованный топкой с жидким шлакоудалением. Топка имеет предтопок с пережимом и камеру охлаждения.

Вариант VII. Однокорпусный малогабаритный котел с вихревой топкой ЦКТИ и жидким шлакоудалением. Вихревая камера сгорания имеет диаметр 6 м. Котел по ширине разделен на секции размером 2,1 м, всего секций 13. Камера охлаждения имеет глубину 6 м. Газоходы поверхностей нагрева глубиной по 4,2 м заняты блоками ширмовых первичных перегревателей и ширмоконвективных промперегревателей. Применена индивидуальная разомкнутая схема пылеприготовления.

В табл. 28.1 сопоставлены некоторые данные вариантов с газовой сушкой для эскизного проекта котла 800 МВт.

Таблица 28.1. **Расчетные данные для вариантов эскизного проекта котла блока 800 МВт при сжигании березовского угля**

Наименование	Варианты						
	I	II	III	IV	V	VI	VII
Температура горячего воздуха, °С	312	312	312	330	310	250/410	390
Адиабатическая температура горения, °С	1577	1590	1577	1690	1690	1996	2046
Теплонапряжение сечения топки, МВт/м²	4	3,5	3,5	3,6	4,2	6,4	—
Теплонапряжение объема топки, кВт/м³	58	67	56	62	56	58	—
КПД котла, %	92,05	92,05	92	92	92,35	93	93
Общая масса металла котла, т	12 800	13 600	—	13 600	—	—	—
В том числе под давлением, т	7570	8015	—	7610	5540	4850	3300

В результате проработок и обсуждения вариантов эскизного проекта в качестве основы для разработки технического проекта выбран вариант I, отличающийся от других вариантов меньшей металлоемкостью и низкой температурой горения для предотвращения шлакования и образования вредных окислов.

В техническом проекте котла для рассматриваемого блока более подробно решались вопросы очистки поверхностей нагрева, монтажа, ремонтопригодности, надежности, безопасности и т. д.

Для рабочего проекта в качестве головного образца котла энергоблока 800 МВт заводской марки П-67 принят вариант, изображенный на рис. 27.7, Т-образной конструкции с топочной камерой квадратного сечения и высотой 90,1 м. В настоящее время рассматриваются технические предложения по уменьшению габаритов котла.

28.4. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ К КОНСТРУКЦИИ КОТЛА. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ОПЕРАЦИЙ

Разрабатываемая конструкция парового котла должна обладать технологичностью, т. е. соответствовать требованиям производства и возможности изготовления. Технологичность конструкции является характеристикой совершенства изделия и определяет технико-экономические показатели производства.

Общие технологические требования к конструкции изделия сводятся к рациональному использованию имеющегося на заводе оборудования, применению в конструкции нормализованных и стандартных деталей и узлов, простоте конфигурации, унификации элементов конструкции. При проектировании технологического процесса необходимо основываться на общесоюзных и отраслевых стандартах, нормалях на материалы, инструменты, приспособления и оборудование. Одно из главных направлений технического прогресса составляет механизация и автоматизация производственных процессов. Получают развитие поточно-механизированные технологические линии и специальные автоматизированные установки.

Технологическая подготовка производства занимает важное место наряду с конструкторской подготовкой. Содержание и объем работ по технологической подготовке зависит от конструктивных и технологических особенностей изделий и от типа производства. Трудоемкость технологической подготовки по отношению к общей трудоемкости технической подготовки изделия в единичном и мелкосерийном производстве, каковым является парогенераторостроение, составляет примерно 20—25%. В связи с этим особое значение приобретает автоматизация проектирования технологического процесса изготовления элементов котла с применением ЭВМ.

Основные показатели, определяющие целесообразность решения задачи проектирования технологических операций на ЭВМ, таковы:

освобождение инженера-технолога от ручной работы по написанию технологических карт, что позволит ему заниматься совершенствованием самих процессов;

возможность заранее определить трудоемкость изготовления деталей и сборочных узлов, оценить стоимость этой работы и определить возможности производства в области загрузки оборудования и рабочей силы, более рационального их использования;

возможность создания информационного массива для решения других задач АСУ.

Технологический отдел крупного котлостроительного завода выпускает более 800 тысяч документов в год, разрабатывает около 300 тысяч технологических процессов и технологических инструкций. В связи с этим на заводах проводятся большие работы по внедрению ЭВМ для целей автоматизации технологического проектирования.

Прииципп создания алгоритма автоматизации технологического проектирования заключается в следующем. Предположим, необходимо изготовить вал ступенчатой формы из круглого прутка. Вначале составляется исходиая информация, где зашифровываются определенным образом признаки детали: 1. Заготовка — пруток горячекатаный, круглый; 2. Вид заготовки — штучный; 3. Диаметр заготовки —30 мм; 4. Длина заготовки — 600 мм; 5. Материал — сталь 45; 6. Максимальная чистота поверхности — 5; 7. Максимальная точность размеров — 2-й класс; 8. Форма наружной поверхности — ступенчатая;

9. Термическая обработка — нет; 10. Число и диаметр отверстий — нет; 11. Размер партии — 15 шт.

Вначале работает программа «Выбор заготовки», которая сопоставляет признаки детали с различными типами заготовок: отливка, поковка, пруток, лист и т. д. Естественно, что в данном случае будет выбран пруток. Далее включается программа «Маршрут обработки деталей». Каждая технологическая операция выполняется при соблюдении ряда условий. Например, центровальная операция выполняется, если: деталь штучная; отношение диаметра к длине меньше, чем 1 : 4; диаметр меньше 100 мм; длина меньше 500 мм; заготовка из прутка горячекатаного или холоднотянутого круглого, шестигранного или квадратного сечения. Так как условие длины детали не выполняется (длина детали 600 мм), деталь обходит центровку и направляется на операцию токарно-центровальную.

Далее возможны три операции: токарно-револьверная, токарная и токарно-карусельная. Первая операция возможна для деталей диаметром менее 60 мм, однако для партий более 30 шт. Следовательно, в рассматриваемом случае деталь попадает на токарную операцию. Вследствие того, что деталь не имеет отверстий, она обходит разметочную и сверлильную операции. Если деталь имеет пазы, она проходит операции разметочную и шпоночно-фрезерную. Затем следуют операции слесарная (зачистка заусенцев) и шлифовальная.

После определения маршрута обработки детали работает программа «Проектирование операционной технологии». ЭВМ формирует: тип станка в зависимости от габарита детали; тип приспособления в зависимости от вида обработки, типа оборудования, расчет времени операции; выбор инструмента; определение технологии обработки; разряд рабочего и др.

На некоторых заводах, например из ТКЗ внедрена автоматизация технологического проектирования изготовления деталей металлоконструкций; с применением ЭВМ проектируются следующие операции: разметка, маркировка, газовая резка, сверление, гибка, отрезка, сортировка, заготовка, комплектовка. ЭВМ выбирает приспособления, вспомогательный инструмент, а также режущий и мерительный инструмент. Рассчитывается штучное время на операцию, тарифная сетка, разряд рабочего, расценка и т. д. Составление технологической карты с применением ЭВМ позволяет сократить время проектироевания в 4—6 раз.

При проектировании технологии изготовления металлоконструкций в соответствии с чертежом детали составляется кодировочная таблица, куда заносится код материала: лист, прокат, полоса, марка стали, толщина листа, номер уголка, швеллера, двутавра, ширина детали,

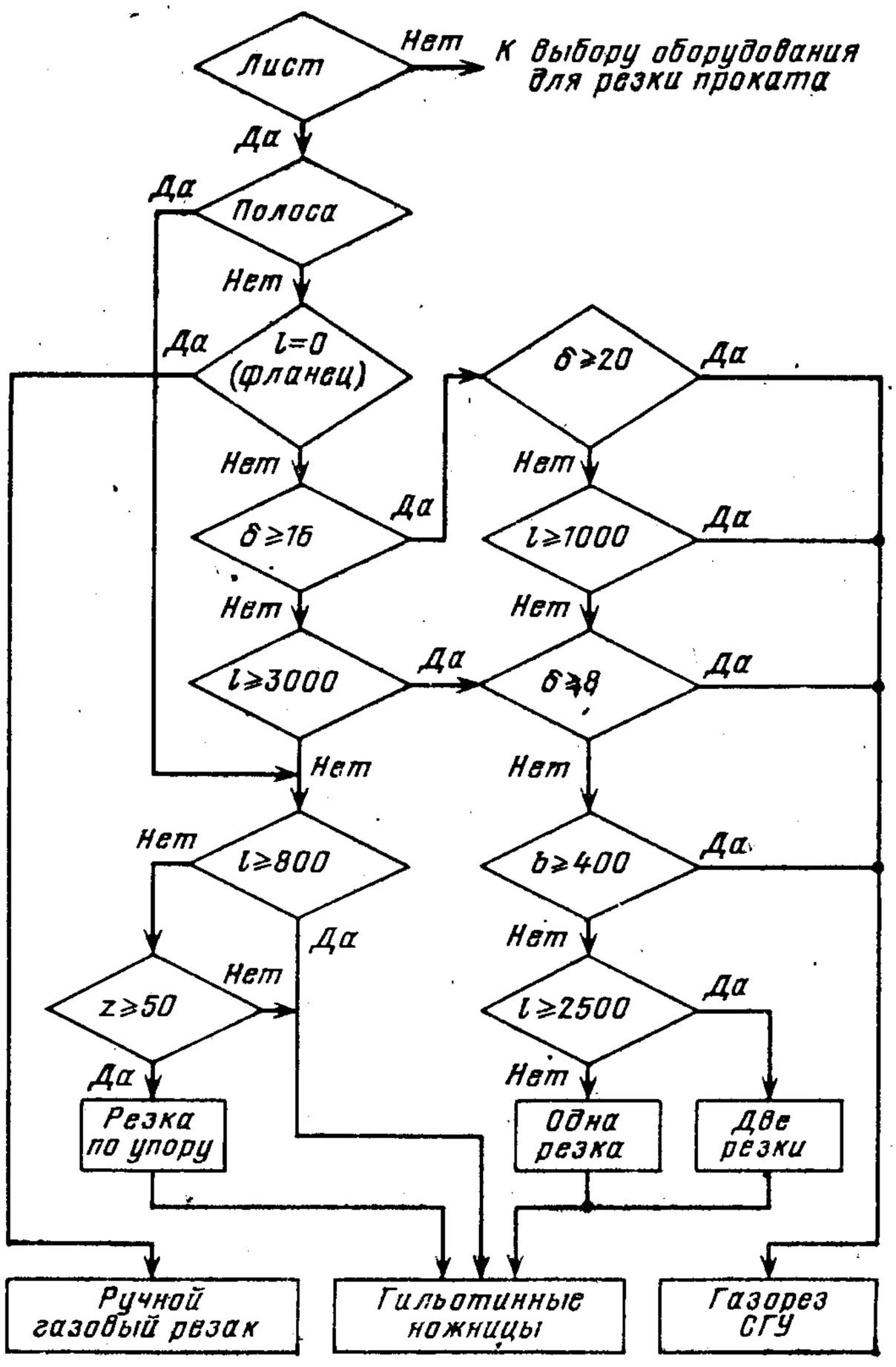


Рис. 28.2. Блок-схема выбора оборудования для резки листовых деталей

длиина детали, диаметр флаица, масса детали, количество деталей на группу и т. д. Если деталь имеет особенности: фаски, пазы, отверстия, гибы, окна и т. д., необходимо закодировать призиаки этих элементов.

Программа учитывает технологические особенности выбора оборудования. Для резки листов применяются гильотинные ножницы с максимальной длиной реза за 1 раз 2500 мм, ручной газовый резак и стационарная газорезательная установка. Гильотиинные ножницы применяют для резки листов следующих размеров, где δ — толщиина, l — длиина, b — ширииа листа: $\delta<8$ мм, $l<5000$ мм, $b<400$ мм; $\delta<16$ мм, $l<3000$ мм; $\delta<20$ мм, $l<1000$ мм.

Если количество деталей $z>50$ шт. при $l<800$ мм, то примеияется резка гильотинными иожиицами по упору.

Детали с $\delta>20$ мм и $l/b=100/100$ мм режутся газорезом, в остальных случаях примеияют стационарную газорезательную установку. Детали сложной конфигурации и фланца вырезают ручным резаком.

На рис. 28.2 показана упрощенная блок-схема выбора оборудования для резки листовых деталей. Программа сопоставляет информацию, записанную в кодировочной таблице, с ограничениями по выбору того или иного оборудования и назначает вид оборудования: ручной резак, гильотинные ножницы (резка по упору, одна или две резки и т. д.), газорезательное устройство. В запоминающем устройстве машины фиксируется вид оборудования и его шифр. Аналогично назначаются все технологические операции и переходы, необходимые для изготовления деталей согласно чертежу, приспособлеиия, инструмент, а также вся необходимая информация, составляющая содержание техиологической карты.

28.5. МОНТАЖНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К КОНСТРУКЦИИ КОТЛОВ

Конструкция агрегата должна обладать пригодностью к монтажу. При проектировании котла необходимо стремиться к тому, чтобы отдельные элементы поставлялись заводом на монтажную площадку не россыпью, в виде разрозненных труб, балок и т. д., а в виде достаточно крупных поставочных блоков. Однако стремление к чрезмерному укрупнению блоков не должно вызывать трудности изготовления на заводе, транспортировки по железной дороге и сборки котла на монтажной площадке.

Паровые котлы до 50-х годов доставлялись с заводов-изготовителей на монтажные площадки в основном в виде отдельных деталей и мелких узлов. Для сокращения сроков монтажа на площадке детали и узлы собирались в большие монтажные блоки, из которых монтировался агрегат. С 50-х годов на заводе собираются отдельные узлы и детали в транспортабельные (по железнодорожным габаритам и массе), заводские блоки массой в 20 т и больше, что повышает качество заводских поставок, ускоряет и удешевляет процесс монтажа.

Коэффициент заводской блочности, т. е. отношение массы котла, поставляемой блочно, к общей массе, в настоящее время доведен до 90%.

Постановочные блоки поверхностей нагрева котла представляют собой трубную систему, включенную в одну или несколько коллекторов с элементами каркаса, креплений, а также устройств для транспортировки. Поставочные блоки металлоконструкций котла состоят из колонн каркаса, балок, рам и щитов.

Предельные размеры заводских блоков определяются возможностями их транспортировки по железной дороге. Ширину блока принимают не более 3,1—3,2 м, длину (при размещении блока на одной четырехосной платформе) — до 12,5 м. При транспортировке блока на двух платформах его длину можно увеличить до 25—26 м.

В качестве примера рассмотрим некоторые показатели блочности котла П-67 мощностью 800 МВт (рис. 28.3). Для котла предусмотрено около 1530 блоков, поставляемых заводом. Это блоки холодной воронки — 40 шт., НРЧ и ВРЧ — примерно по 80 шт., ширмовых первичных перегревателей — 228 шт., ширмовых вторичных перегревателей — 96 шт., конвективных перегревателей — 96 шт., экономайзеров — 64 шт. и т. д. На монтажной площадке происходит укрупнение поставочных блоков и создание монтажных блоков. Общее число монтажных блоков по котлу — 115 шт. На рис. 28.3 показана схема разбивки котла на основные монтажные блоки. Современные котлы имеют высокий коэффициент блочности, для котла П-67 коэффициент блочности достигает 0,929.

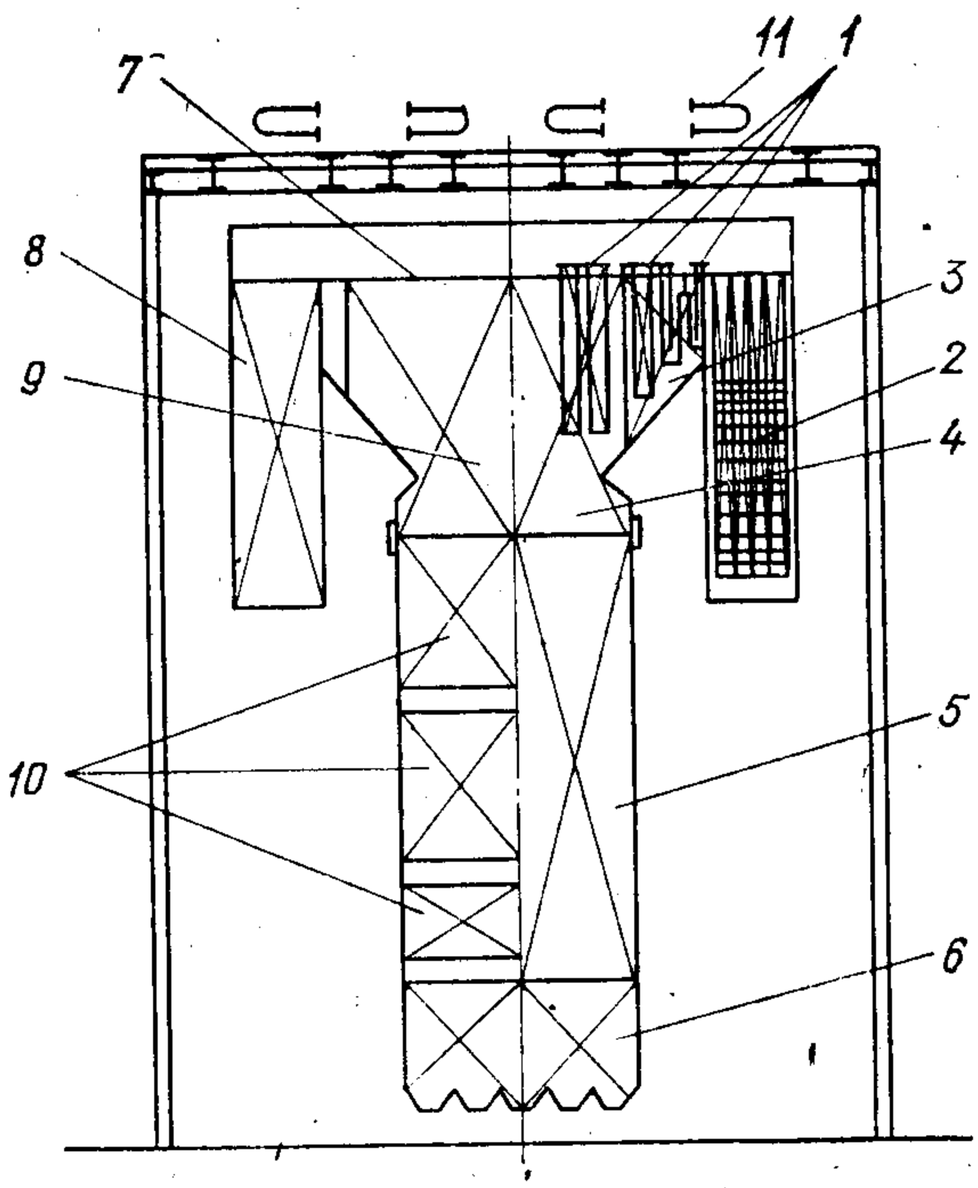


Рис. 28.3. Схема разбивки котла на основные монтажные блоки. Цифрами указаны блоки:

1 — ширмовых поверхностей; *2* — конвективной шахты; *3* — соединнтельного газохода; *4* — ВРЧ; *5* — НРЧ; *6* — холодной воронки; *7* — потолка; *8* — экранов конвективной шахты; *9* — балок жесткостн ВРЧ; *10* — балок жесткости НРЧ; *11* — паро-паровых теплообменников

28.6. РЕМОНТОПРИГОДНОСТЬ

Ремонтопригодность — это свойство изделия, заключающееся в его приспособлении к проведению ремонта, к предупреждению, обнаружению и устранению отказов и неисправностей. Ремонтопригодность оборудования обеспечивает условия, необходимые для уменьшения простоев в ремонте, снижения его трудоемкости, внедрения прогрессивных форм и методов ремонта. При выполнении котельным заводом проекта котла специализированная ремонтная организация Минэнерго СССР совместно с заводом-изготовителем разрабатывает раздел «Ремонт котла» в соответствии с отраслевым стандартом (ОСТ) «Котлы паровые стационарные. Ремонтопригодность. Общие требования». Перечислим некоторые требования ремонтопригодности к конструкции котла.

Конструкция топки должна допускать установку в ней устройств для выполнения ремонта и воспринимать нагрузки от этих устройств. В топках с холодной воронкой опорные леса сооружают на площадках, которые устанавливают на кронштейнах, вставляемых через лючки в экранах топки. Подвесные леса крепятся к конструкциям перекрытия котла или трубным элементам.

Для установки подъемных платформ, подвесных лесов и грузоподъемной оснастки внутри топки служат отверстия в потолке, образованные разводкой труб для пропуска грузовых и страховочных канатов. Отверстия должны плотно закрываться керамическими пробками. Над отверстиями предусматривают место установки металлоконструкций для лебедок и такелажа.

Крепление труб и монтажные сварные стыки должны быть доступными для осмотра и ремонта. Вне топки необходимо предусматривать свободные места для транспортировки крупногабаритных панелей экранов, ширм и конвективных поверхностей нагрева. В топке должны быть выполнены круглые лазы (диаметром 540 мм) и ремонтный лаз (1100×600 мм).

Для выполнения ремонтных работ расстояния между ширмами по ширине котла не должны быть менее 500 мм. Ремонтные леса для ширм могут сооружаться с опиранием на наклонный под газохода, площадку, установленную в верхней части топки или непосредственно на ширмы, для чего предусматривают специальные приспособления. Между отдельными ступенями ширм и конвективных перегревателей предусматривают достаточные проходы для ремонтного персонала, а в стенах газохода делают лазы. Конструкция ширм и конвективных пароперегревателей должна предусматривать возможность отрезки, обработки концов труб, привариваемых к коллекторам в ремонтных условиях.

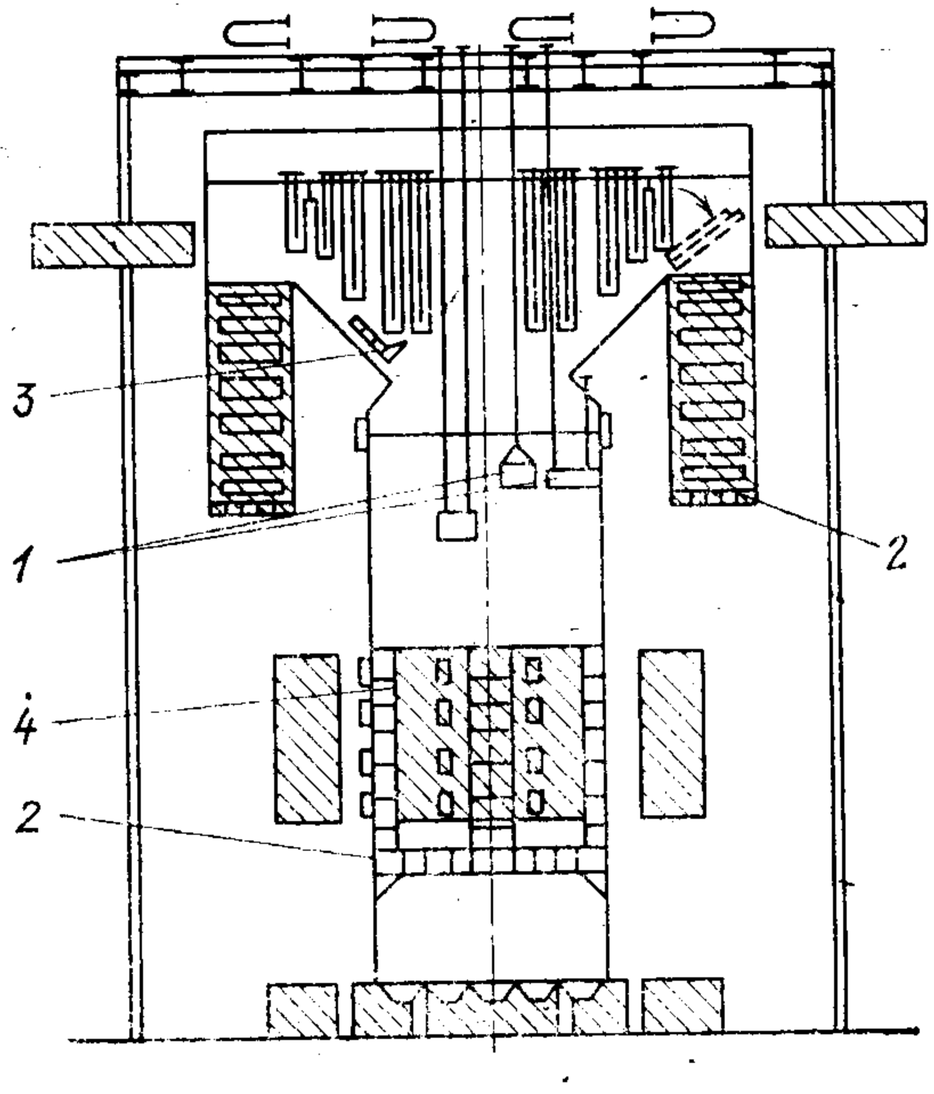


Рис. 28.4. Схема организации ремонтных работ на котле:

1 — установка подвесных площадок; *2*—установка настилов; *3* — установка лестниц-площадок; *4* — установка лесов. Заштрихованы зоны ремонтного обслуживания

Конструкция конвективной шахты должна предусматривать возможность ремонта змеевиков непосредственно в газоходе или выемку отдельных змеевиков и их блоков. Расстояния между пакетами поверхностей нагрева должны быть больше их высоты на 100—200 мм, но не менее 800 мм. В каждом межпакетном пространстве предусматривают лазы диаметром 550 мм.

Конструкция подвесок, опор коллекторов, а также балок и колонн каркаса должна обеспечивать возможность выемки змеевиков из газохода и их замену. В конструкции стен конвективного газохода из мембранных экранов предусматривают участки, подлежащие вырезке при замене пакетов или блоков змеевиков. Снаружи конвективного газохода должно быть обеспечено свободное пространство для осуществления замены поверхностей нагрева и установки грузоподъемных устройств.

Для обеспечения внутренней очистки и замены труб воздухоподогревателей предусматриваются следующие условия:

расстояние между нижним «холодным» и вторым по ходу воздуха кубами должно быть не менее 1000 мм в свету;

расстояния между последующими кубами — не менее 800 мм;

со стороны выхода газов из воздухоподогревателя участки золового бункера должны быть вертикальными, по высоте не менее 200 мм.

Под нижней ступенью предусматривают опорные устройства для установки настилов при ремонте. Конструкция каркаса воздухоподогревателя должна обеспечивать возможность передвижения секций для вывода их за пределы газохода для замены и ремонта. Над трубчатыми воздухоподогревателями, вынесенными за пределы котельной, предусматривают установку мостового крана.

Положение колонн каркаса выбирают таким образом, чтобы оно не препятствовало ремонту и замене элементов поверхностей нагрева. На металлоконструкциях котла должны быть выполнены опорные элементы для временных ремонтных площадок. Постоянные площадки, предназначенные для ремонта котла, должны быть установлены в зонах вы-

емки горелок, у конвективных газоходов, на потолочном перекрытии, в зонах установки крупной арматуры, у контрольных участков трубопроводов.

На рис. 28.4 показана упрощенная схема организации ремонтных работ для котла П-67 блока 800 МВт.

28.7. АНАЛИЗ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И НАДЕЖНОСТИ ОБОРУДОВАНИЯ

При проектировании котла проводят анализ его работоспособности как на номинальных, так и на пониженных нагрузках, в связи с чем проводятся тепловые и тепломеханические расчеты на различные нагрузки от 100 до 60%, а иногда и до 30% номинальной паропроизводительности. Эти расчеты должны подтвердить, что требуемая температура перегрева первичного и вторичного пара поддерживается в заданном диапазоне изменения нагрузок котла, а температуры среды в поверхностях нагрева не превосходят максимально допустимых значений по условиям работы металла труб.

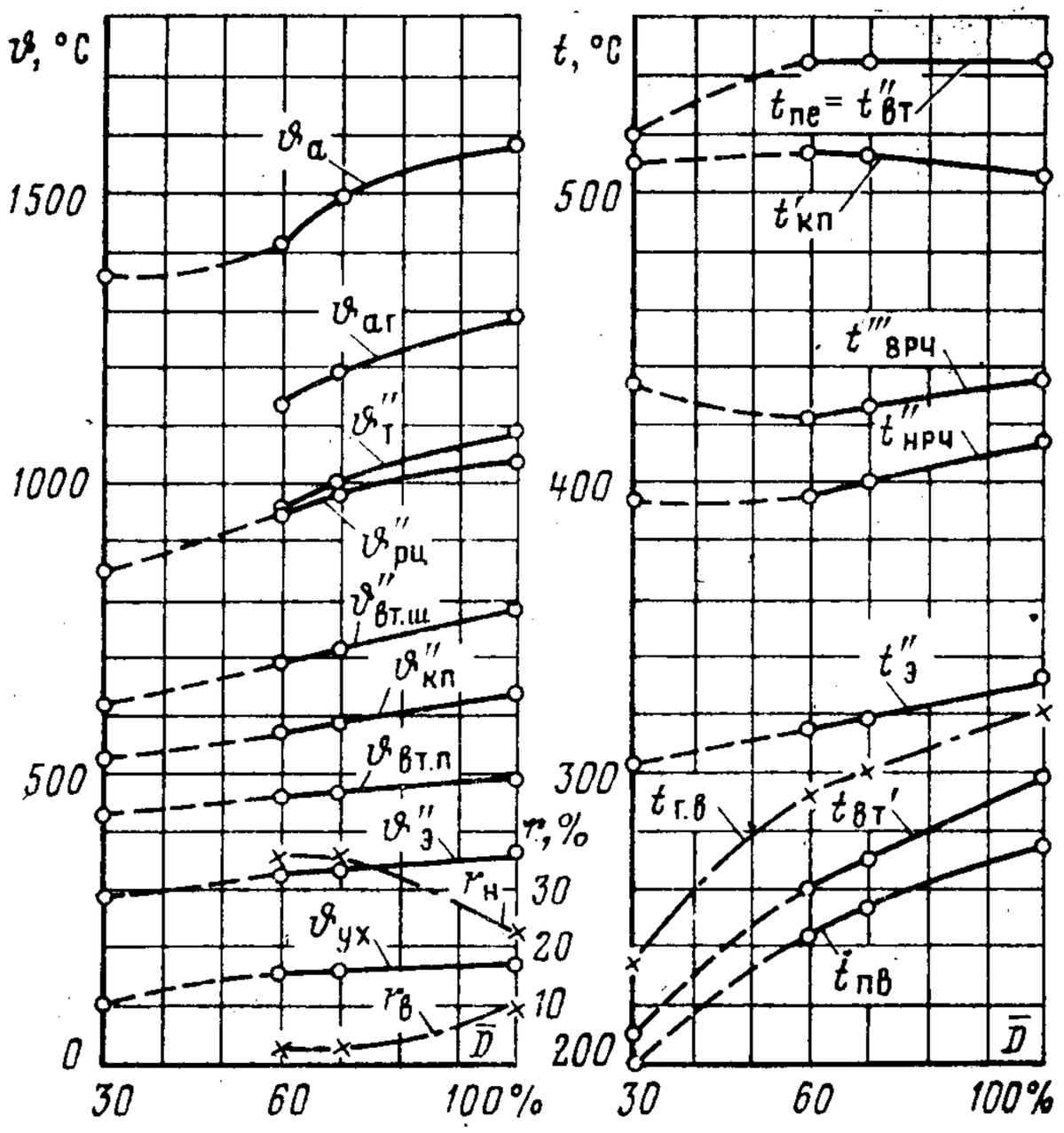


Рис. 28.5. Результаты тепловых расчетов котла П-67 энергоблока 800 МВт для различных нагрузок

В качестве примера на рис. 28.5 показаны результаты тепловых расчетов котла П-67 энергоблока 800 МВт. В диапазоне изменения нагрузок $D = 100 \div 60\%$ номинальный расчет произведен на березовский уголь Канско-Ачинского бассейна. При нагрузке 30% расчет выполнен для мазута. Эти многовариантные расчеты производились с помощью ЭВМ. Расчеты носят название статических, так как они не учитывают динамику переходных процессов с одной нагрузки на другую и выполняются для условий установившегося режима.

На рис. 28.5 показаны изменения адиабатической температуры горения $\vartheta_а$, температуры газов в конце зоны активного горения $\vartheta_{а.г}$, в конце топки до верхней рециркуляции газов $\vartheta''_т$, после рециркуляции $\vartheta''_{рц}$ за вторичными ширмами $\vartheta''_{вт.ш}$, за конвективным первичным перегревателем $\vartheta''_{кп}$, за конвективным вторичным перегревателем $\vartheta''_{вт.п}$, за экономайзером $\vartheta''_{эк}$ и температуры уходящих газов $\vartheta_{ух}$. Показано также изменение рециркуляции газов в низ топки — через систему пылеприготовления и горелки $r_н$ и в верх топки $r_в$. По рабочему телу даны изменения температур питательной воды $t_{п.в}$, за экономайзером $t''_{эк}$, за НРЧ $t''_{НРЧ}$, за ВРЧ $t''_{ВРЧ}$, перед конвективным перегревателем $t'_{к.п}$ и температуры перегрева — первичного и вторичного $t_{пе}$ и $t''_{вт}$.

Указаны также температуры вторичного пара на входе в котел $t'_{вт}$ и температура горячего воздуха $t_{г.в}$.

На рис. 28.5 видно, что применяемые методы регулирования первичного и вторичного пара (рециркуляция газов и паро-паровой теплообменник) позволяют поддерживать $t_{пе}$ и $t''_{вт}$, на номинальном значении при $\bar{D}=60\div100\%$. Только при $\bar{D}=30\%$ при работе на мазуте без рециркуляции газов температуры перегрева снижаются. Полученные результаты позволяют выявить работоспособность котла при различных нагрузках, особенно при пониженных, требуемых суточным графиком электрической нагрузки.

В систему расчетов, выявляющих работоспособность и надежность котла, входят расчеты на прочность, расчеты теплогидравлических характеристик (застоя и опрокидывания естественной циркуляции, тепловых и гидравлических разверок, многозначности гидравлических характеристик прямоточных котлов). Надежная работа котла обеспечивается при отсутствии шлакования топки, загрязнения конвективных поверхностей нагрева, а также организацией водного режима котла и мерами, предупреждающими опасность внутренних отложений в поверхностях нагрева — солей жесткости и продуктов коррозии.

В связи с внедрением котлов для мощных блоков, имеющих большое число высоконапряженных деталей и узлов, а также сложностью протекающих в них процессов возникает необходимость учета, оценки и ликвидации последствий повреждений (аварий) котлов. Важное значение приобретает разработка еще на стадии проектирования расчетного обоснования методов прогнозирования надежности выбираемых конструкций и технологических решений котлов.

Основными параметрами, отражающими надежность проектируемой конструкции, являются:

параметр потока отказов — число аварий (отказов) на 1000 ч работы котла;

наработка на отказ — среднее число часов работы котла между двумя вынужденными остановами;

коэффициент готовности — относительное время работоспособного состояния котла.

При прогнозировании новой конструкции котла используют математический аппарат вероятностно-статистических методов теории надежности. Расчет надежности представляет собой сочетание расчета технологической надежности с прогнозом эволюции качества изготовления. За основу расчета берутся статистические данные о повреждаемости существующих котлов.

Параметр потока отказов по причине повреждаемости поверхностей нагрева $\omega_{п.н}$ определяют по формуле

$$\omega_{п.н}=\Sigma m\lambda, \qquad (28.1)$$

где m — число элементов (контактных стыков, прямых труб, гибов труб и т. д.); λ — интенсивность повреждений указанных элементов на 1000 ч работы котла.

В величину $\omega_{п.н}$, подсчитанную по формуле (28.1), вводятся поправки на повышение качества изготовления по сравнению с ранее созданными котлами, на увеличение запаса прочности и т. д. Параметр потока отказов для котла в целом $\omega_к$ будет больше $\omega_{п.и}$ в 1,5—2 раза за счет повреждаемости по другим причинам: нарушения режимов работы, выхода из строя арматуры, вспомогательного оборудования и др.

Интенсивность повреждений для котлов энергоблоков 300 МВт имеет следующие среднестатистические значения (на 1000 ч работы): для контактных стыков $\lambda_{к.с}=1{,}2\cdot10^{-6}$; для ручных стыков $\lambda_{рс}=4\cdot10^{-6}$; для 1 м труб $\lambda_т=0{,}4\cdot10^{-6}$. Среднее число контактных стыков для двухкорпусного котла 300 МВт $m_{к.с}=0{,}4\cdot10^6$ шт.; число ручных стыков $m_{р.с}=0{,}1\cdot10^6$ шт.; суммарная длина труб $m_т=0{,}3\cdot10^6$ м.

Наработка на отказ T_o связана с параметром потока отказов соотношением

$$T_o = 1000/\omega_к. \qquad (28.2)$$

Коэффициент готовности $\eta_г$ представляет собой отношение времени между вынужденными остановами T_o (т. е. величины наработки на отказ) к суммарному времени между остановами и временем восстановления (ремонта) $T_в$.

Для блоков 800 МВт ЗиО рассчитаны следующие значения ожидаемых параметров надежности: параметр потока отказов для поверхностей нагрева $\omega_{п.н}=0{,}34$; то же для котла $\omega_к=0{,}68$. Наработка на отказ $T_o=1470$ ч; время восстановления $T_в=44$ ч; коэффициент готовности $\eta_г=0{,}97$.

РАЗДЕЛ X

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ПАРОВЫХ КОТЛОВ И ЗАЩИТА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ

ГЛАВА ДВАДЦАТЬ ДЕВЯТАЯ

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ПАРОВЫХ КОТЛОВ

29.1. ОБЩИЕ ВОПРОСЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Режимы работы котлов

Под эксплуатацией паровых котлов понимается организация длительной надежной работы котлов с максимальной для них экономичностью по заданной выработке пара, кг/с, или электрической мощности, кВт·ч. Самым оперативным является *суточный график нагрузки*, в котором, как правило, имеет место значительный пик нагрузки, особенно в осенне-зимний максимум, и ночной провал, в течение которого часто приходится часть котлов выводить из работы в горячий резерв. В праздничные дни общая нагрузка значительно понижается.

Покрытие таких неравномерных графиков нагрузки происходит в режимах: базовом и маневренном (полупиковом и пиковом). При *базовом режиме* паровой котел работает с постоянной нагрузкой, что способствует повышению его экономичности; в *маневренном режиме* котел работает на переменной производительности, имеет частые пуски и остановки и, естественно, пониженную экономичность.

Режимная карта

Эксплуатация парового котла осуществляется сменным персоналом (машинистами) согласно режимной карте, при составлении которой инженерно-технический персонал использует рекомендации завода-изготовителя, данные пуска и наладки котла, данные приемных испытаний, если таковые были, печатные руководящие указания вышестоящих организаций и отраслевых институтов, литературную информацию, освещающую работу подобных агрегатов, наконец, накопленный опыт эксплуатации самой электростанции.

В режимной карте даются параметры пара, воды, дымовых газов и воздуха на номинальной, минимальной, максимальной и промежуточной производительностях и предельные отклонения параметров. По режимной карте персонал может корректировать работу отдельных регуляторов или переходить на ручное управление. Управление котлами энерго-

блоков единичной мощности 200—1200 МВт задача сложная, хотя бы по причине разобщенности элементов, отстоящих друг от друга на расстоянии 20—100 м. Отчасти поэтому нормальная работа котла обеспечивается только при полной автоматизации агрегата.

Показатели эксплуатации

Экономичность работы отдельных котлов и котельной в целом оценивается в первую очередь по КПД нетто, который характеризует термическое, а главное, экономическое совершенство агрегата. Обычно подсчитывают $\eta^{нет}$ при номинальной и средней за интересующий период нагрузке. Надежность котлов оценивается рядом коэффициентов.

Так, $\eta_р$ — коэффициент рабочего времени при τ_i — продолжительности рабочей кампании котла, ч, за календарный период $\tau_к$ показывает приближение его рабочего использования к 100 %:

$$\eta_р = \Sigma\tau_i / \tau_к. \qquad (29.1)$$

Для мощных агрегатов достигает 70—90 %.

Другой показатель — коэффициент готовности к эксплуатации $\eta_г$ за время пребывания его в работе τ_i и резерве $\tau_{рi}$:

$$\eta_г = (\Sigma\tau_i + \Sigma\tau_{рi}) / \tau_к. \qquad (29.2)$$

Для мощных агрегатов обычно $\eta_г = 0{,}79 \div 0{,}93$.

Среднегодовая нагрузка котла тоже может явиться показателем надежности

$$D_{год} = \Sigma D_{год} / \tau_{год}. \qquad (29.3)$$

Можно записать средний коэффициеит нагрузки котла

$$f_{ср} = D_{год} / D. \qquad (29.4)$$

В целях снижения удельных расходов топлива $f_{ср}$ должен приближаться к единице, для мощных котлов $f_{ср} \approx 0{,}7 \div 0{,}9$.

Часто при сравнениях применяется коэффициент использования мощности котла $K_{исп}$, который показывает, какую долю максимально возможной выработки пара составляет фактическая выработка за данный отрезок времени, например за год:

$$K_{исп} = (\Sigma D)_{год} / D \cdot 8760, \qquad (29.5)$$

где 8760 — астрономическое число часов в году.

Часто вместо $K_{исп}$ пользуются показателем числа часов использования установленной мощности τ, ч/год, под которым имеют в виду то астрономическое число часов, в течеиие которого котел, работая с полной нагрузкой D, выработал бы то же самое суммарное количество пара, что и при работе с перемеиной нагрузкой:

$$\tau_{исп} = (\Sigma D)_{год} / D. \qquad (29.6)$$

В иашей стране в условиях бурного роста промышленного производства число часов использования установлеиной энергомощности достаточно велико и иногда достигает 8000 ч/год.

Используется ряд параметров из теории надежности (см. § 28.7): параметр потока отказов и наработка иа отказ, где под отказом поиимается случай нарушения работоспособности агрегата. Очевидио, котлы, работающие в базовом режиме нагрузок, имеют более высокие показатели по сравнению с агрегатами маневренными.

29.2. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ МЕЖДУ ПАРАЛЛЕЛЬНО РАБОТАЮЩИМИ КОТЛАМИ

Вопросы экономии топлива на выработку электрической и тепловой энергии занимают большое место, и одно из первых среди них—экономия за счет оптимального распределения нагрузки между параллельно работающими котлами, особенно в тех котельных, где установлены котлы с разной производительностью и разными КПД. Правильно распределить между ними нагрузку так, чтобы это отвечало минимальному расходу топлива, задача далеко не легкая. Вообще нагрузку можно распределить, исходя из таких принципов: пропорционально номинальной производительности котлов; в соответствии с их КПД брутто или нетто (см. гл. 5); по принципу относительных приростов расхода топлива.

Принцип относительных приростов наиболее верно отвечает требованиям максимальной экономии топлива на выработку пара.

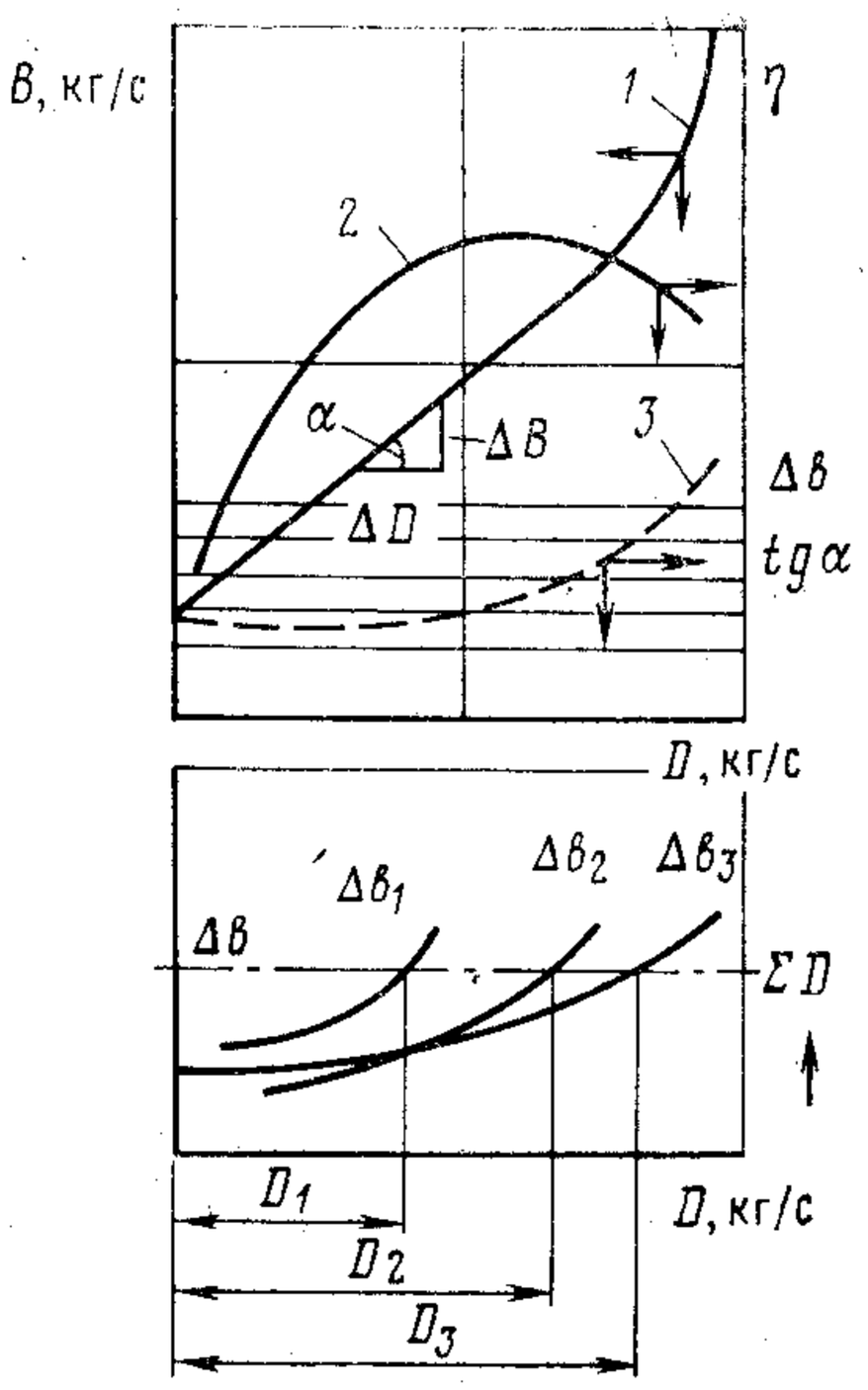


Рис. 29.1. Графическое построение относительного прироста топлива:

1 — тепловая (расходная) характеристика; *2* — КПД иетто; *3*—отиосительный прирост

Относительным приростом расхода топлива для данного значения нагрузки называют первую производную Δb расхода топлива B от нагрузки D (рис. 29.1), что то же тангенс угла α на тепловой характеристике $B—D$:

$$\left.\begin{aligned} \Delta b &= dB/dD; \\ \Delta b &= \operatorname{tg}\alpha. \end{aligned}\right\} \qquad (29.7)$$

Относительный прирост расхода топлива нельзя смешивать с абсолютным расходом топлива котлом на выработку пара, так как возможно и такое положение, когда $\eta_1^{нет} > \eta_2^{нет}$, а в какой-то области нагрузок окажется, что $\Delta b_1 > \Delta b_2$.

Согласно относительному приросту задача сводится к получению необходимого количества пара при минимальном расходе топлива. Оптимальное распределение нагрузки между параллельно работающими котлами соответствует равенству относительных приростов расхода топлива по всем работающим агрегатам, см. на рисунке нижнюю кривую Δb, что то же $\operatorname{tg}\alpha$:

$$\left.\begin{aligned} &\Delta b_1 = \Delta b_2 = \dots \Delta b_n, \\ &\text{или} \\ &\frac{dB_1}{dD_1} = \frac{dB_2}{dD_2} = \dots \frac{dB_n}{dD_n}. \end{aligned}\right\} \qquad (29.8)$$

Для выявления значений относительного прироста топлива (кривая *3* на рис. 29.1) необходимо иметь две вспомогательные зависимости: $B=D$ — расходную (тепловую) характеристику *1* агрегата и $\eta^{нет}$ — кривую *2*. Зависимости взаимно связаны, а поэтому росту $\eta^{нет}$ характеристика *2* отвечает снижением расхода топлива и иаоборот. Угол α характеризует наклон расходной характеристики, а тангенс угла наклона, который просто построить методом графического дифференцирования, дает значения

относительного прироста $\operatorname{tg}\alpha=\Delta B/\Delta D$. В силу этого связанной с кривыми *1* и *2* является и кривая относительных приростов *3*. Нижние графики рис. 29.1 дают возможность выбора оптимального распределения нагрузки между параллельно работающими, допустим, тремя группами разных по экономичности, а может и по производительности, котлов. Для каждой группы построена своя кривая относительных приростов: Δb_1, Δb_2 и Δb_3. Абсцисса дана для максимальной производительности одного агрегата из трех групп, а ординату следует построить особо, см. нижний график. Для этого принимаем несколько горизонтальных сечений, так, чтобы они пересекли три кривые Δb. Из точек пересечения с кривыми Δb опускаем на абсциссу перпендикуляры и получаем значения мощности отдельных агрегатов D_1, D_2 и D_3, соответствующие заданному одному значению Δb. Очевидно, теперь на ординату можно наиести одно значение суммарной производительности работающих котлов $\Sigma D=D_1+D_2+D_3$.

Принимая так произвольное число горизонтальных сечений, наносим на ординату шкалу суммарной производительности агрегатов трех групп, по которой в эксплуатации быстро находим искомое распределение нагрузки между агрегатами. Для упрощения можно ΣD представить, как ΣN, МВт, т. е. как суммарную выработку электроэнергии, которая всегда известна электростанции. Отсюда, очевидно, при работе котлов с одинаковыми расходными (тепловыми) характеристиками теоретически выгодно вести регулирование нагрузки параллельно всеми агрегатами.

Однако, несмотря на теоретические выгоды, присущие регулированию нагрузки котлов, метод равенства относительных приростов на практике не нашел широкого распространения по ряду причин: во-первых, регулируется не котел, а энергоблок в целом со своими особыми характеристиками, во-вторых, на ТЭС стараются устанавливать котлы одного, максимум двух типов, в-третьих, работают они при полной или близкой к ней нагрузке, когда вообще исчезает необходимость в подобном регулировании.

29.3. СОСТОЯНИЕ ПАРОВЫХ КОТЛОВ В ЭКСПЛУАТАЦИИ

Паровые котлы могут находиться в различных состояниях (рис. 29.2). Согласно схеме агрегаты могут находиться в работе, выдавая необходимое количество пара установленных параметров, в *резерве — в горячем*, если продолжительность нахождения в резерве всего несколько часов (обычно ночных), *холодном*, когда продолжительность сутки и больше, наконец, *в консервации*, когда агрегат стоит 1—2 нед. и больше. В последнем случае принимают меры профилактики в отношении стояночной коррозии металла поверхностей нагрева (см. § 20.2).

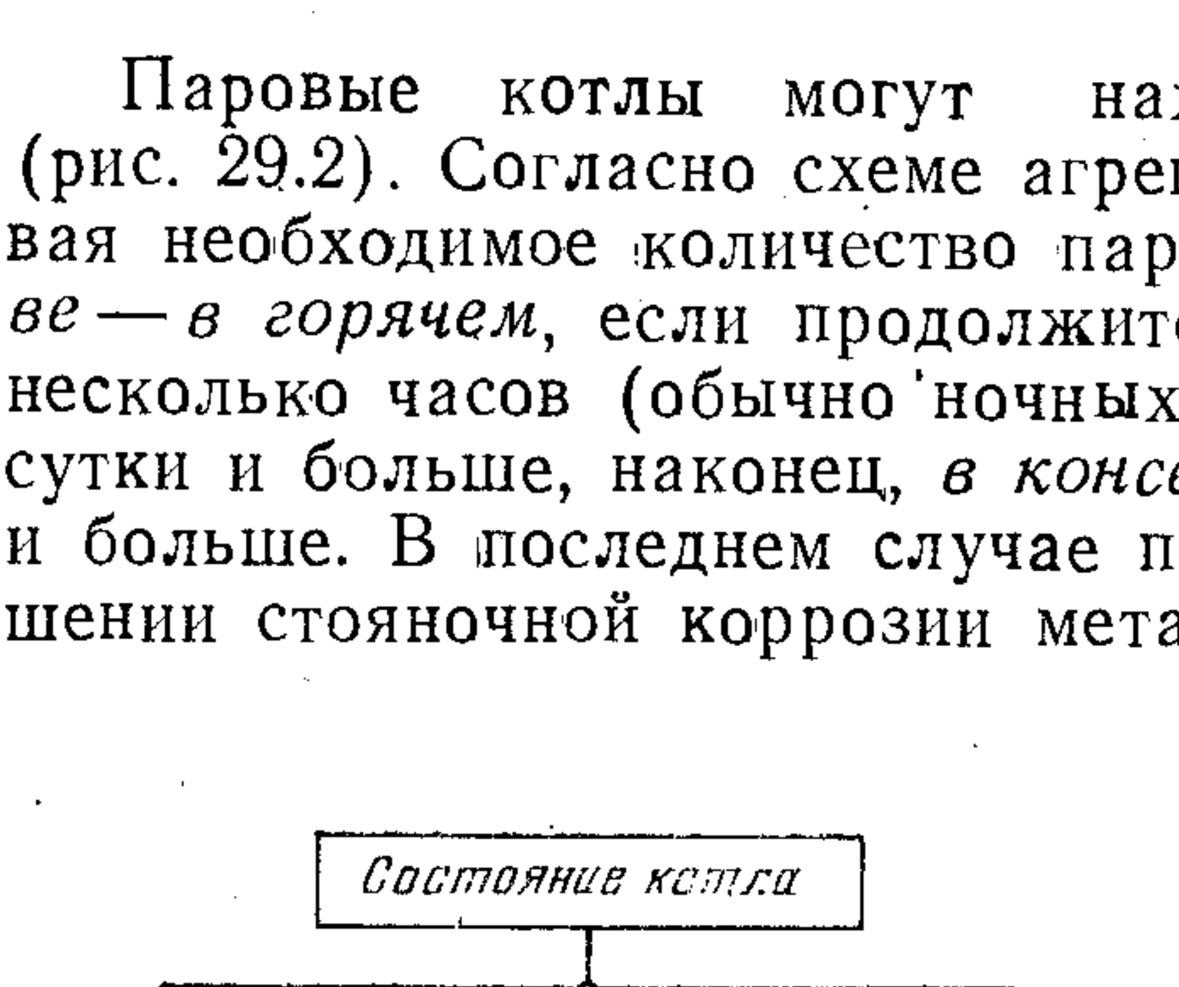


Рис. 29.2. Состояние котла

В ремонт котел, как правило, останавливают по предварительному плану, причем различают ремонты *текущие* (профилактические), проводимые примерно 1—2 раза в год продолжительностью каждый 4—12 дней, и ремонты *капитальные* (один в 2—3 года продолжительностью 20—40 дней). В капитальные ремонты выполняют промывки котлов, реконструкцию элементов, смену поверхностей нагрева и другие работы. При текущем ремонте выполняют смену быстро изнашивающихся деталей и элементов (в первую очередь горелок), ревизию арматуры, чистку поверхностей нагрева.

Промежуточный перегреватель обычно не требует специальной защиты от перегрева труб прн пуске котла, так как их змеевиковые пакеты, как правило, размещают в сравнительно невысоких температурных зонах конвективной шахты (не выше 800 °С при номинальной нагрузке).

Продолжительность растопки котла от момента зажигания горелок до включения агрегата под нагрузку должна устанавливаться экспериментально измерением удлинений толстостенных деталей. Прн этом окончание растопки должно совпадать с окончанием расширения металла этих деталей, обычно длительность растопки котлов колеблется от 0,5 до 4 ч в зависимости от теплового состояния агрегата после остановки, мощности и параметров агрегата.

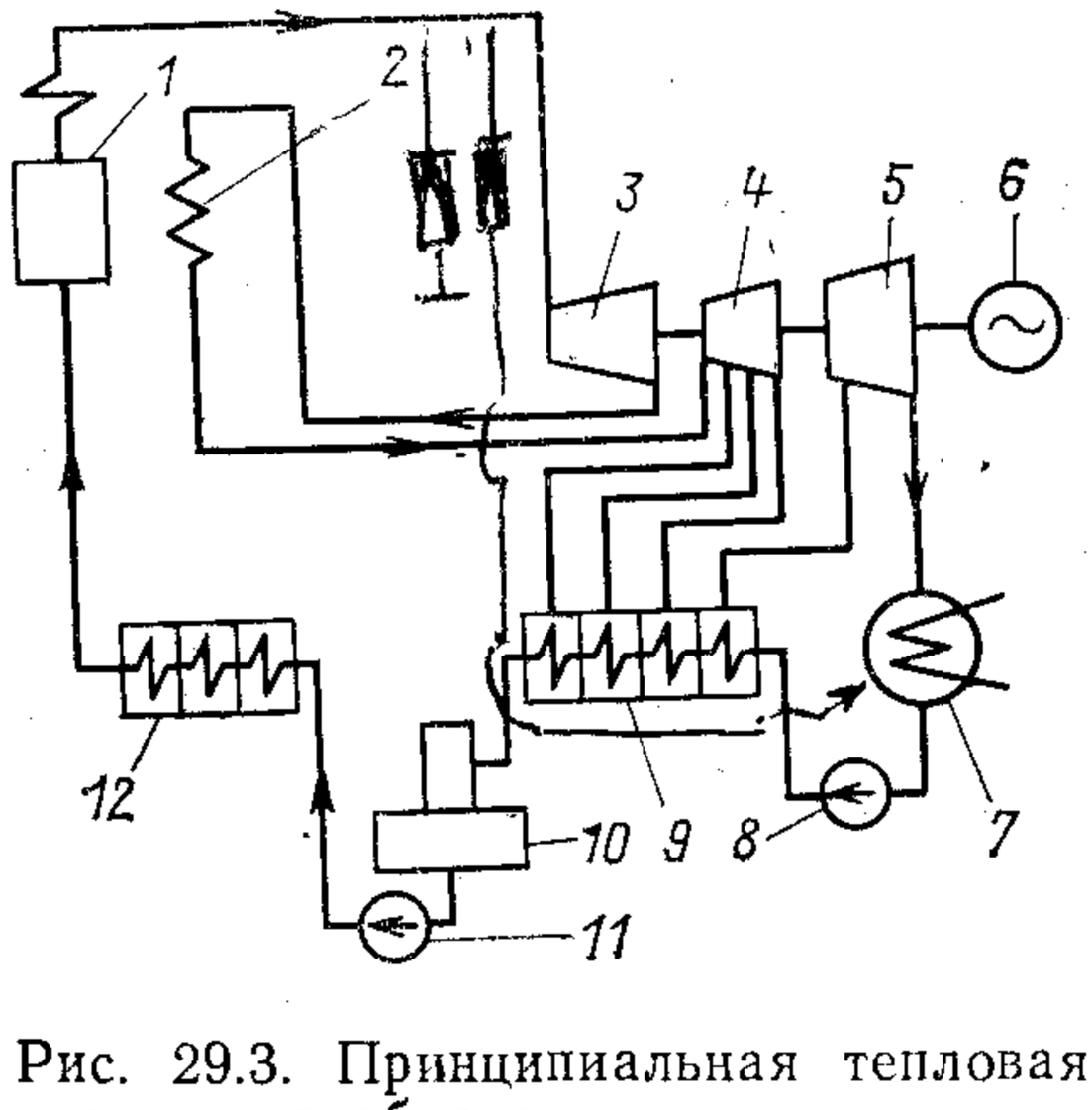


Рис. 29.3. Принципиальная тепловая схема энергоблока:

1 — котел; *2* — промежуточный перегреватель; *3* — ЦВД; *4* — ЦСД; *5* — ЦНД; *6* — электрический генератор; *7* — конденсатор; *8* — конденсатный насос; *9* — регенеративные подогреватели низкого давления; *10* — деаэратор; *11* — питательный насос; *12* — регенеративные подогреватели высокого давления

Скорость нагружения барабанного котла также лимитируется допускаемыми термическими напряжениями и равна 1,5—2°С/мин по насыщенному пару или 0,3 МПа/мин по давлению.

Включение котла в общий паропровод (см. рис. 25.1,*а*) производится после тщательного прогрева и дренирования соединительного паропровода растапливаемого котла. При полном рабочем давлении в котле необходимо проверить нормальное состояние всего агрегата, в частности плотность закрытия продувочной арматуры, работу водоуказателей, готовность предохранительных клапанов.

После подключения котла к общей паропроводной магистрали постепенно повышают нагрузку. Длительность повышения нагрузки зависит от теплового состояния агрегата и требований диспетчерского графика. Аварийный сброс нагрузки, например, одновременным отключением всех горелок, безусловно, является вредным для котла из-за резкого изменения температурного режима агрегата и без крайней необходимости не должен практиковаться.

Все процедуры при останове котлов с естественной циркуляцией осуществляются в обратном порядке их пуска.

Пуск барабанных котлов энергоблоков

На рис. 29.3 показана принципиальная тепловая схема энергоблока на любую мощность, имеющего такое основное оборудование: паровой котел, паровая турбина, паропроводы свежего пара и промперегрева, регенеративная установка с оборудованием: поверхностными подогревателями питательной воды низкого и высокого давления, деаэрационная установка и др.

Пуски котлов и турбин относятся к числу нестационарных режимов, во время которых происходят непрерывные и существенные изменения механического и теплового состояния оборудования. В отличие от схем с общими паровыми магистралями пуск энергоблока (см. рис. 25.1,*б*) требует совмещения операций по котлу, паропроводам и турбине. Наиболее надежным и экономичным режимом такого пуска является пуск при плавно повышающихся параметрах пара, так называемый пуск на скользящих параметрах.

При растопке барабанного котла 200 МВт с холодного состояния давление пара в барабане повышается до 0,3 МПа обычно за 100—120 мин, от 0,3 до 1,0 МПа за 30—50 мин. Охлаждение первичного и

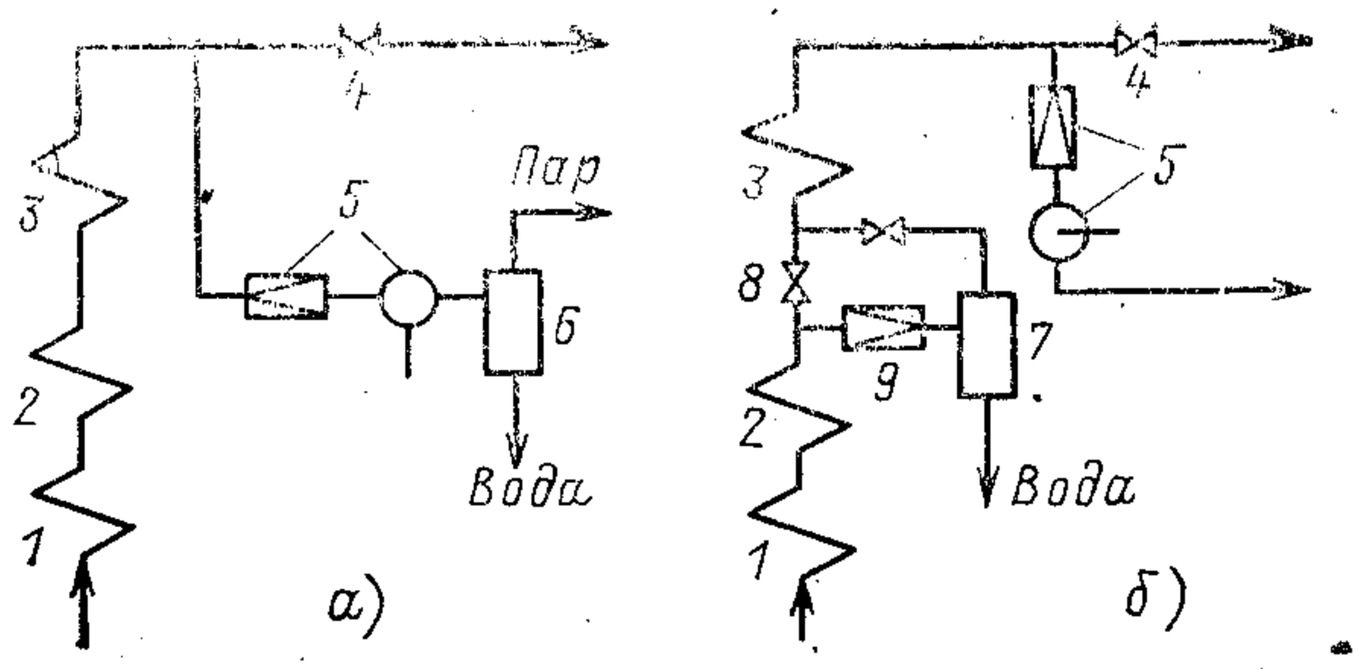


Рис. 29.4. Пусковые узлы прямоточных котлов:

а — с выносным; *б* — встроенным сепаратором; *1* — экономайзер; *2* — испарительная поверхность; *3* — перегреватель; *4* — главная паропорная задвижка (ГПЗ); *5* — пусковая редукционно-охладительная установка (РОУ); *6* — выносной сепаратор; *7* — встроенный сепаратор; *8* — встроенная (разделительная) задвижка; *9* — дроссельный клапан

вторичного перегревателей и прогрев их паропроводов осуществляется до 0,1—0,2 МПа через дренажи, а в дальнейшем — через БРОУ и растопочную РОУ, со сбросом пара в конденсатор. При достижении давления в барабане примерно 0,6—1,0 МПа и перегрева 160—180 °С производят толчок и разворот турбины до 500—600 об/мин постепенным открытием байпасов главной паровой задвижки (ГПЗ). Растопку переводят на угольную пыль после основного прогрева топки, что имеет место только при достижении давления пара примерно 4 МПа.

При пуске блока из неостывшего состояния появляются трудности, заключающиеся в неравномерном охлаждении котла, паропроводов и турбины при стоянке. Быстрее всех охлаждается котел, потом паропровод и последней — турбина. Известны затруднения также в создании безопасных температурных режимов для промперегревателя, особенно при пусках из горячего состояния; затруднения связаны с расположением пучка змеевиков в зоне предельных для него температур газов, см. выше.

Затраты топлива на пуск блока пропорциональны продолжительности пуска, поэтому сокращение времени пуска ощутимо сказывается на экономичности энергоблока.

Пуск прямоточных котлов энергоблоков

Продолжительность пуска блока с прямоточными котлами в 2 раза короче, но зато требует примерно вдвое большего расхода топлива по сравнению с барабанными. Первое объясняется в основном отсутствием толстостенного барабана, а второе — большими тепловыми потерями рабочей среды при пуске прямоточных агрегатов.

Ниже рассмотрены два пусковых устройства энергоблоков: устройство и работа пускового узла прямоточного котла (рис. 29.4) и схема пусковых режимов энергоблока в целом (см. рис. 29.5).

Растопочный узел (рис. 29.4) включает в себя: редукционно-охладительную установку (РОУ) и растопочный сепаратор (РС). В случае *а* дросселирование давления производится за котлом, в случае *б* — внутри котла до перегревателя. В первом случае сепаратор называют выносным, во втором — встроенным. Пар в обоих случаях после растопочного сепаратора идет на прогрев паропроводов питательной воды, избытки пара направляются в конденсатор турбины, а вода после сепаратора сбрасывается в растопочный расширитель на рециркуляцию.

Какова необходимость в дросселировании пара вырабатываемого при растопке. Дело в том, что процессы преобразования в котле по условиям гидравлической устойчивости ведутся при давлениях, близких к рабочим (ниже на 20—30%), в то время как для разогрева турбины необходим пар низких параметров. Отсюда и появилась необходимость в пусковой РОУ.

Растопка прямоточных котлов протекает при расходе питательной воды около 30% номинальной производительности из соображений достаточного охлаждения (ρw) металла трубок и при давлении $^3/_4$ от рабочего. После появления перегретого пара прогревают паропровод и турбину. Необходимая температура для прогрева турбины достигается дросселированием пара перед турбиной. В процессе растопки давление, температура и расход пара перед турбиной постепенно возрастают. Растопочный узел с дросселированием пара за котлом отличается длительностью пуска котла, а следовательно, вызывает большой расход топлива на растопку.

На рис. 29.4,*б* представлена растопочная схема со встроенным сепаратором, расположенным вместе со встроенной задвижкой *8* на паропроводе между парогенерируемыми и перегревательными поверхностями нагрева. В начале растопки задвижка закрыта.

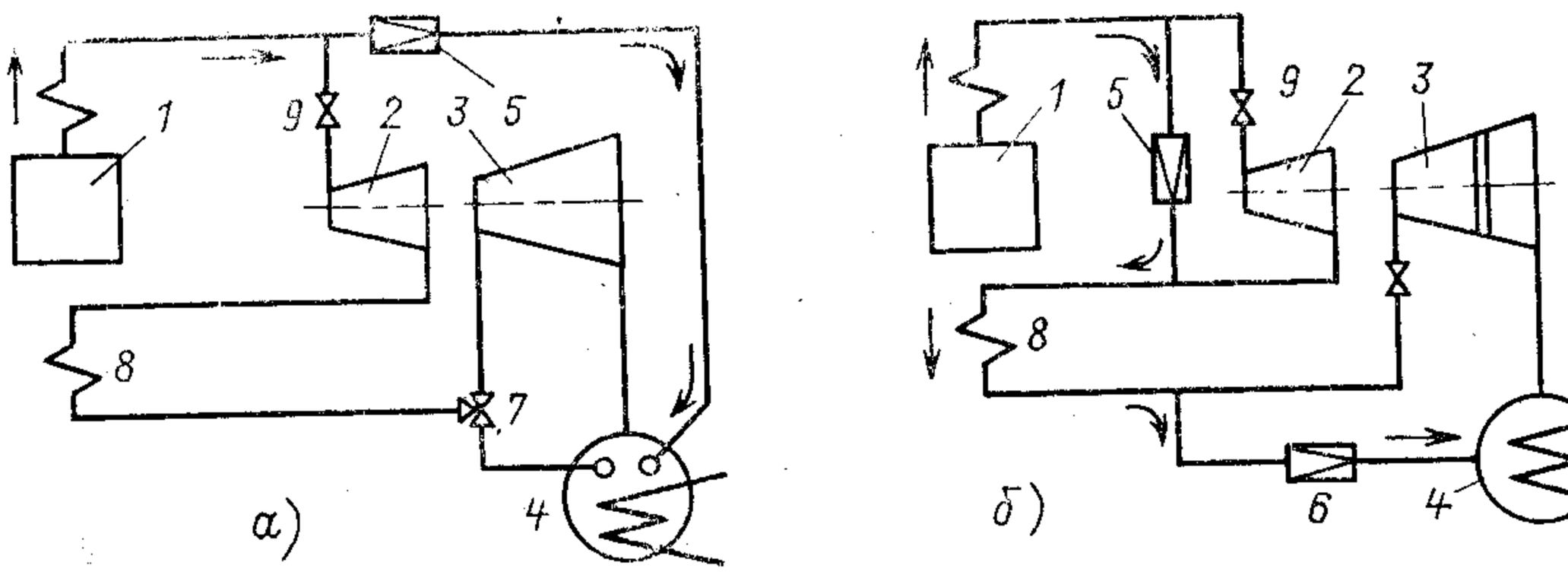


Рис. 29.5. Пусковые схемы энергоблоков:
а — однобайпасная схема; *б* — двухбайпасная; *1* — котел; *2* — ЦВД; *3* — ЦСД и ЦНД; *4* — конденсатор; *5* — БРОУ № 1; *6* — БРОУ № 2; *7* — защитный и сбросной клапан промперегрева; *8* — промперегреватель; *9* — главная паровая задвижка (ГПЗ)

30%-ный расход питательной воды через парогенерирующую поверхность создает питательный насос, затем подогретая вода сбрасывается сепаратором *7* в растопочный расширитель (не показанный на схеме). Для того, чтобы охлаждающая вода не закипела в экранах, вызвав неравномерность распределения двухфазной массы по трубам, давление в котле поднимают прикрытием дроссельного клапана *9*.

От дросселирования перепад давления повышается и горячая вода вскипает в растопочном сепараторе. Образовавшийся при этом пар проходит перегреватель и поступает на турбину. Количество растопочного пара при этом регулируется горением в топке. Итак, встроенный сепаратор *7* позволяет получать пар в необходимом количестве и необходимых параметров для осуществления скользящего режима пуска. Встроенную задвижку устанавливают в такой точке тракта, чтобы перегреватель, расположенный за нею, обеспечил перегрев пара, необходимый при пуске турбины из горячего резерва. При пуске из холодного состояния излишний перегрев пара снимается пусковыми впрысками в главные паропроводы. Подобный режим растопки прямоточного котла называется *сепараторным* (поддерживается до 30% номинальной нагрузки блока).

Кроме пусковых узлов самих прямоточных котлов, имеют место схемы пусковых режимов энергоблоков (рис. 29.5), в которых в основном показаны направления потоков пара при пуске блока.

При растопке некоторое время пар не может быть использован турбиной, поэтому промперегреватель остается без охлаждения, а пар из главного паропровода требуется охладить и сбросить. Далее, при внезапном отключении электрического генератора под нагрузкой прекра-

щается поступление пара в турбину и его требуется сбросить, так как котел должен остаться в работе только с небольшой нагрузкой для обеспечения холостого хода турбогенератора. В этом случае котел за счет тепловой инерции некоторое время продолжает выдавать избыточный пар.

Для этих случаев в пусковых схемах предусмотрены байпасы, позволяющие использовать излишний пар для охлаждения промперегревателя, а конденсат сбросить в конденсатор, хотя бы с потерями теплоты. Быстродействующие редукционно-охладительные установки переключают движение пара в обход турбины и одновременно охлаждают пар для возможности сброса в конденсатор.

Имеются две принципиальные схемы пусковых режимов блока (рис. 29.5): *однобайпасная* и *двухбайпасная.*

В однобайпасной схеме БРОУ байпасируется весь пар в обход турбины и промперегреватель остается без охлаждения. Однобайпасная схема требует установки промперегревателя в зоне температур дымовых газов не выше 800 °С с тем, чтобы промперегреватель не мог остаться без специального охлаждения. Однобайпасная схема повышает надежность и экономичность энергоблока, проста в управлении и хорошо проверена в отечественной практике.

В двухбайпасной схеме БРОУ (рис. 29.5,*б*) излишки вырабатываемого пара пропускаются через БРОУ № 1 (*5*), байпасируют ЦВД, после чего направляются на охлаждение промперегревателя *8*. БРОУ № 2 (*6*) байпасирует пар из ЦСД и ЦНД, который охлаждается и направляется в конденсатор *4*. Двухбайпасная схема дает большие потери теплоты, но зато обеспечивает надежное охлаждение промперегревателя при любой температуре греющих газов.

29.5. ОБСЛУЖИВАНИЕ ПАРОВОГО КОТЛА ВО ВРЕМЯ РАБОТЫ

В настоящее время, как правило, все паровые котлы как малой, так и большой производительности оснащаются ЭВМ, позволяющей получать при желании информацию о работе котла среднюю или разовую за смену и за любой период с помощью автоматических регуляторов, поддерживающих оптимальный заданный по режимной карте воздушный режим котла, температуру свежего и промежуточного пара, уровня воды в барабане и др.

Нижняя граница регулировочного диапазона с номинальными параметрами пара и на проектном топливе составляет для мазута, газа и углей с твердым шлакоудалением 50—60%, для жидкого шлакоудаления 60—75% номинальной нагрузки, технический минимум нагрузки для них соответственно — 30—40%. Управление котлом во время его работы в рабочем диапазоне нагрузок осуществляется автоматически, и только при разгрузке и останове или аварийной ситуации персоналу приходится часто переходить на ручное управление.

Изменение нагрузки барабанных котлов производится одновременным изменением расхода на тягодутьевых машинах и подачи топлива с соответствующей корректировкой подачи питательной воды по импульсу уровня воды в барабане. Для прямоточных котлов это может осуществляться аналогично, но расход питательной воды регулируется по импульсу температуры среды и промежуточной части пароводяного тракта.

В энергоблоках (котел — турбина — генератор) приняты два вариаита регулирования мощности блока: при базовом режиме работы блока нагрузку турбины изменяют в соответствии с производитель-

ностью котла от импульса давления свежего пара; при работе блока в регулировочном режиме сначала изменяется мощность турбогенератора, а по ней уже корректируется производительность котла.

29.6. МЕТОДЫ ЭКСПЛУАТАЦИОННОГО КОНТРОЛЯ ИЗБЫТКОВ ВОЗДУХА

В эксплуатации стремятся выдерживать оптимальный избыток воздуха в топке $\alpha_т^{оп}$, при котором окислителя будет достаточно для полного горения топлива и в то же время будут отсутствовать нерациональные избытки его в дымовых газах. Методов контроля за избытками воздуха при известном составе газов существует много, но на практике наиболее удобными оказались два: кислородный и углекислотный.

При этом *кислородный метод* оказался наиболее надежным и точным. Здесь имеет место прямое определение содержания остаточного кислорода в продуктах горения автоматически— прибором кислородомером, показания которого основаны на магнитных свойствах, присущих кислородным молекулам. Ниже будет дан способ пересчета O_2, определенного кислородомером в процентах, на избыточный воздух. Если пренебречь незначительным ростом объема газов за счет окисления азота топлива, то можно записать

$$O_2 = 21(\alpha - 1)V^0/V_{с.г}, \tag{29.9}$$

а так как

$$O_2 = 21(\alpha - 1)/\alpha, \tag{29.10}$$

окончательно находим кислородную расчетную формулу

$$\alpha = \frac{21}{21 - O_2}, \tag{29.11}$$

которая справедлива для условий полного сгорания и отсутствия влаги воздуха. При неполном сгорании, когда в дымовых газах появляются CO, вводят поправки.

Углекислотный метод основан на знании содержания RO_2, которое определяется хроматографом, и на знании $RO_2^{макс}$ — максимального содержания двуокиси, %. При $\alpha=1$, полиом сгорании и при соотношении $H^р = O^р/8$, т. е. когда весь водород окисляется за счет кислорода, содержащегося в топливе, содержание RO_2^0 можио иайти через объемы сухих газов как $RO_2^{макс}$:

$$RO_2^{макс} = 100V_{RO_2}/V_{с.г} = 21. \tag{29.12}$$

Так как в твердых и жидких топливах $H^р > O^р/8$, то часть водорода $\Delta H^р = H^р - O^р/8$ должиа окислиться за счет кислорода воздуха, а соответствующий ему объем (79 %) азота воздуха перейдет в состав сухих газов, увеличив зиаменатель в (30.12) и тем поиизив $RO_2^{макс}$ меиьше 21 %. Сказаиное иллюстрируется β — топливным коэффициентом, выражение которого для твердых и жидких топлив записывается

$$\beta = 2{,}37\,\frac{H^р - O^р/8}{C^р + 0{,}375S_л}. \tag{29.13}$$

Коэффициент β принимается для твердых топлив 0,04—0,15; мазута 0,3; природных газов 0,75—0,85.

Максимальиое значение RO_2 через β запишется

$$RO_2^{макс} = \frac{21}{1 + \beta}. \tag{29.14}$$

В частном случае, при $\beta=0$, когда числитель в (29.14) превращается в иуль, т. е. при $H^р = O^р/8$ максимальное значение сухих трехатомных газов будет равно 21 %.

В природном газе кислород отсутствует, а водорода больше, чем в твердых и жидких топливах, поэтому $RO_2^{макс}$ для природных газов ниже, чем для твердых и жидких топлив. Для газов искусственных, наоборот, $RO_2^{макс} = 20 \div 21$ % и даже больше из-за наличия в этом топливе углекислого газа $CO_2^т$. Значения $RO_2^{макс}$: для твердых топлив 18—20 %; мазута 16—17%; природиого газа 11—13 %.

На осиовании сказанного выше и имея в виду, что

$$V_{с.г} = V^0_{с.г} + \Delta V_в, \quad а \quad RO_2 = V_{RO_2} \cdot 100 / V^0_{с.г},$$

можио записать

$$RO_2^{макс} / RO_2 = V_{с.г} / V^0_{с.г} = \alpha. \qquad (29.15)$$

Итак, в углекислотной формуле (29.15) значение определяемого в эксплуатации α целиком зависит от точности определения значеиий RO_2 и особенно $RO_2^{макс}$; последиее не стабильно даже для одного и того же топлива. Установление точиого значения $RO_2^{макс}$, усложняется иаличием в минеральной части топлива карбонатов.

Преимущество кислородного метода контроля α по сравнению с углекислотным заключается в независимости избыточного O_2 от изменения в топливе $RO_2^{макс}$, что позволяет наиболее надежно поддерживать в эксплуатации оптимальный режим горения.

29.7. ОСТАНОВ ПАРОВОГО КОТЛА

Останову котла в нормальных условиях всегда предшествует его разгрузка. Подход к разгрузке может быть разным в зависимости от предполагаемой длительности останова. Самые распространенные — остановы на часы ночного провала суточного графика потребления нагрузки. В этом случае из соображений экономии топлива следует принимать меры к сохранению теплового состояния котла на достаточно высоком уровне, для чего в первую очередь следует плотно отключить его *от действия тяги дымовой трубы.* При более длительном останове котла, на праздничные дни или профилактический осмотр, следует максимально использовать аккумулированную теплоту агрегата, например, за счет непродолжительной работы турбогенератора при разгрузке на скользящем давлении свежего пара, а также работы на аккумулированной теплоте после погасания топки. Темп разгрузки барабанных котлов определяется допустимой степенью охлаждения стенки барабана, о чем судят по скорости снижения температуры насыщенного пара (не выше 1,5—2 °С/мин), а прямоточного — динамическими свойствами систем автоматического управления.

С прекращением подачи топлива на все горелки котла прекращается также питание его водой, при этом барабан предварительно подпитывается до верхнего уровня по водоуказательному стеклу. После погасания топки тягодутьевое оборудование оставляют в работе на 10—12 мин для вентиляции газоходов котла от взрывоопасной смеси; барабан периодически подпитывается водой, учитывая показания водоуказательного стекла. При останове в резерв прямоточного котла после прекращения питания водой «консервируют» тракт до встроенной задвижки, для чего закрывают питательный клапан, задвижку и другую арматуру, обеспаривают первичный перегреватель и промперегреватель в конденсатор турбины. На барабанном котле давление постепенно снижают сбросом пара через РОУ, сообразуясь с поддержанием температуры насыщенного пара ниже $\vartheta_{п.п}$. В этом случае конденсация пара в перегревателях будет отсутствовать, что ускорит последующий

пуск котла в работу и повысит его надежность. На барабанном котле промперегреватель обеспаривают подобно прямоточному.

Имеют место аварийные остановы котлов, когда возникает *аварийная ситуация.* Аварийный останов производится технологическими защитами, на блочном щите управления предусмотрена соответствующая световая и звуковая сигнализация.

Котел должен быть аварийно (немедленно) остановлен и отключен в случаях:

1) недопустимого отклонения уровня воды в барабане или прекращения питания прямоточного котла на срок более 30 с;

2) выхода из строя водоуказательных колонок барабанного или расходомеров питательной воды прямоточного котла;

3) прекращения расхода пара через промежуточный перегреватель;

4) недопустимого повышения, а для прямоточного — и снижения давления в котле;

5) разрыва труб пароводяного тракта;

6) погасания факела, взрыва газов в топке и газоходах, загорания горючих отложений в конвективной шахте и ряда других.

В неясных ситуациях от обслуживающего персонала требуется быстрая и самостоятельная ориентировка в сложившейся обстановке, оценка допустимой длительности работы оборудования до появления тяжелых аварийных последствий, принятие правильных мер профилактики. Для развития быстрой ориентации в аварийных ситуациях с обслуживающим персоналом проводят периодически «аварийные игры» на специальных тренажерах и периодическую проверку знаний эксплуатационного персонала.

29.8. МЕРЫ БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ И ЭКСПЛУАТАЦИИ ПАРОВЫХ КОТЛОВ

Взрывы паровых котлов

Паровые котлы с момента их появления считались аппаратами взрывоопасными, и поэтому создавались независимые государственные инспекции по надзору за их изготовлением и эксплуатацией. В СССР эти функции возложены на Государственный комитет СССР по надзору за безопасным ведением работ в промышленности и горному надзору под общим наименованием «Госгортехнадзор СССР», его требования являются обязательными для всех котлостроительных заводов страны и всех организаций, эксплуатирующих паровые котлы от самых малых и до самых больших.

Основную опасность у парового котла представляет его взрыв. Под взрывом имеют в виду такое нарушение плотности стенки котла, при котором давление внутри его мгновенно выравнивается с атмосферным.

Источником разрушительной силы взрыва парового котла служит теплота воды, выделенная в результате падения давления в момент разрыва стенки сосуда (барабана, коллектора и др.). Мгновенно образовавшийся за счет выделенной теплоты пар, расширяясь, производит большие разрушения.

Вот почему предъявляются высокие требования к взрывоопасности паровых котлов во всех стадиях: проектирования, выбора металла, механического расчета на прочность, заводского изготовления и контроля, качества монтажа, наконец, эксплуатации.

Основные требования Госгортехнадзора СССР к производству паровых котлов

Правилами Госгортехнадзора СССР для изготовления котлов и их элемеитов регламентируются марки сталей и расчет на прочность деталей, работающих под давле-

ием, производится по нормативам, утверждениым Госгортехнадзором СССР. Каждый котел и отдельно устанавливаемые перегреватель или экономайзер должны поставляться заводом-изготовителем заказчику с паспортом и инструкцией по монтажу и эксплуатации.

Конструкция котла должна обеспечивать возможность равномерного прогрева его элементов при растопке и нормальном режиме работы, а также возможность свободного теплового расширения отдельных элементов.

Паровые котлы оборудуются предохранительными клапанами (см. гл. 25), задача которых заключается в том, чтобы не допустить повышения давления в барабане или на выходе пара из прямоточного котла больше чем на 10 % сверх расчетного. Клапаны выполняют диаметром от 25 до 150 мм, по конструкции *рычажными* с грузом, *пружинными* и *импульсными*. Места установки предохраиительных клапанов такие: на прямоточных агрегатах — иа выходном коллекторе перегретого пара, на котлах с естественной циркуляцией — половина (по массе пропускаемого пара) иа барабане, половина на выходиом коллекторе перегревателя. Задача последних — в защите поверхностей нагрева перегревателя от пережога при сбросе нагрузки турбогенератором.

В энергоблоках с промперегревом предохранительные клапаны устанавливают на паропроводах после ЦВД на пропуск не менее 50 % промежуточного пара. Половина всех установленных предохранительных клапанов должна быть *контрольными*, закрытыми кожухами, недоступными для персонала при эксплуатации котла, но с возможностью периодической проверки их работы. Отвод сбросного пара от клапанов должен быть выполнеи за пределы котельной, так чтобы не было опасности травмнрования людей. Ниже дана расчетная формула, по которой можно рассчитать диаметр клапана или их количество,

$$d = A\sqrt{\frac{Q}{r\rho n\sqrt{T}}}, \qquad (29.16)$$

где d — внутренний диаметр седла клапана, см; Q — тепловая мощность котла, Дж/ч; r — теплота парообразования, Дж/кг; ρ — плотность пара, кг/м^3; n — число предохранительных клапанов на котел (не должно быть меньше двух); T — абсолютная температура пара, К; A — коэффициент, зависящий от конструкции предохранительных клапанов (неполноподъемные или полноподъемные) и от роли теплоносителя, колеблется примерно от 1 до 2,2.

Кроме предохранительных клапанов по пару, котлы с камерными и шахтными топками со стороны продуктов сгорания снабжаются взрывными клапанами, устанавливаемыми вверху топки и вверху конвективных газоходов, поскольку здесь могут скапливаться легкие взрывоопасные газы пирогенного разложения топлива.

Взрывные клапаны не устанавливают только в двух случаях: на котлах с наддувом и на агрегатах башенного типа. Конструкция клапанов проста в устройстве и надежна в работе — это откидная вверх тарелка с уплотнением на шарнирах. После выпуска газов, создавших избыточное давление в газоходе, клапан возвращается на место за счет собственного веса или пружины. На каждом из рекомендуемых ниже мест установки суммарное живое сечение взрывных клапанов не должно быть меньше 0,4 м^2 — в обмуровке топки, экономайзере, последнем газоходе котла и золоуловителе. Все же следует отметить случаи разрушения наружных ограждений котла от сильных взрывов горючих газов в газоходах даже при наличии предохранительных взрывных клапанов, поэтому прочностной расчет наружных ограждений проводится на превышение давления в 3000 Па.

Каждая котельная снабжается системой питательных насосов; у энергоблоков насосная индивидуальная для каждого котла. Число и производительность насосов выбираются такими, чтобы при остановке любого насоса обеспечивалась работа всех котлов при номинальной их производительности. Кроме того, должны быть установлены резерв-

ные питательные насосы с паровым приводом на производительность 50% всех котлов. Для блоков 300 МВт и больше в качестве рабочих используются насосы с турбоприводом.

Основные требования Гостехнадзора СССР к эксплуатации паровых котлов

Для осуществления контроля за состоянием котла производится техническое освидетельствование котла после окончания монтажа и устанавливаются даты освидетельствования его в эксплуатации. Форм технического освидетельствования две: внутренний осмотр — не реже 1 раза в 4 года и гидравлическое испытание — 1 раз в 8 лет. Пробное гидравлическое давление — 125% рабочего для $p_{раб} > 0{,}5$ МПа, а для меньших рабочих давлений — 150%.

В котельном зале должны быть созданы нормальные *комфортные условия* труда. Помещения котельной оборудуются отоплением и местной вентиляцией, поддерживающими температуру окружающей среды, в зоне постоянного пребывания обслуживающего персонала: зимой не ниже 12 °С, летом не более 10 °С выше температуры наружного атмосферного воздуха в тени. Наружные нагретые элементы котла (газоходы, воздуховоды, паропроводы и т. д.) покрывают тепловой изоляцией, которая рассчитывается на поддержание наружной температуры ее не более чем на 30 °С выше средней температуры помещения. Лестницы и площадки должны обеспечивать доступ ко всем элементам, требующим постоянного надзора. Лестницы выполняют шириной не менее 600 мм, с углом наклона не более 50°, с высотой ступеней не более 200 мм, с перилами удобной высоты. Все площадки ограждают перилами высотой 1 м, внизу на 150—200 мм зашивают металлической сеткой или листом, а площадки желательно выполнять из рифленки. Нормируется ширина свободных проходов вдоль фронта и между котлами. При всех внутренних осмотрах и ремонтах агрегата необходимо пользоваться переносными лампочками на напряжение не выше 12 В.

ГЛАВА ТРИДЦАТАЯ

ЗАЩИТА БИОСФЕРЫ

30.1. ВЫБРОСЫ ВРЕДНЫХ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ В АТМОСФЕРУ

Биосфера как внешняя оболочка Земли, занятая совокупностью всех живых организмов, составляет *покров планеты*, включающий в себя атмосферу, почву и океаны. В результате преобразующей деятельности человечества (индустриализация, развитие сельского хозяйства, урбанизация городов) в биосферу вносятся новые, несвойственные ей вещества, многие из которых оказываются физиологически активными и вредными. Необходимо сохранять в чистоте эту среду для грядущих поколений, ибо деятельность человечества приводит в ряде случаев к нежелательным для природы последствиям. К вредным веществам следует отнести и некоторые отходы процессов преобразования химической энергии топлива (горения) на тепловых электростанциях. Это в первую очередь выбросы в атмосферу продуктов сгорания органического топлива:

а) сернистых соединений, в первую очередь *сернистого ангидрида* SO_2, который образуется при горении серы топлива. При высоких температурах и наличии избытка воздуха SO_2 частично доокисляется в *серный ангидрид* SO_3. Выброс сернистых соединений, в основном SO_2, через дымовые трубы составляет сотни миллионов тонн в год. Наличие сернистых соединений в атмосфере губительно для растительного и животного мира;

б) токсичных *окислов азота* NO_x, которых выбрасывается примерно вполовину меньше, чем сернистых соединений;

в) *углекислого газа* CO_2, который, как и все трехатомные газы, создает парниковый эффект, пропуская к Земле солнечную радиацию, но не давая обратного выхода инфракрасному (тепловому) излучению;

г) *окиси углерода* CO (угарный газ), который появляется при химическом недожоге органического топлива и является очень токсичным;

д) канцерогенного вещества — *бенз(а)пирена* $C_{20}H_{12}$;

е) *летучей золы* с механическим недожогом, которые способствуют росту отражения солнечных лучей обратно в Космос, что понижает температуру атмосферы.

При работе паровых котлов в водоемы сбрасываются сточные воды после промывок котлов, после мокрых золоуловителей, из системы гидрозолоудаления, растворы после регенерации ионитовых фильтров. Кроме того, при эксплуатации АЭС возможны выбросы радиоактивных аэрозолей и утечки вод, содержащих активность.

Снижение или полное прекращение экологически вредных производственных сбросов требует изменения производственной психологии инженера, который должен хорошо знать, как его предприятие влияет на окружающую среду. Инженерным идеалом должно стать *замкнутое, безотдохное и безвредное производство.*

Содержание серы в рабочем топливе обычно колеблется от 0 до 3,5%; при содержании серы до 0,5% влияние на биосферу практически не наблюдается. При высоком содержании серы, а главное при наличии атомарного кислорода в топке и температуре выше 1550 °С возможно образование *серного ангидрида* (SO_3), низкотемпературной коррозии поверхностей нагрева котла, газоходов и дымовой трубы. SO_3 — окисел неустойчивый и с водой легко образует H_2SO_4. Наличие серной кислоты в дымовых газах вызывает низкотемпературную коррозию поверхностей нагрева котла, дымоходов и металлических конструкций дымовой трубы, а также приносит вред флоре и фауне.

Сократить существенно выбросы двуокиси серы на электростанциях можно, выполняя такие мероприятия:

предварительное извлечение серы механическим или химическим обогащением топлив на специализированных предприятиях;

связывание окислов серы в процессе сжигания топлива в кипящем слое (см. § 7.4);

очистка дымовых газов от SO_2 химическим путем.

Все эти способы требуют больших капитальных вложений, усложняют эксплуатацию и вызывают сооружение рядом с котельным цехом дорогого и сложного химического цеха.

Окись углерода CO, попадая в живой организм, отнимает кислород и быстро разлагает кровь. Причина этого — нехватка кислорода для полного окисления углерода в CO_2. Реакция сопровождается появлением сажи, окрашивающей выходящие из дымовой трубы газы в серый и даже черный цвет. Режимные меры в эксплуатации сводятся к поддержанию оптимального избытка воздуха.

Окись азота NO_x при горении топлив имеет две степени окисления: NO и NO_2. Двуокись азота сильно токсична, бурого, временами оранжевого цвета, образуется за счет доокисления NO при длительном пребывании в зоне высоких температур топки. NO_x имеет двойное происхождение: в первую очередь реагирует азот, заключенный в веществе топлива, и дает «топливные окислы» азота, но основная масса окисл в азота образуется за счет окисления газообразного N_2. Эти окислы

называют «тепловыми», так как основную роль в их образовании играет высокий уровень температур в зоне горения. По Я. Б. Зельдовичу процесс окисления газообразного N_2 протекает так: $N_2+O_2 \rightleftarrows 2NO-825$ кДж и имеет сложный цепной характер. Основную интенсифицирующую роль в окислении азота играют образование атомарного кислорода при высокой температуре (выше 1550°С), высокая концентрация кислорода и длительное время пребывания горючих в зоне горения. Отсюда вытекают конструктивные и эксплуатационные меры по борьбе с интенсивным образованием окислов азота:

а) поддержание температуры в зоне активного горения топлива не выше 1500—1550 °С за счет регулирования степени рециркуляции дымовых газов в факел и других мероприятий;

б) поддержание на невысоком уровне избытков воздуха в горелках (1,0—1,05);

в) сокращение до минимума времени пребывания топлива в зоне максимальных температур топки за счет организации соответствующей аэродинамики в топке.

Считается, что в топках котлов основная масса (95—99%) окислов азота падает на NO и только 1—5% на NO_2. Содержание окислов азота в дымовых газах колеблется от 0 до 1 г/м³.

В последние годы за рубежом и в СССР появились два перспективных направления для подавления образования NO_x. Это организация ступенчатого горения и применение специальных горелок. Оба мероприятия в основном направлены на организацию горения при сниженных избытках воздуха и температуры горения. Так, при двухступенчатом горении углей это достигается путем подачи третичного воздуха через особые сопла, располагаемые выше ядра горения или отключения по топливу верхнего яруса горелок. Эти мероприятия снижают температуру в активной зоне горения и избытки воздуха. У горелок с уменьшенным выходом окислов азота это достигается путем улучшения смесеобразования горючего с окислителем, за счет устройства двойных закручивающих регистров (США), за счет подачи топлива с повышенной концентрацией по одним соплам и с пониженной — по другим (Япония). Совершенствование топочного процесса и модернизированные горелки позволили на практике в отдельных случаях снизить выбросы окислов азота при сжигании твердого топлива в 2 раза с 0,8—0,9 до 0,4—0,5%.

При сгорании топлив, особенно богатых углеводородами, как, например, мазута с низкими избытками воздуха и плохо организованным контактом топлива с воздухом, в продуктах сгорания обнаруживаются токсичные тяжелые углеводороды, основное место среди которых занимает бенз(а)пирен. На наличие бенз(а)пирена — очень токсичного твердого вещества — было обращено внимание теплоэнергетиков в 70-х годах, и для борьбы с ним стремятся организовать полный выжиг горючих газов в топливе. Количество бенз(а)пирена в дымовых газах колеблется в широком диапазоне — от 0 до 100 мкг/100 м³.

Паросиловые установки, работающие на твердом и особенно на пылевидном топливе, запыляют атмосферу в основном летучей золой и отчасти коксовым остатком в механическом недожоге. Для снижения вредного их воздействия на живые организмы применяется самый простой, но не самый разумный метод — токсичные газы и зола рассеиваются на большом радиусе вокруг электростанций, из высоких дымовых труб. Рассеивание в атмосфере выбросов из дымовых труб нормировано *предельно допустимыми концентрациями* (ПДК) содержания вредностей в атмосферном воздухе, замеряемых на уровне (1,5 м) дыха-

На рис. 30.3 показан инерционный сепаратор в виде батарейного циклона. Чем меньше диаметр циклона (см. сепарационный элемент на рис. 30.3,*а*), тем выше КПД очистки. Обычно диаметр его принимают 150—250 мм. В одну батарею (рис. 30.3,*б*) набирают до нескольких сотен элементов, входная скорость дымовых газов в циклоны поддержнвается на уровне 10—20 м/с, гидравлическое сопротивление 400—700 Па.

В мокрый золоуловитель типа «центробежный скруббер-золоуловитель» (рнс. 30.4) газы подают тангенциально в нижнюю часть колонны, вода через ряд сопл по окружности колонны также тангенциально подается в верхнюю часть. Зола прижимается к пленке воды и вместе с ней через дренаж удаляется. Так как в воде образуются слабые концентрации кислот, то скруббер изнутри покрывается тонким слоем свинца

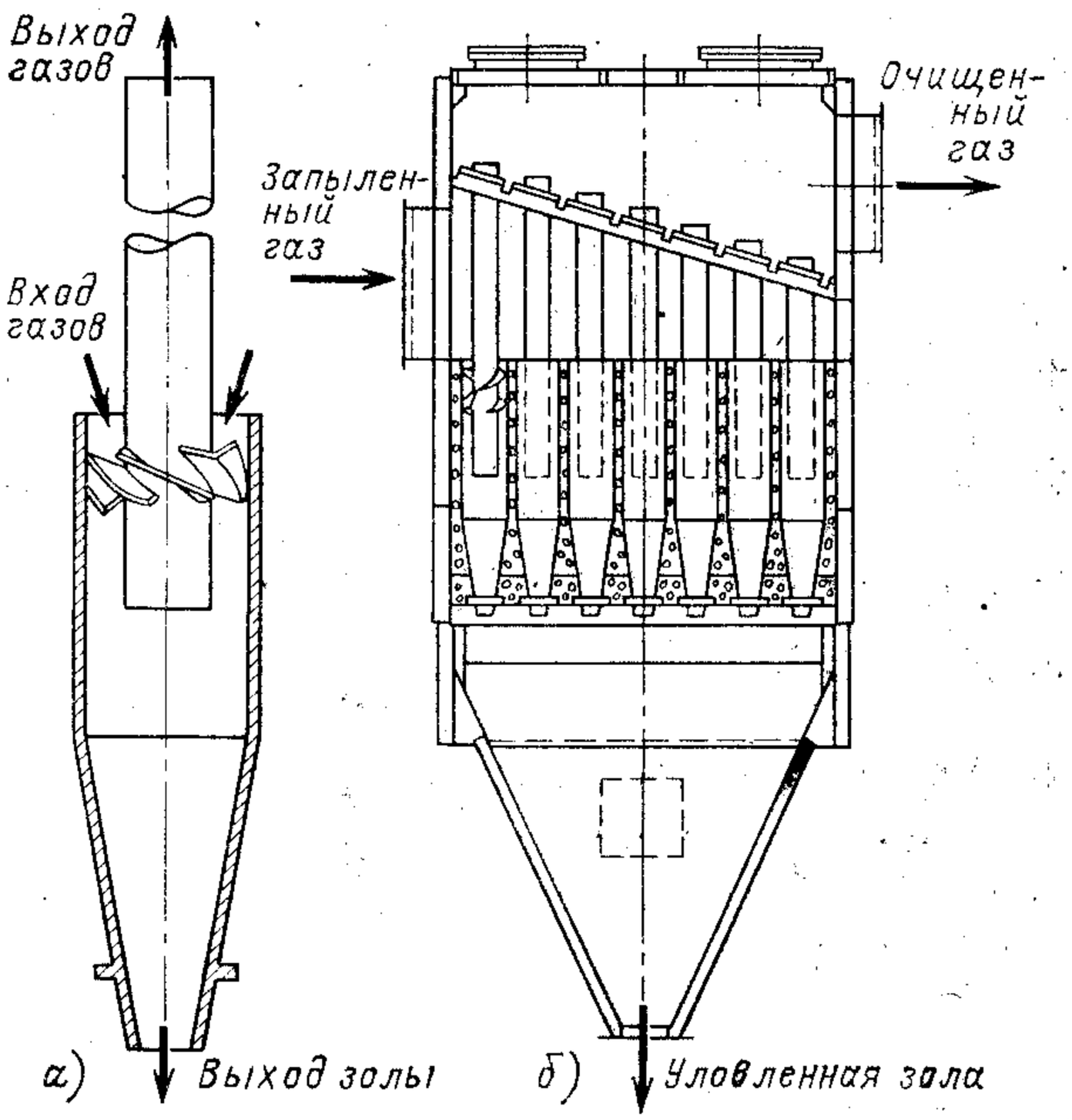


Рис. 30.3. Инерционный батарейный циклон-золоуловитель

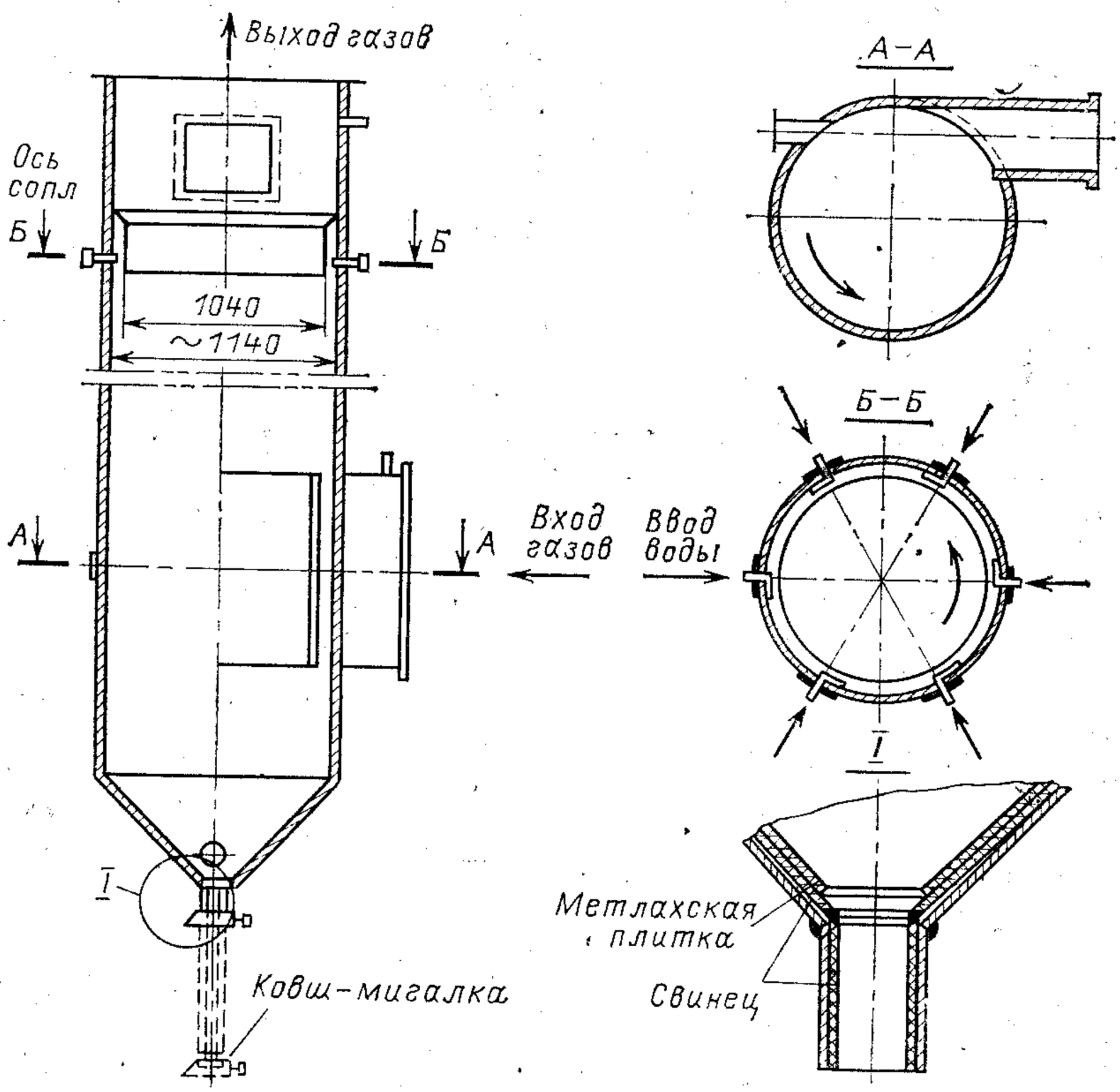


Рис. 30.4. Центробежный скруббер-золоуловитель

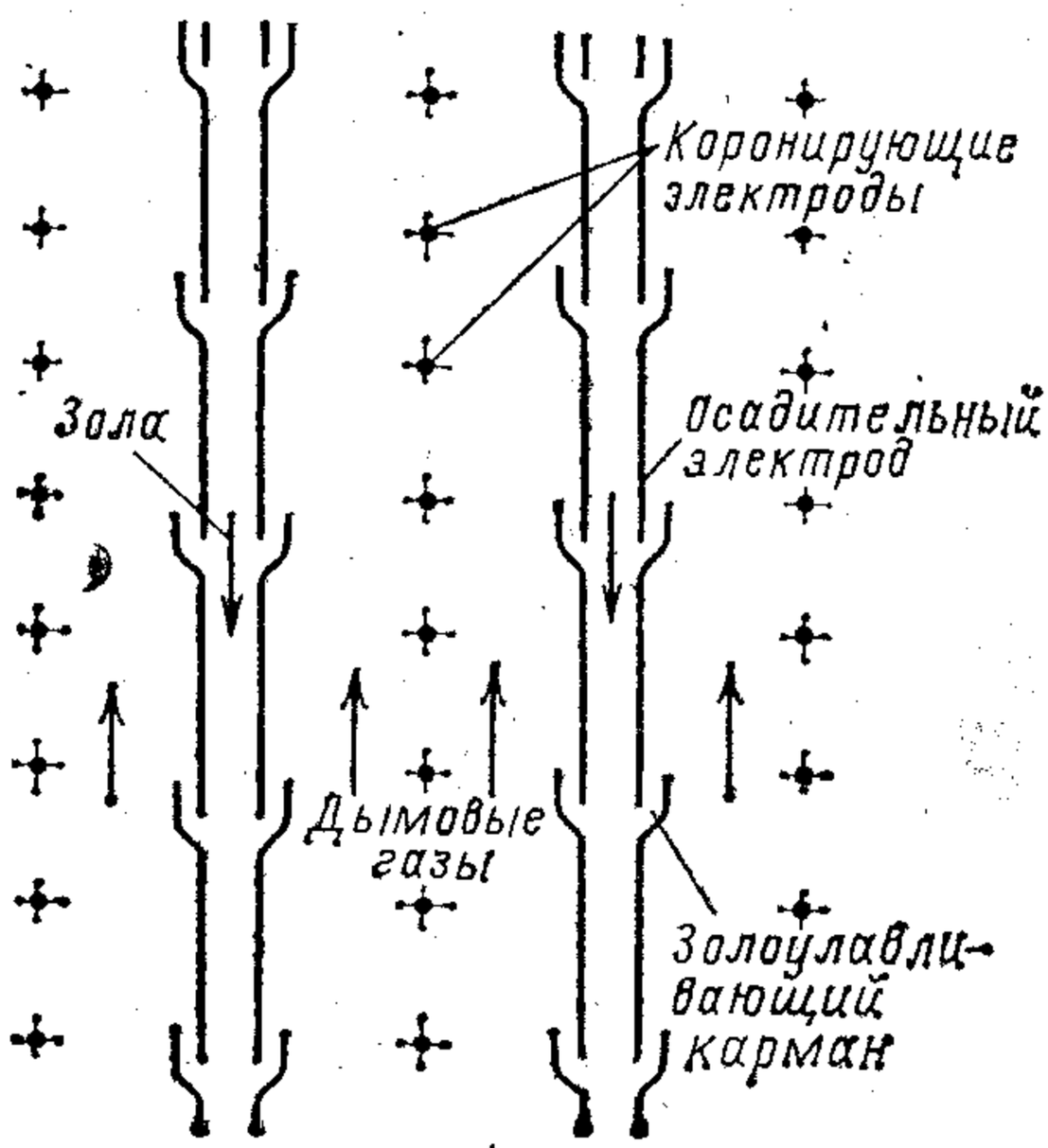


Рис. 30.5. Элемент вертикального пластинчатого электрофильтра

и керамической плиткой. Во входной части для газа иногда помещается пружковая смачиваемая водой решетка. Недостатки скруббе-ров в основном кроются в кислотности дренируемой из них смываемой воды, требующей организации особой нейтрализующей очистки; наблюдается значительная коррозия, а также накопление твердых отложений на внутренних элементах скруббера.

На рис. 30.5 представлена принципиальная схема работы золоулавливающего элемента электрофильтра. Электрофильтр устанавливается вертикально или горизонтальио в газоходе котла перед дымососом для защиты лопаток от эрозии. Электрофильтр состоит из электродов осадительных и коронирующих, которые выполнены из легированной проволоки. На электроды подается напряжение постоянного тока (напряжение 50—70 кВ, сила тока 10—50 мА): на осадительный знак — плюс, на коронирующий — минус. Удельный расход электроэнергии сравнительно невысок: 0,2—0,3 кВт·ч на 1 т пара. Золовые и углеродные частички, несущиеся с потоком дымовых газов, получают от короны проволоки отрицательный заряд и притягиваются положительно заряженной пластиной осадительного электрода. Отдав заряд, частица падает в карман и затем в золовой бункер, откуда может быть в сухом виде вывезена для использования в строительстве как заменитель или добавок к цементу. Некоторая часть летучей золы прилипает к обоим электродам, и ее удаляют периодическим встряхиванием. При встряхивании секцию отключают по газу и по электропитанию.

Электрофильтры часто выполняют комбинированными, когда первая часть составлена из батарейных инерционных сепараторов для улавливания крупных фракций, а вторая — электрофильтр для осаждения мелких фракций. В комбинированной конструкции особенно высок и устойчив коэффициент очистки.

30.3. ОБЕЗВРЕЖИВАНИЕ СТОЧНЫХ ВОД ТЭС

Сброс загрязненных сточных вод после предпусковых и эксплуатационных химических промывок (§ 20.5) и консерваций оборудования заставляет создавать на ТЭС систему химической очистки сточных вод. На угольных ТЭС имеется значительный сток технической воды, это — система гидрошлакозолоудаления (ГЗУ). Вода ГЗУ, имея почти постоянный расход и высокую щелочность, фильтруется в почву и по подземным водотокам распространяется и непрерывно подщелачивает почву. Часть щелочной воды ГЗУ нейтрализуется подкисленной сбросной промывочной водой, остальная поступает в систему химической очистки сточных вод.

Благодаря наличию в оборотных системах ГЗУ золоотстойников с большой площадью (см. рис. 9.15) вода осветляется и возвращается в систему рециркуляции в количестве более 50%. Если к ней добавлять подкисленную сточную воду химических промывок, то в системе шлакозолоудаления окажется почти нейтральная вода, что явится простым способом частичной нейтрализации на ТЭС сточных вод, как кислотных, так и щелочных.

Для газомазутных котельных, не имеющих системы гидрозолоудаления, вся отмывочиая вода подвергается очистке. Так как поступление отмывочиой воды иеравно-

мерно, то ее собирают в бак-усреднитель, объем которого равей объему стока одной промывки, а производительность химической очистки сточных вод проектируют на равномерную постоянную работу.

Регенерация катионитовых фильтров на ТЭС производится серной кислотой, в анионитовых — растворами едкого натра. После регенерации первые порции промывочных вод сливают в бак-нейтрализатор, откуда после завершения нейтрализации вся жидкость постепенно сливается в промливневые стоки.

30.4. РАДИОАКТИВНЫЕ ОТХОДЫ

Необходимо иметь в виду, что и обычные ТЭС наряду с общеизвестными выбросами, о чем было сказано выше, выбрасывают с дымовыми газами радиоактивные изотопы, содержащиеся в ископаемом топливе, например, калия и урана. При сжигании некоторых топлив (прибалтийских сланцев и пр.) радиоактивность выбросов с дымовыми газами сопоставима с выбросами АЭС.

При работе АЭС образуются три вида радиоактивных отходов: твердые, жидкие и газообразные. Твердыми отходами АЭС являются части демонтированного оборудования, отработанные фильтры, мусор и др. Так как все это подлежит *захоронению,* то для уменьшения объема предварительно сжигается или спрессовывается. Жидкими отходами АЭС являются кубовые остатки после выпарки радиоактивных вод, дезактивационные растворы и т. п. Все выбрасываемые в атмосферу радиоактивные газовоздушные потоки технологического и вентиляционного происхождения подвергают тщательной очистке, прежде чем рассеять их через высокие вентиляционные трубы. Очистка в основном заключается в следующем. Радиоактивные газы вместе с инертными газами (N_2) подаются компрессором при давлении 1 МПа в газгольдеры для кратковременной (несколько часов) выдержки. Благодаря небольшому периоду полураспада у инертных газов радиоактивные газы распадаются, образуя *малоактивные аэрозоли.*

Располагаемые средства предотвращения выбросов активных продуктов распада в атмосферу и водоемы дают возможность иметь в расположении АЭС воздух чище, чем в районе ТЭС той же мощности на каменном угле.

Слабая интенсивность загрязнения окружающей среды радиоактивными отходами объясняется небольшим их периодом полураспада, однако имеются в некотором количестве и долгоживущие изотопы с полураспадом больше 10 лет, кроме того, надо иметь в виду накапливающееся действие радиации, могущее проявляться на живых организмах только через несколько поколений.

В настоящее время действуют санитарные правила проектирования атомных электростанций, в которых установлены единые, предельно допустимые выбросы (ПДВ). Практика эксплуатации АЭС показала, что реальные выбросы в десятки и даже сотни раз ниже ПДВ, установленных санитарными правилами.

РАЗДЕЛ XI

ГЕНЕРАЦИЯ ПАРА НА АЭС

ГЛАВА ТРИДЦАТЬ ПЕРВАЯ

ПАРОПРОИЗВОДЯЩИЕ АГРЕГАТЫ АЭС

31.1. МЕТОДЫ ГЕНЕРАЦИИ ВОДЯНОГО ПАРА НА АЭС

Водяной пар на атомных электростанциях вырабатывается в водоохлаждаемых ядерных реакторах кипящего типа или в теплообменниках — парогенераторах. Теплоноситель в парогенераторах передает по-

лученную в реакторе теплоту рабочей среде — воде, из которой образуется пар. В качестве теплоносителя на АЭС используют воду, газ (He, CO_2 и др.) или жидкий металл Na.

Тепловая схема АЭС зависит от типа установленных на ней реакторов и теплоносителя, воспринимающего теплоту при делении ядерного горючего. Различают одно-, двух- и трехконтурные схемы. При одноконтурной схеме на турбину подается пар, полученный непосредственно в ядерном реакторе. В парогенераторах двухконтурных АЭС теплоносителем является вода или газ. Теплоносителем реакторов на быстрых нейтронах является жидкий металл, который активируется в реакторе. Поэтому для повышения безопасности эксплуатации парогенератора АЭС с такими реакторами тепловую схему выполняют трехконтурной — с двумя последовательно включенными теплообменниками. В первом теплообменнике радиоактивный жидкий металл передает теплоту промежуточному теплоносителю — жидкому металлу, имеющему давление большее, чем жидкий металл в первом контуре. Во втором теплообменнике — парогенераторе теплота промежуточного теплоносителя используется для получения из рабочего тела — воды водяного пара.

31.2. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ АЭС

Одноконтурная схема АЭС

Одноконтурная схема АЭС с кипящим реактором канального типа показана на рис. 31.1. Из рисунка видно, что схема включает в себя все элементы, характерные для ТЭС, кроме парового котла, роль которого в качестве производителя пара выполняет атомный реактор.

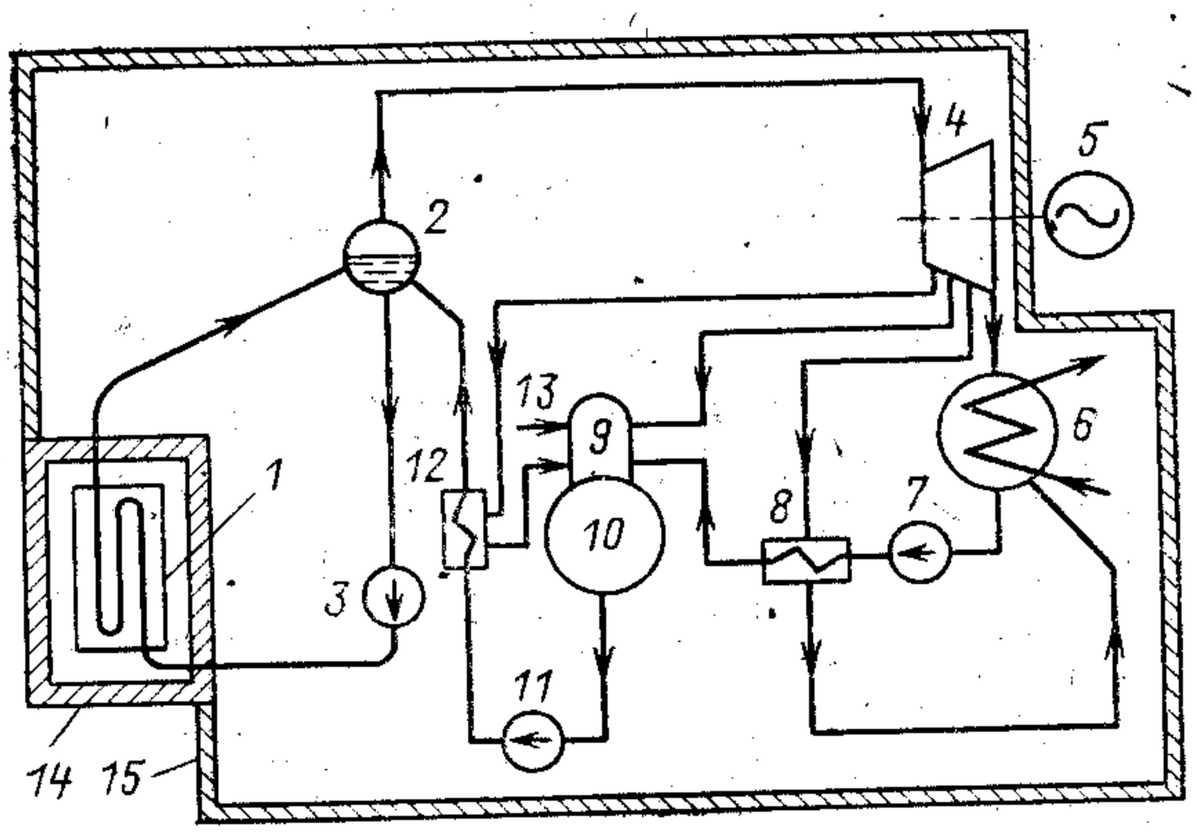


Рис. 31.1. Одноконтурная тепловая АЭС:

1 — реактор; *2* — барабан-сепаратор; *3* — главный циркуляционный насос (ГЦН); *4* — паровая турбина на насыщенном паре; *5* — электрический генератор; *6* — кондеисатор; *7* — конденсатный насос; *8*—подогреватель питательной воды низкого давления; *9* — деаэратор; *10* — бак деаэрированной воды; *11* — питательный насос; *12* — подогреватель высокого давления; *13* — добавок химочищенной воды; *14* — биологическая защита канального реактора; *15*—биологическая защита паротурбинного пароводяного контура

Полученный в реакторе насыщенный или перегретый пар, который при одноконтурной схеме подается непосредственно на турбину, имеет наведенную радиоактивность. Поэтому на АЭС не только реактор окружен биологической защитой *14*, но и все оборудование пароводяного тракта размещено внутри биологической защиты *15*.

Двухконтурная схема АЭС

В двухконтурных схемах АЭС производство пара осуществляется в парогенераторе. Теплота для подогрева и испарения воды, а иногда и перегрева пара вносится теплоносителем, который для реактора является охлаждающей средой, а для парогенератора греющей.

На рис. 31.2 показана двухконтурная схема АЭС с водо-водяным энергетическим реактором (ВВЭР) корпусного типа *1*, парогенератором *2*, главным циркуляционным насосом *3* и компенсатором объема *4*. Второй контур, заполненный простой водой и паром, по устройству и эксплуатации ничем не отличается от принятой тепловой схемы любой ТЭС. Оборудование второго контура вместе с главным трубопроводом составляет так называемую *циркуляционную петлю*, которых у реактора бывает несколько. Так, при электрической мощности реактора 1000 МВт и мощности парогенератора 250 МПа реактор имеет четыре петли.

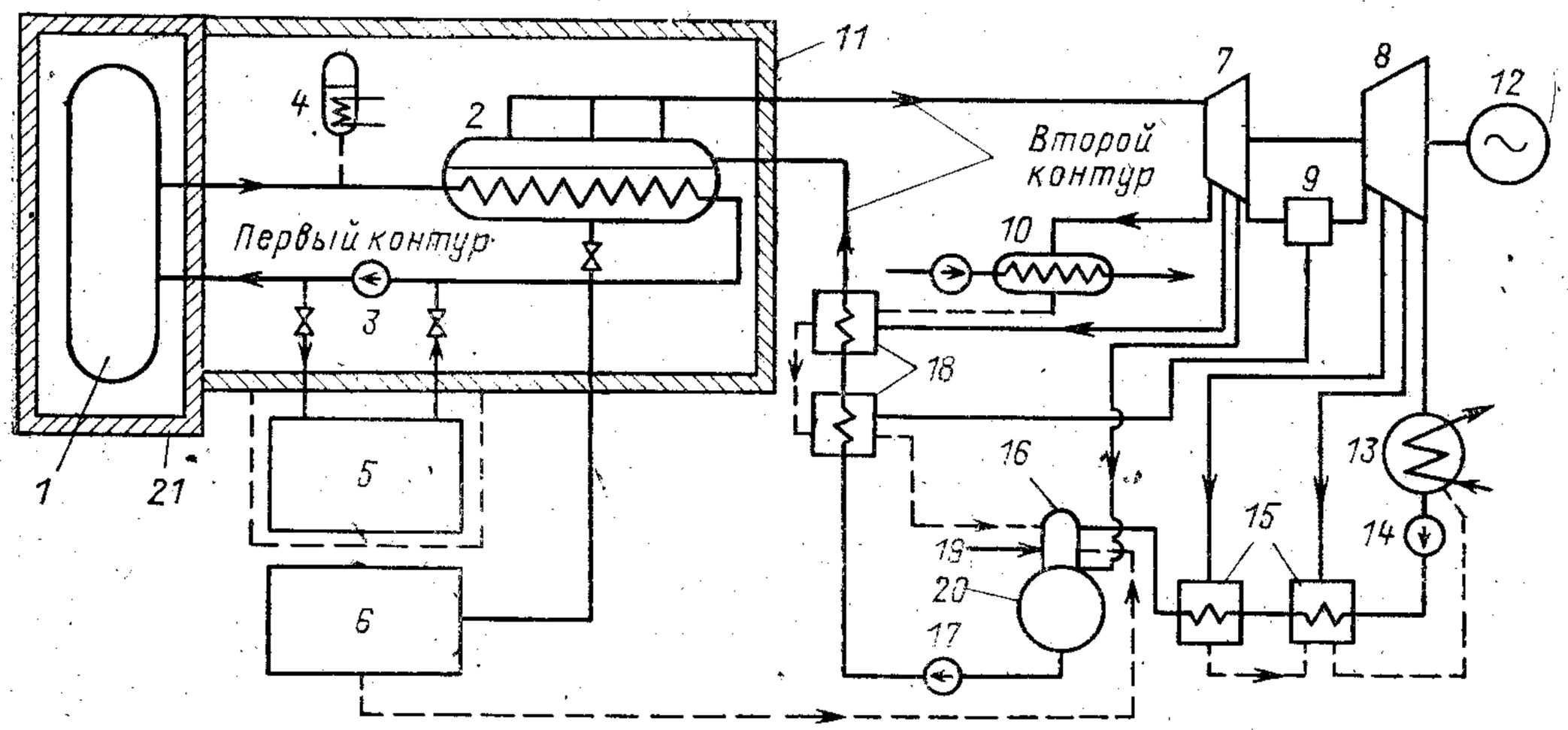


Рис. 31.2. Двухконтурная тепловая схема АЭС с водным теплоносителем:

1 — корпусной реактор; *2* — парогенератор; *3* — главный циркуляционный насос; *4* — компенсатор объема; *5* — ионообменные фильтры; *6* — устройства по использованию теплоты и продувочной воды; *7* — цилиндр высокого давления паровой турбины; *8* — цилиндр низкого давления; *9* — сепаратор пара или СПП (сепаратор-пароперегреватель); *10* — сетевой теплофикационный подогреватель воды; *11* — биологическая защита у парогенератора; *12* — электрический генератор; *13* — конденсатор; *14* — конденсатный насос; *15* — подогреватели низкого давления; *16* — деаэратор; *17* — питательный насос; *18* — подогреватели высокого давления; *19* — добавок химочищенной воды; *20* — бак деаэрированной воды; *21* — биологическая защита реактора

Компенсаторы объема *4* необходимы только в реакторах, охлаждаемых водой под давлением. В реакторах кипящего типа их роль выполняет паровой объем. Назначение системы компенсации объема заключается в компенсации температурных изменений объема воды, заполняющей первый контур. Таким образом компенсаторы объема позволяют поддерживать постоянное давление в контуре реактора как в нормальной работе, так и при пусках реакторной установки и аварийных режимах. В изображенной на рис. 31.2 схеме показаны два продувочных устройства — реактора и парогенератора. Продувочная вода реактора проходит очистку на ионообменных фильтрах и возвращается обратно в контур теплоносителя, продувочная вода ПГ после термической и химической обработки возвращается в свой (второй) контур в виде добавки в деаэратор.

Второй контур включает паровую турбину с конденсатором и два тракта водяных — конденсатный и питательный. Конденсатный тракт включает в себя трубопроводы конденсационные с элементами: конденсатный насос, подогреватели низкого давления и деаэратор; питательный тракт состоит из трубопроводов питательной воды, линии насоса и подогревателей высокого давления.

Если паровая турбина работает не на перегретом, а на насыщенном паре, то между цилиндрами высокого давления ЦВД и низкого дав-

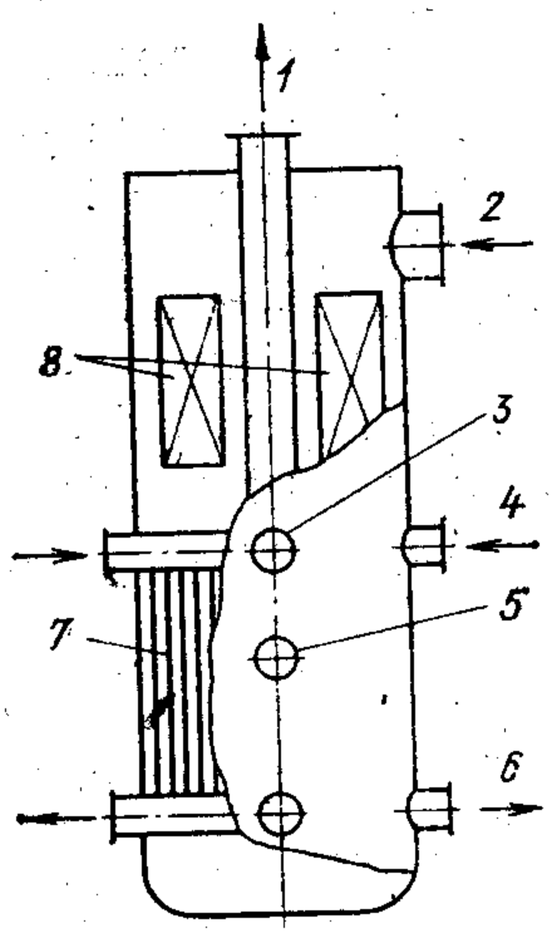


Рис. 31.3. Устройство сепаратора-пароперегревателя (СПП):

1 — подача перегретого пара на ЦНД; *2* — подвод влажного пара от ЦВД; *3* — подвод греющего пара к первой ступени перегрева; *4* — то же второй ступени; *5* — вывод конденсата из первой ступени перегрева; *6* — то же второй ступени; *7* — поверхность нагрева перегревателя; *8* — сепаратор

ления ЦНД устанавливают *сепаратор-пароперегреватель* СПП *9*, в котором последовательно осуществляется механическая сепарация пара, а затем его небольшой промежуточный перегрев за счет теплоты свежего пара, отбираемого перед ЦВД турбины (рис. 31.3). Необходимость установки СПП объясняется недопустимостью работы проточной части турбины на паре влажностью выше 12—13% из-за эрозии лопаток.

Конденсационная турбина работает с довольно глубоким вакуумом в последних ступенях и в конденсаторе, что объясняется стремлением к повышению термического КПД. В паротурбинных установках имеют место основные потери теплоты (до 50%) конденсационной электрической станции, связанные с конденсацией пара охлаждающей водой. Поэтому появился *регенеративный цикл* использования теплоты, заключенной в паре; когда часть пара после частичного расширения его на лопатках турбины выводят через особые отборы на полное использование заключенного в нем тепла. Теплота отработанного пара регенеративных отборов турбины, таким образом, не теряется в конденсаторе с охлаждающей водой, а сохраняется на электростанции, т. е. *регенерируется*. Регенеративный подогрев питательной воды, подогрев паром отбора отопительных сетевых подогревателей *10*, горячее водоснабжение и другие подобные мероприятия, снижающие пропуск пара через конденсатор турбины, заметно повышают термический КПД электростанции.

В двухконтурных схемах давление водного теплоносителя выбирается из следующих посылок. Передача теплоты требует перепада температур между теплоносителем и кипящей водой парогенератора, порядка 25—35 °С, для чего необходимо соответствующее повышение давления воды в реакторе. Однако и это еще не все. Для предохранения теплоносителя от закипания в отдельных каналах реактора надо иметь давление, намного превышающее давление во втором контуре. Поэтому тепловая экономичность двухконтурных АЭС всегда ниже, чем одноконтурной, при одинаковом давлении в реакторе. Практически поддерживают давление в первом контуре примерно равным 18 МПа при давлении пара во втором не более 10 МПа.

Трехконтурная схема АЭС

Трехконтурная схема АЭС применяется для парогенераторов при работе реактора на быстрых нейтронах и жидкометаллическом теплоносителе. На рис. 31.4 представлена тепловая схема АЭС (г. Шевченко). Реактор БН-350 мощностью 350 МВт работает на быстрых нейтронах. Назначение электростанции двухцелевое: опреснение морской воды для водоснабжения города и выработка электроэнергии.

Первый контур работает на натрии и включает реактор *1*, Na-Na-парогенератор *2* и циркуляционный насос *3*.

Во *втором контуре*, называемом промежуточным, осуществляется передача теплоты от натриевого теплоносителя первого контура к во-

де — рабочей среде третьего контура через Na-H_2O-парогенератор, состоящий из двух испарительных корпусов *15* и одного пароперегревателя *16*. При необходимости промежуточный перегрев пара осуществляется в отдельном корпусе. Появление промежуточного контура вызывается соображениями безопасности установки. Давление Na в промежуточном контуре выше, чем в первом, и поэтому при возникновении течи в поверхностях нагрева парогенератора *2* исключается попадание радиоактивного Na в *третий контур,* не имеющий биологической

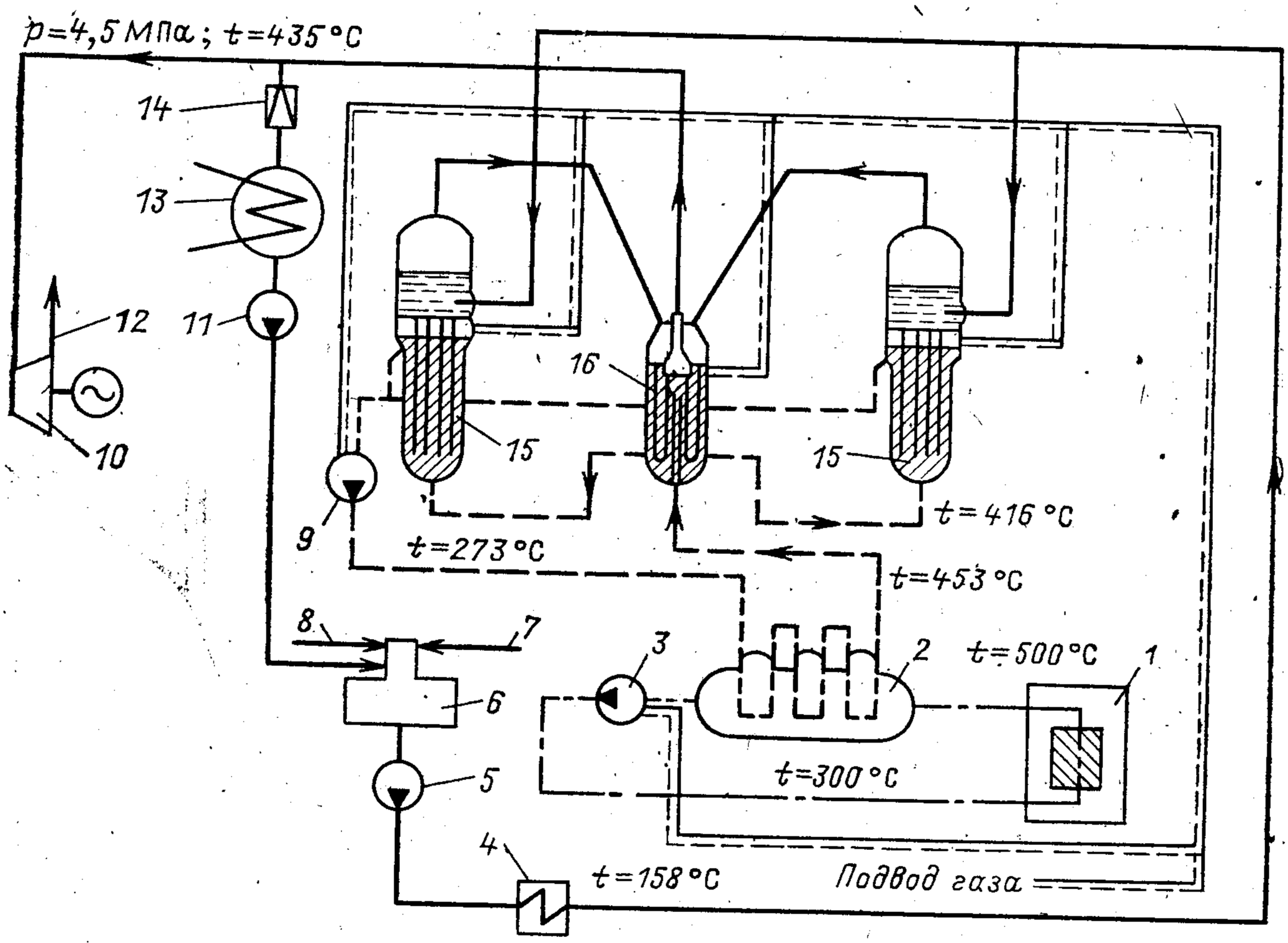


Рис. 31.4. Трехконтурная тепловая схема Шевченковской АЭС с реактором на быстрых иейтроиах:

1 — реактор БН-350; *2* — промежуточный Na-Na-теплообменник; *3* — цнркнасос первого контура; *4* — регенератнвный подогреватель пнтательной воды; *5* — пнтательный насос; *6* — деаэратор; *7* — добавочная хнмочнщенная вода; *8* — конденсат от опреснителей; *9* — циркуляционный насос промежуточного контура; *10* — трн протнводавленческне турбнны; *11* — насос для подачн в деаэратор конденсата от технологнческого конденсатора; *12* — подача пара к опреснительным установкам; *13* — технологическнй конденсатор; *14* — РОУ; *15* — испарнтели; *16* — пароперегреватель

защиты. Выполнение парогенератора с жидкометаллическим теплоносителем в двух агрегатах, в первом из которых осуществляется парообразование, а во втором—перегрев пара, объясняется стремлением избежать сварки труб из сталей разных марок, используемых для изготовления испарительных и пароперегревательных поверхностей нагрева. Водяной пар, полученный в парогенераторе, теплоносителем которого является Na, а рабочим телом — вода, поступает на паровую турбину и в систему регенерации.

В Советском Союзе работает и более мощная (600 МВт) установка на быстрых нейтронах на Белоярской АЭС.

31.3. АТОМНЫЕ РЕАКТОРЫ—ПРОИЗВОДИТЕЛИ ВОДЯНОГО ПАРА

Не касаясь протекающих в реакторе нейтронно-физических процессов, остановимся на рассмотрении теплофизических и физико-химических процессов, характерных для кипящих реакторов — генераторов пара. Различают кипящие реакторы *корпусного* и *канального* типов.

В реакторе *корпусного типа* вода выполняет функцию замедлителя нейтронов и теплоносителя, а также рабочей среды, из которой получается пар. Такие реакторы получили название ВВЭР.

Схема реактора корпусного типа представлена на рис. 31.5.

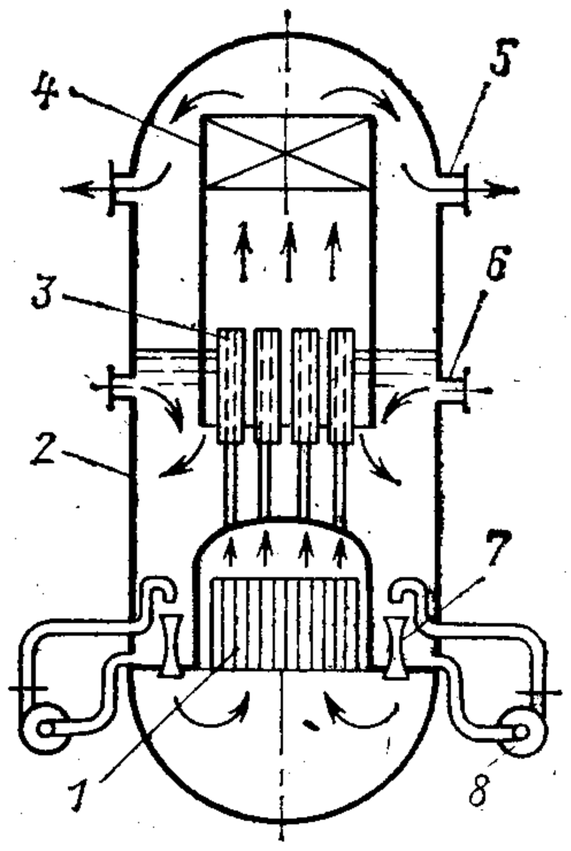


Рис. 31.5. Элементы кипящего реактора корпусного типа:

1 — активная зона; *2* — корпус; *3*—сепараторы пара первичные (турбосепараторы); *4* — вторичные сепараторы; *5* — вывод пара из реактора; *6* — ввод питательной воды; *7* — струйный насос; *8* — циркуляционный насос

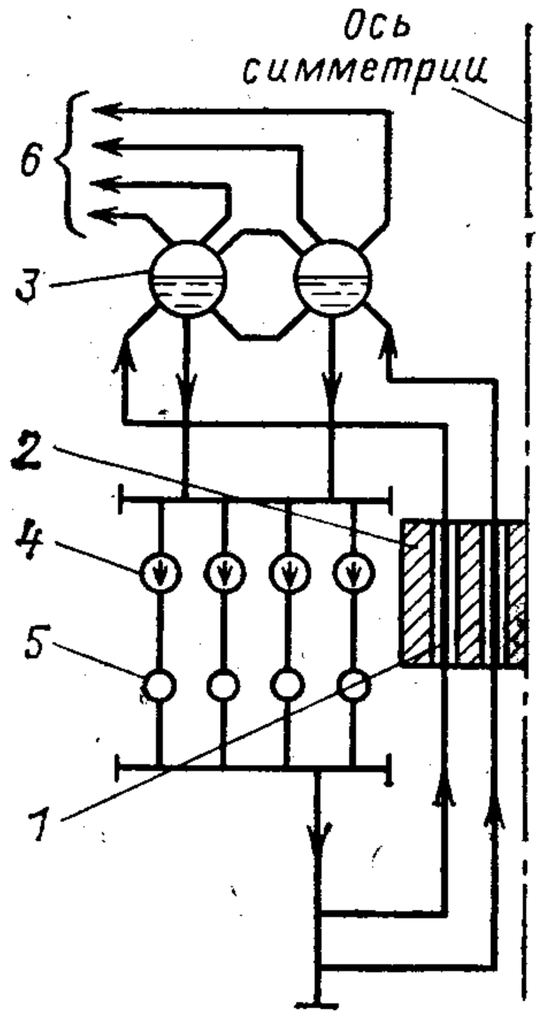


Рис. 31.6. Циркуляционная система кипящего канального реактора РБМК-1000:

1 — технологические каналы с ТВЭЛами; *2* — графитовый блок; *3* — четыре барабана-сепаратора; *4* — главный циркуляционный насос (8 шт.); *5* — обратные клапаны; *6* — подвод пара к турбине по восьми паропроводам

Водный теплоноситель циркулирует через активную зону *1*, в которой испаряется 20 % воды. Пароводяная смесь, пройдя через турбосепараторы *3*, являющиеся первой ступенью сепарации, разделяется на пар и воду. Насыщенный пар затем проходит вторую ступень сепарации *4*, где досушивается примерно до 0,1 % влажности и отводится на турбину через патрубки *5*. Отсепарированная вода смешивается с питательной, поступающей в реактор через патрубки *6*, и за счет разности масс воды в периферийной части корпуса и пароводяной смеси в центральной (т. е. естественной циркуляции) опускается вниз. Для усиления циркуляции внутри нижней части реактора между корпусом и активной зоной установлены струйные насосы *7*, а снаружи корпуса — циркуляционные насосы *8*. Примерно 2/3 расхода циркулирующей воды после струйных насосов поступает в активную зону. Остальная часть воды прокачивается циркуляционными насосами через две вынесенные из корпуса петли и подается на всас струйных насосов, являясь для них рабочим телом.

Комбинированная (естественная и принудительная) циркуляция воды обеспечивает на всех рабочих нагрузках реактора надежный отвод теплоты от активной зоны. Активная зона с тепловыделяющими элементами (*твэлами*), собранными в топливные кассеты, помещена в цилиндрический корпус и опирается на плиту. Сверху активная зона перекрыта сферическим днищем, ограничивающим камеру пароводяной смеси.

Мощность реактора корпусного типа ограничивается возможностью транспортировки его корпуса к монтажной площадке. В настоящее время освоены производство и

эксплуатация корпусных реакторов, электрическая мощность каждого из которых составляет 1000 МВт.

В реакторах канального типа РБМК замедлителем нейтронов служит графит, теплоносителем — вода. РБМК означает: реактор большой мощности, канальный.

Кипящий реактор *канального типа* состоит из графитовой кладки, через которую в определенном порядке проходят вертикальные технологические каналы круглого сечения. Активная зона канального реактора состоит из большого числа технологических каналов со смонтированными в них твэлами. Проходя через твэлы, вода нагревается до температуры насыщения, и часть ее (до 20% по массе) испаряется. Поэтому эти поверхности называют *испарительными*.

На рис. 31.6 представлена часть циркуляционной схемы кипящего реактора канального типа. Образовавшаяся в активной зоне пароводяиая смесь поступает в расположенные вне реактора барабаны-сепараторы большого диаметра *3*, где происходит отделение пара от воды. Пар с влажностью 0,1 % иаправляется в паровую турбину или на перегрев, после чего — в турбину. Отделенная от пара вода смешивается с питательной и циркуляционными насосами *4* и вновь направляется в испарительные поверхности реактора.

Конструкция уран-графитового реактора канального типа позволяет размещать в активной зоне не только испарительные, но и перегревательные каналы. Перегрев пара осуществлен в канальном реакторе второго блока Белоярской АЭС им. И. В. Курчатова. На блоке установлена серийная паровая турбина, используемая обычно на ТЭС тех же параметров. Мощность реакторов канального типа определяется количеством технологических каналов и мощностью каждого канала. В настоящее время в эксплуатации находятся кипящие канальные реакторы РБМК единичной электрической мощностью 1000 и 1500 МВт.

31.4. ОСОБЕННОСТИ ПАРОГЕНЕРАТОРОВ ДЛЯ РАЗНЫХ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ

Особенности парогенераторов на водном теплоносителе

Особенностью парогенератора с водяным теплоносителем является непосредственная зависимость входных и выходных параметров теплоносителя от давления в реакторе и других факторов. Для заданных параметров теплоносителя на входе в парогенератор ($p_т$, $t_т$) параметры вырабатываемого им пара определяются: тепловой схемой парогенератора, температурным напором между теплоносителем и кипящей водой, наконец, перепадом температур теплоносителя ($t'_т$—$t''_т$).

На рис. 31.7 представлены две типичные тепловые схемы двухконтурной АЭС с реакторами типа ВВЭР: *а* — с совмещенными экономайзером и испарителем; *б* — с выделенным экономайзерным, испарительным и перегревательным участками теплообменной поверхности.

Для наглядности на рис. 31.7,*б* поверхности показаны в отдельных корпусах, хотя такую разбивку поверхностей можно осуществить и в одном корпусе. На этом же рисунке даны *t*, *Q*- и *T*, *s*-диаграммы для пароводяных циклов обеих схем. Первая схема используется для получения сухого насыщенного пара. В корпусе проходит снизу вверх вода (рабочее тело) при практически постоянной температуре t_s, так как питательная вода, температура которой на несколько десятков градусов ниже кипения, смешивается в парогенераторе с пароводяной смесью, имеющей t_s, и довольно быстро нагревается до температуры кипения за счет конденсации части пара. На *T*, *Q*-диаграмме пунктиром показано, некоторое падение по ходу испарения температуры кипения до t'_s, что объясняется падением давления воды в ПГ во время

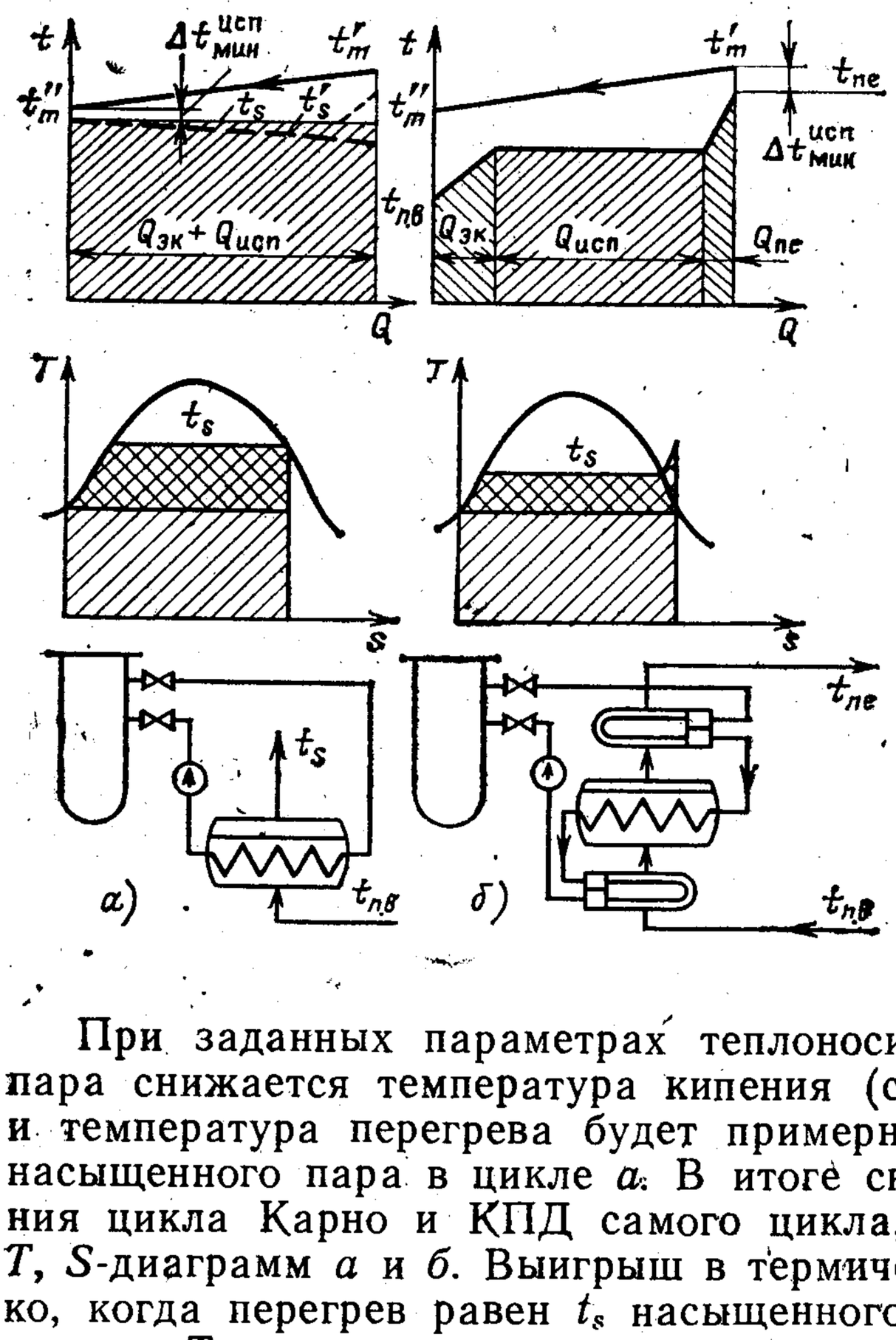


Рис. 31.7. Циклы и параметры парогенераторов в двухконтурных АЭС с ВВЭР

процесса испарения за счет гидравлических сопротивлений в тесных трубных пучках. Однако при тепловом расчете ПГ это небольшое снижение p и t не учитывается. Температурный напор теплоносителя на входе в парогенератор на 25—30 °С выше, чем на выходе, а поэтому можно было бы в этих пределах перегревать пар. В этом случае эрозия лопаток у турбины заметно снизится, тепловая экономичность поднимется немного, но установка стала бы сложнее и дороже.

При заданных параметрах теплоносителя в схемах с перегревом пара снижается температура кипения (см. диаграмму на рис. 31.7,*а*) и температура перегрева будет примерно равной температуре сухого насыщенного пара в цикле *а*. В итоге снизится коэффициент заполнения цикла Карно и КПД самого цикла, что видно из сопоставления T, S-диаграмм *а* и *б*. Выигрыш в термическом КПД имеет место только, когда перегрев равен t_s насыщенного цикла при одинаковых давлениях. Так как высшую температуру цикла ограничивает не давление, то сравнение циклов насыщенного и перегретого пара надо вести для равных начальных температур, а это будет отвечать не равным начальным давлениям (рис. 31.7,*а*, *б*). Схема с перегревом пара (рис. 31.7,*б*) дает выгоду из-за меньшей влажности на последних ступенях турбины, однако этого можно достичь также установкой в рассечку турбины сепараторов-перегревателей.

В табл. 31.1 приведены некоторые параметры водного теплоносителя и рабочего тела, полученного по схеме, показанной на рис. 31.7,*а*.

Представляет интерес компоновка экономайзера с испарительными поверхностями нагрева парогенератора с ВВЭР. Выбор совместной или раздельной установки экономайзера с испарителем в двухконтур-

Таблица 31.1. **Соотношение параметров водного теплоносителя и рабочего тела в парогенераторе**

Наименование	Величины		
Давление теплоносителя на входе, МПа	10	14	20
Температура теплоносителя на входе, °С	284	310	340
Температура теплоносителя на выходе, °С	264	290	320
Температура насыщенного пара, °С	244	270	300
Температурный напор на выходе, °С	20	20	20
Давление насыщенного пара, МПа	3,7	5,6	8,8
Возможная температура рабочего тела на выходе, °С	274	300	330
Возможный перегрев рабочего тела, °С	30	30	30

ных схемах с ВВЭР производится исходя из рассмотрения следующих соображений. Так, экономайзер сдвигает вправо на t, Q-диаграмме минимальный температурный напор (см. рис. 31.2) и тем самым делает возможным незначительное повышение давления рабочего тела при сохранении $\Delta t^{\text{исп}}_{\text{мин}}$. Далее, в отдельном экономайзере значительно повышается температурный напор, что как будто делает возможным снижение потребной экономайзерной поверхности нагрева. Но это обычно не имеет места, так как в экономайзере коэффициент теплоотдачи меньше, чем в испарительной части, и поэтому надо сопоставить между собой Δt и k. Очевидно, преимущество установки отдельного экономайзера будет иметь место при соблюдении неравенства: $\Delta t_{\text{эк}} k_{\text{эк}} > > \Delta t_{\text{исп}} k_{\text{исп}}$. Однако даже при снижении поверхности нагрева установка отдельного корпуса экономайзера обходится дороже и оправдывается только в одном случае, когда по каким-либо веским соображениям требуется значительное охлаждение теплоносителя в парогенераторе (ниже t_s). Итак, для двухконтурной схемы с водяным теплоносителем наиболее целесообразна совмещенная компоновка экономайзера и испарителя в одном корпусе.

Большое влияние на капитальные и эксплуатационные расходы оказывает значение $\Delta t^{\text{исп}}_{\text{мин}}$. Минимальный температурный напор испарительной поверхности нагрева принимают небольшим, всего 15—20 °С, в связи с чем малейшее изменение его дает большую разность в капитальных затратах на поверхности нагрева. Так, снижение $\Delta t^{\text{исп}}_{\text{мин}}$ с 20 до 15 °С, т. е. на 25%, вызовет на те же 25% удорожание испарительных поверхностей нагрева. Поэтому определяют оптимальное значение $\Delta t^{\text{исп}}_{\text{мин}}$ технико-экономическими расчетами.

Особенности парогенераторов на газовом теплоносителе

Газовые теплоносители (He, CO_2 и др.), как и жидкие металлы, относятся к группе высокотемпературных и поэтому дают возможность получать на выходе из парогенератора водяной пар высоких и даже закритических параметров. Однако из-за плохих теплофизических свойств газов на границе газ — стенка возникает большая разность температур. Поэтому получение высоких температур газа на выходе из реактора возможно только при интенсификации теплоотдачи, что достигается увеличением массовой скорости за счет повышения давления газа в контуре. Рабочее давление газа доводят до нескольких десятков атмосфер, что удорожает конструкцию и эксплуатацию парогенератора.

Низкий коэффициент теплоотдачи от газа к стенке поверхности нагрева вызывает необходимость компенсировать недостаток теплопередачи увеличением суммарной поверхности нагрева, что достигается заменой гладких труб, применяемых в водо-водяных парогенераторах, оребренными, повышающими поверхность нагрева при тех же габаритах в 3—4 раза. Оребрение вызывает перерасход металла и удорожание конструкции парогенератора.

Особенности парогенераторов на жидкометаллическом теплоносителе

Как отмечалось, на АЭС с реакторами на быстрых нейтронах нашли применение жидкометаллические теплоносители из группы щелочных

металлов (Na, K) и их сплавов. Жидкие металлы имеют большую теплопроводность, которая, например, у Na в несколько десятков раз выше, чем у воды. Поэтому интенсивность теплообмена при использовании жидких металлов намного выше, чем при использовании воды. В силу этого жидкометаллические теплоносители нашли исключительное распространение в реакторах на быстрых нейтронах, в которых необходимо обеспечить высокий удельный теплосъем в активной зоне. Теплоемкость жидких металлов ниже, чем у воды, но это не вызывает перерасхода теплоносителя, так как при их использовании имеет место высокая разность температур на выходе и входе в реактор. Жидкометаллические теплоносители могут обеспечить получение водяного пара любых параметров у турбин, которые в этом случае могут быть серийными. Такая возможность обеспечивается благодаря высоким температурам кипения металлов при низких давлениях насыщения. Это в первую очередь удешевляет стоимость корпуса. Верхний предел применения жидкометаллических теплоносителей ограничивается жаропрочностью конструкционных металлов.

Однако жидкометаллические теплоносители имеют и существенные недостатки, вызывающие усложнение конструкции и удорожание стоимости парогенератора. Следует отметить высокую химическую активность жидких металлов по отношению к воде и воздуху и активацию в реакторе с образованием долгоживущих изотопов.

31.5. КЛАССИФИКАЦИЯ ПАРОГЕНЕРАТОРОВ АЭС

Парогенераторы АЭС классифицируются в основном по роду теплоносителя и по виду циркуляции. Теплоносители те же, что и в реакторах: жидкие или газообразные. Род теплоносителя предопределяет конструкцию парогенератора. Особенно разнятся между собой парогенераторы, теплоносители которых являются вода, щелочные металлы и газы.

По виду циркуляции рабочего тела парогенераторы АЭС делятся на три группы: с естественной циркуляцией, с многократной принудительной циркуляцией и прямоточные. Циркуляция теплоносителя в первом контуре в основном для всех теплоносителей одинакова — принудительная, осуществляется главным циркуляционным насосом или газодувкой.

Парогенераторы с естественной циркуляцией

По компоновке парогенераторы можно разбить на два типа: горизонтальные и вертикальные, каждая группа имеет свои принципиальные особенности.

На рис. 31.8 даны три наиболее разработанные в атомной энергетике конструкции: *а — горизонтальные, б — вертикальные ширмовые* и *в — вертикальные спиральные.*

Цилиндрический корпус парогенератора диаметром до 4 м является предельным по железнодорожным габаритам. Парогенераторы горизонтального типа отличаются невысокой удельной паровой нагрузкой зеркала испарения, около 35 т/(м²·ч) при скорости пара на зеркале ~0,3 м/с, что позволяет иметь невысокий унос влаги с паром и ограничиться недорогой, практически одноступенчатой сепарацией пара.

В отличие от горизонтальных вертикальные парогенераторы имеют несколько конструктивных модификаций. На рис. 31.8 приведены только две, наиболее проработанные в проектах. Основная особенность

всех модификаций вертикальных парогенераторов заключается в высокой удельной паровой нагрузке зеркала испарения, $D^{вер}_{зер.исп} = 120 \div 150$ т/(м^2·ч), при скорости пара на зеркале $\sim 1{,}4$ м/с. Поэтому влажность пара у вертикальных парогенераторов намного выше, чем у горизонтальных, сепарационные устройства уже двухступенчатые, сложные и дорогие. С точки зрения технологии изготовления ширмовые парогенераторы намного проще по сравнению со спиральными. Поверхности нагрева состоят из одинаковых ширм (числом >250), изготовленных по одной модели и расположенных радиально относительно центрального коллектора.

В парогенераторе со спиральными поверхностями нагрева почти каждый ряд требует своего индивидуального шаблона. Кроме того, сборка ширм проще, быстрее и безопаснее.

В конструкциях парогенераторов вертикального типа необходимо принимать меры к выравниванию гидравлических сопротивлений по отдельным змеевикам из-за разной длины их. Это достигается по-разному; у ширмового парогенератора за счет обмена местами внешних змеевиков с внутренними (рис. 31.8,*б*), а у спиральных — за счет изменения угла наклона α по рядам навивки. Для того чтобы исключить вращение потока рабочего тела в межтрубном пространстве витого

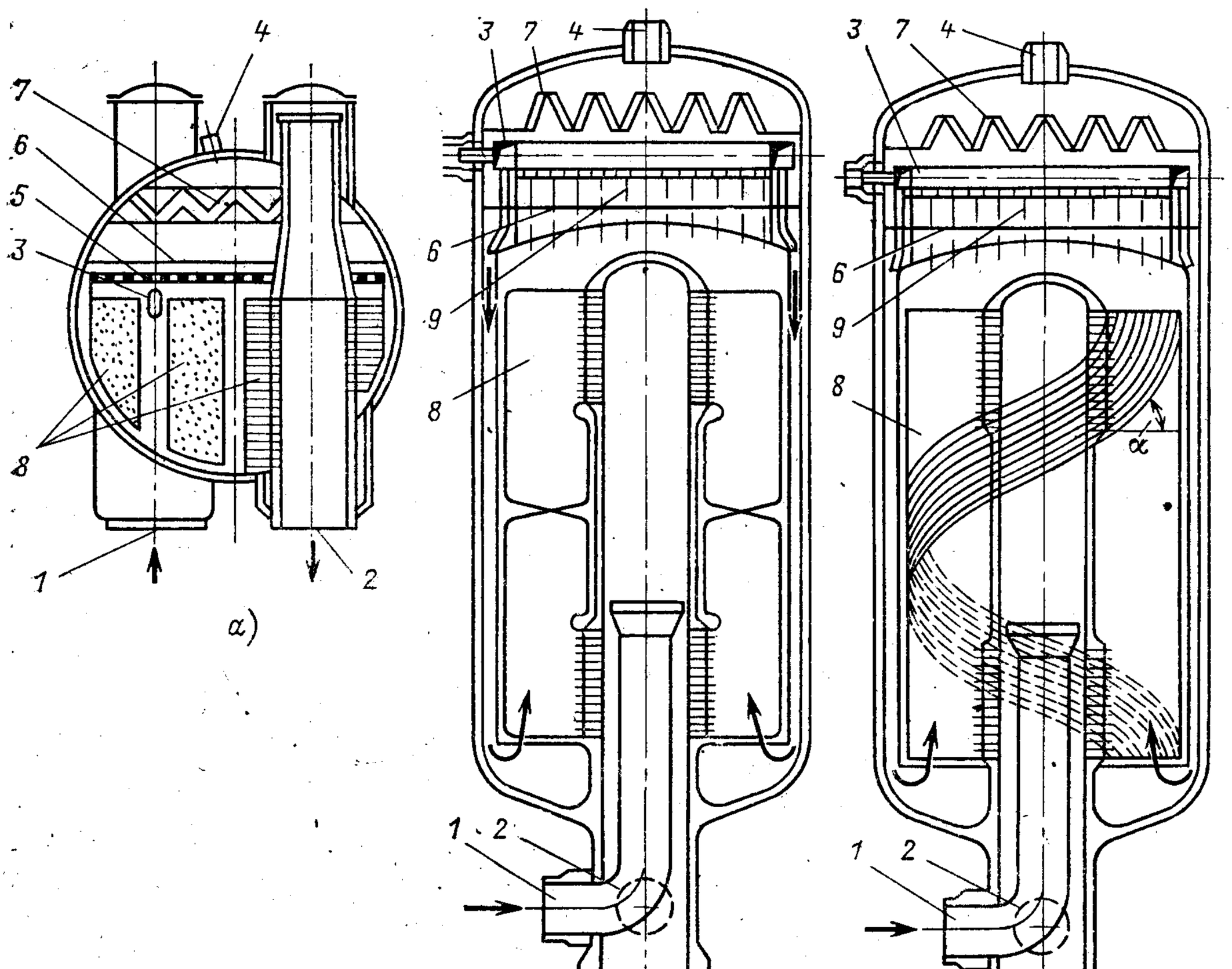


Рис. 31.8. Типы парогенераторов с естественной циркуляцией для ВВЭР:

1 — вход теплоносителя; *2* — выход теплоносителя; *3* — ввод питательной воды; *4* — вывод сухого насыщенного пара; *5* — дырчатый лист под уровнем воды; *6* — уровень воды в ПГ; *7* — жалюзийный сепаратор пара (вторая ступень сепарации); *8* — трубные пучки поверхностей нагрева; *9* — механические паросепарационные циклоны (первая ступень сепарации)

пучка, концентрические ряды в парогенераторе со спиральными поверхностями нагрева поочередно меняют направление закрутки, например, четные ряды — направо, а нечетные — налево.

Основным достоинством парогенератора горизонтального типа является сравнительно умеренная средняя удельная форсировка зеркала испарения и связанный с этим невысокий унос влаги с паром. Для вертикального типа этот показатель, наоборот, негативный, так как нагрузка зеркала испарения здесь в несколько раз выше. Горизонтальные парогенераторы хуже приспособлены к компоновке в первом контуре по сравнению с вертикальными. Вертикальные лучше, так как занимают в плане площадь в 2 раза меньшую, а по высоте они не больше реактора.

Третий сравнительный показатель — надежность естественной циркуляции рабочего тела. Здесь все преимущества на стороне парогенераторов вертикального типа, в которых можно создать классическую циркуляционную схему (рис. 31.8,*б*, *в*) — питательная вода подается в верх корпуса через кольцевой коллектор и смешивается с основным циркуляционным потоком, который опускается по периферийному необогреваемому кольцу, внизу вода разворачивается на 180° и входит в обогреваемый пучок труб.

Для горизонтального парогенератора поверхность нагрева выполняется из двух U-образных пучков труб, с одного конца которого горячий теплоноситель входит (см. левую сторону ПГ на рис. 31.8,*а*), а с другого конца (см. правую сторону рисунка) выходит. Поэтому левая сторона аппарата будет работать при более высоких температурах теплоносителя и выдавать больше пара по сравнению с правой. Это вызывает более значительное *набухание* уровня воды в левой стороне, при котором вода может быть заброшена в жалюзийный сепаратор. Для профилактики всю питательную воду подают на более напряженную левую сторону (рис. 31.8,*а*), что способствует снижению набухания. Есть и другие негативные моменты в циркуляции горизонтальных парогенераторов, например опасность локального запаривания пучков.

Удельная затрата металла и объем здания для обоих типов парогенераторов практически одинаковы: $g_м \approx 1{,}2$ т/МВт и $v_{зд} \approx 0{,}8$ м^3/МВт.

Что касается предельной единичной мощности, то у обоих типов она практически одинакова и равна 250 МВт. Дальнейший рост единичной мощности агрегатов (например, удвоение ее) возможен для обоих типов при условиях увеличения диаметра корпуса сверху 4 м. Рост единичной мощности возможен и при переходе на прямоточный принцип получения пара, при котором снижаются габариты за счет отсутствия сепарационных устройств и роста общей тепловой форсировки поверхностей нагрева.

Прямоточные парогенераторы

Особый интерес представляют прямоточные парогенераторы. В них можно интенсифицировать все процессы за счет принудительной циркуляции и добиться ряда преимуществ: снижения габаритов и удельного расхода металла, существенного повышения единичной мощности ПГ, простой организации перегрева пара и др.

На рис. 31.9 представлен прямоточный вертикальный парогенератор ВВЭР единичной мощностью 500 МВт, которая в 2 раза больше, чем у вертикального парогенератора с естественной циркуляцией.

Парогенератор работает так: водный теплоноситель подается сверху, а отводится снизу корпуса. Питательная вода подается во внешнее торовое кольцо *6*, по впрыскивающим сопловым трубкам *12* раздается

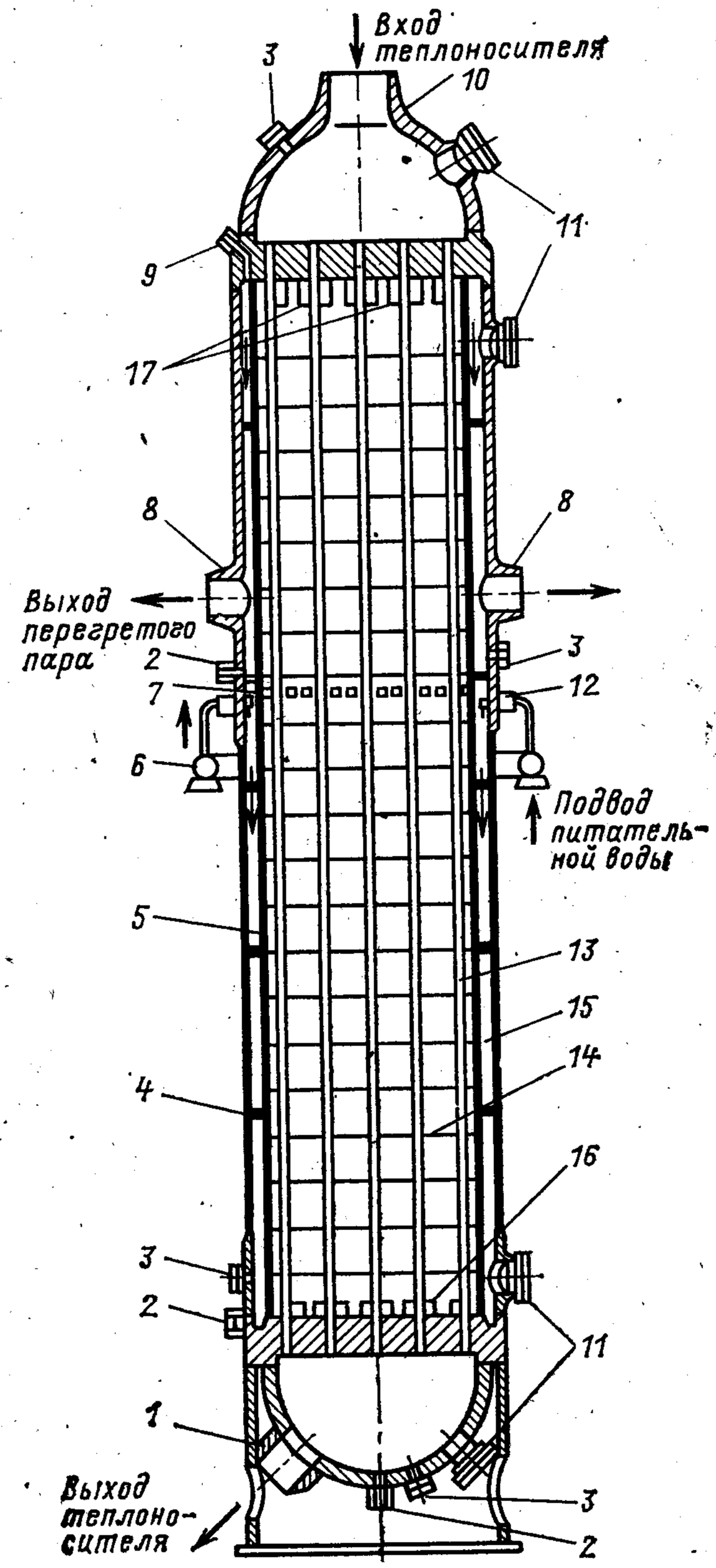


Рис. 31.9. Прямоточный вертикальный парогенератор (США):

1 — выходной патрубок теплоносителя; 2 — дренаж; 3 — монтажные отверстия; 4 — дистаицнонирующие проставки; 5 — кожух; 6 — торовый коллектор питательной воды; 7 — отверстия для частичного вывода пара в опускиую систему питательиой воды; 8—патрубки для вывода перегретого пара; 9 — воздушиик; 10 — входиой патрубок теплоиосителя; 11 — лазы; 12 — устройство для впрыска питательной воды; 13 — трубки поверхиостей иагрева; 14 — дистаицциоиирующие решетки; 15 — кольцевой опускиой ход питательиой воды; 16 — окиа для ввода питательиой воды в испарительио-перегревательиый пучок; 17— окошки для вывода перегретого пара.

равномерно по круговому периметру корпуса, по кольцевому сечению *15* между корпусом и кожухом опускается вниз, через окошки *16* проникает внутрь кожуха *5* к горячему пучку трубок *13*, по которым движется теплоноситель. Затем вода поднимается вверх, по пути нагревается до кипения, испаряется, а пар незначительно перегревается. Перегретый пар через верхние окна *17* попадает в пространство между корпусом и кожухом и прогревает стенку корпуса. Через патрубки *8* пар отводится к турбине.

Таким образом верхняя половина корпуса омывается перегретым паром, а нижняя — теплоносителем (питательной водой). Для того, чтобы поднять температуру питательной воды до t_s — температуры насыщения, в средней части корпуса через круговые отверстия *7* в питательную воду вводится насыщенный пар.

Эти технические мероприятия по прогреву корпуса выполнены для того, чтобы сблизить температуру поверхности нагрева и корпуса. Таким образом обеспечивается самокомпенсация удлинений комплекса из корпуса и прямолинейного трубного пучка. Для получения одинаковых термических удлинений материал трубок (спецсталь) и корпуса (углеродистая сталь) подбирают с близкими коэффициентами линейного расширения, что дает выигрыш в простоте конструкции парогенератора.

ГЛАВА ТРИДЦАТЬ ВТОРАЯ

КОНСТРУИРОВАНИЕ ПАРОГЕНЕРАТОРОВ АЭС

32.1. ТРЕБОВАНИЯ К КОНСТРУКЦИИ ПАРОГЕНЕРАТОРОВ

Парогенераторостроение для атомной энергетики, впрочем как и реакторостроение, выросло из тяжелого и энергетического машиностроения, на использовании конструкторского и заводского технологического опыта котлостроения. Однако особенности конструкции и некоторые условия работы оборудования АЭС вызвали и новые требования. Основные из них рассмотрены ниже.

Конструкция и схема парогенератора должны обеспечить проектную производительность и параметры пара при любых режимах работы агрегата.

Все элементы парогенератора должны отличаться высокой надежностью и абсолютной безопасностью в работе. Соединения элементов парогенератора должны быть плотными, чтобы исключить пропуски и утечки теплоносителя или рабочего тела. Должны быть исключены причины коррозии во всех контурах, а особенно в — первом.

Водную среду с большим давлением следует направлять в каналы с малыми поперечными размерами. Так, в змеевики необходимо подавать водный теплоноситель с давлением 17 МПа, а воду — рабочую среду с давлением меньше 10 МПа — в корпус парогенератора, при жидкометаллическом (натриевом) теплоносителе, очевидно, надо делать наоборот. Соблюдать принцип противотока. Добиваться самокомпенсации трубок в трубных пучках.

Парогенератор должен быть рассчитан и запроектирован со всей необходимой оснасткой для определенного вида транспорта от завода до заказчика. В СССР до сих пор была принята в основном железнодорожная перевозка, за рубежом — водная и отчасти автомобильная.

Необходимо избегать узких пазух, в которых могут накапливаться активные продукты коррозии, затягивающие дезактивацию и ремонт оборудования. Избегать по возможности фланцевых соединений. Снабжать ответственные фланцевые стыки автоматическим контролем степени затяжки шпилек и обращать особое внимание на выбор прокладок и контроль протечек.

В местах прохода питательных труб и коллекторов теплоносителя через стенку корпуса, имеет место разница температур в несколько десятков градусов Цельсия. Во избежание значительных температурных напряжений в стенке корпуса следует принимать конструктивные меры для быстрой растечки теплоты (см. *21* на рис. 32.1).

Химически чистая вода, каковой можно считать теплоноситель, только что залитый в первый контур, совершенно не активна. При работе реактора вследствие радиолиза в воде появляется короткоживущая активность. Попадание в воду солей, газов или окислов металла существенно увеличивает активность водного теплоносителя. При этом значительную долю составляют долгоживущие изотопы. Вот почему необходимо избавляться от загрязнений воды, в первую очередь от продуктов коррозии; для достижения этой цели организуют продувку части теплоносителя первого контура и пропуск его через ионообменные фильтры (см. *5* на рис. 31.2).

Активная вода, попадая в парогенератор, вызывает коррозию углеродистых, перлитных и даже частично аустенитных сталей. Особенно подвержены коррозии сварные швы, в которых всегда наблюдается снижение антикоррозионных качеств.

Из изложенного следуют требования: все стенки парогенератора, контактирующие с теплоносителем, и главные трубопроводы выполнять из металла, имеющего незначительные скорости коррозии (стали аустенитного класса), и стремиться к минимуму сварных стыков в первом контуре. Так как стенки корпуса и коллекторов имеют большую толщину (70—200 мм), то в целях снижения массы дорогих «нержавеющих» сталей принято ограждающие стенки корпусов первого контура выполнять из простых марок сталей, а со стороны теплоносителя наносить на них *плакировку*, т. е. антикоррозионный слой толщиной 5—8 мм из аустенитной стали. Плакирование является наиболее трудоемкой и длительной заводской операцией.

Далее, для уменьшения количества стыков сварок принято применять в поверхностях нагрева *мерные трубки* из аустенитной стали длиною 12; 24 м и более. При проектировании трубных пучков принимают максимальную длину змеевиков не более длины мерных трубок, чтобы полностью исключить стыковые сварки трубок в пучке и тем уменьшить число возможных очагов коррозии.

Далее, рекомендуется исключать из конструкций парогенератора места, подверженные каустической хрупкости. Это в первую очередь микрозазоры между трубкой и гнездом в трубной доске и другие подобные волосяные щели и трещины, в которых может выкипать вода и повышаться концентрация щелочей или других способствующих коррозии загрязнений воды.

В частности, при закреплении трубок в трубных досках (коллекторах) надо применять такой метод крепления, при котором трубка абсолютно плотно прилегала бы к гнезду, без какого-либо зазора на всей толщине доски. Заводы используют новые способы закреплений трубок. Так, ЗиО применяет *взрывной способ*, ТКЗ успешно осваивает *электрогидродинамический* метод крепления.

32.2. КОНСТРУКЦИЯ ГОРИЗОНТАЛЬНОГО ПАРОГЕНЕРАТОРА ДЛЯ РЕАКТОРА ТИПА ВВЭР

На рис. 32.1 показан парогенератор третьей очереди Нововоронежской АЭС.

Реактор ВВЭР электрической мощностью 440 МВт (ВВЭР-440) снабжен шестью петлями, по которым теплоноситель поступает на шесть парогенераторов.

Корпус парогенератора представляет собой горизонтальный цилиндр, торцы которого закрыты эллиптическими днищами. Материал корпуса и коллекторов — углеродистая сталь марки 22К. Центральная обечайка утолщенная в связи с ослаблениями ее вваркой горячего и холодного коллекторов с большим диаметром. Коллекторы сдвинуты друг относительно друга по оси корпуса для уменьшения ослабления стенок корпуса в поперечном разрезе. В горячий коллектор поступает теплоноситель от реактора, а в холодный — теплоноситель, отдавший теплоту рабочему телу. На корпусе парогенератора размещается пять патрубков ∅ 240 мм для отвода насыщенного пара к турбине; в центральной верхней части корпуса расположен патрубок ∅ 191 мм для подвода питательной воды. Имеются и более мелкие штуцера: один для периодической продувки и дренажа, два — для непрерывной продувки, два на верхних люках для контроля плотности фланцевых соединений второго контура, там же два — для воздушников второго контура, два лаза на днищах, наконец, 20 штуцеров ∅ 20 мм для присоединения

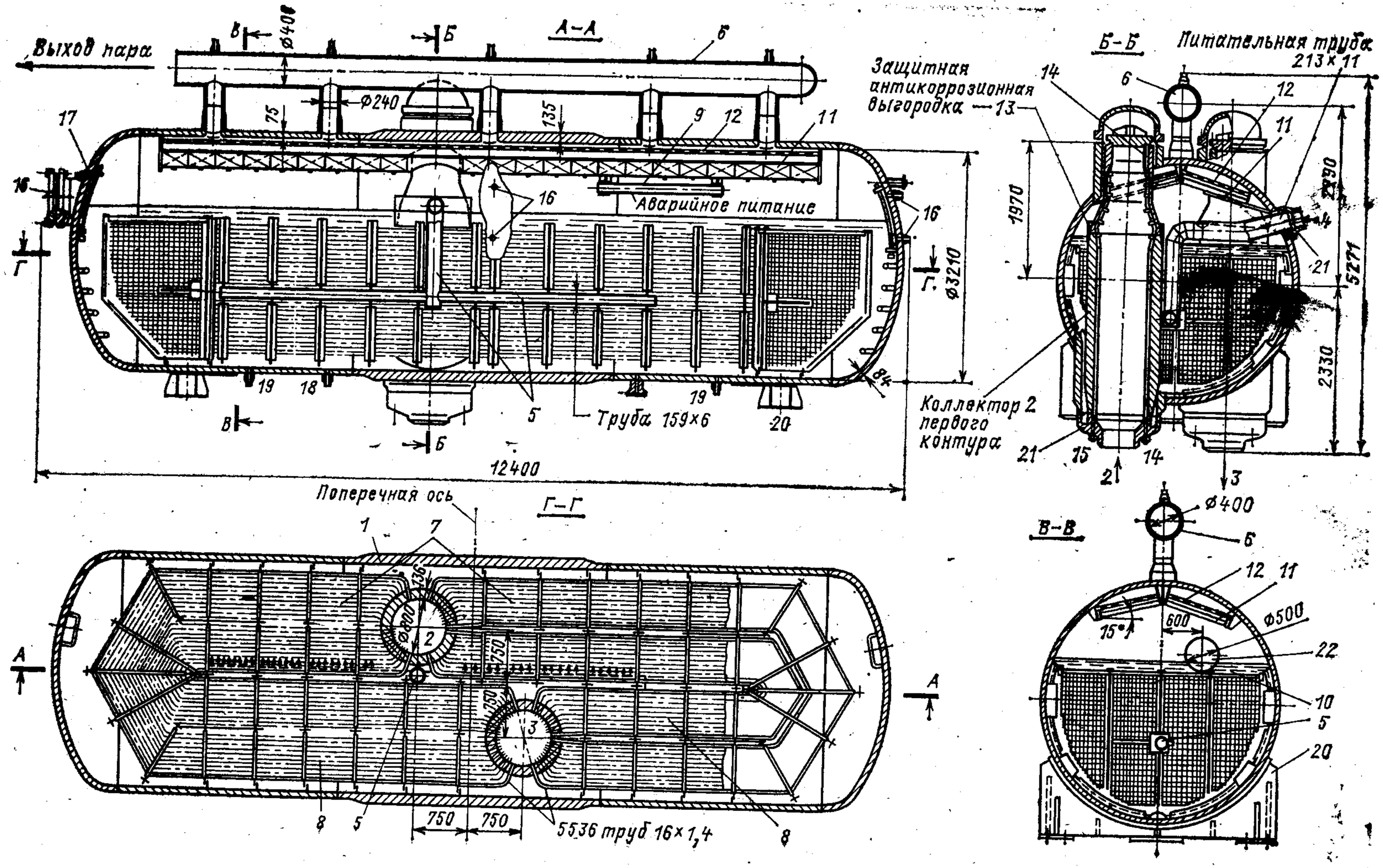


Рис. 32.1. Горизонтальный генератор III очереди Нововоронежской АЭС:

1 — корпус; *2* — входной (горячий) коллектор теплоносителя; *3* — выходной (холодный) коллектор теплоносителя; *4* — подача питательной воды; *5* — система раздачи питательной воды; *6* — вывод сухого насыщенного пара к турбине; *7* — «горячая» поверхность нагрева пучков; *8* — «холодная» поверхность нагрева пучков; *9* — аварийное питание; *10* — крепежно-дистанционирующие элементы; *11* — жалюзийный сепаратор пара; *12* — дырчатый лист после сепаратора; *13* — защита коллектора в области меняющегося уровня от пароводяной коррозии; *14* — контрольная трубка плотности фланца верхнего люка коллектора; *15* — воздушник I контура; *16* — водоуказательное стекло; *17* — успокоитель уровня водоуказателя; *18* — периодическая продувка и дренаж; *19* — непрерывная продувка; *20* — опоры; *21* — устройства для снижения термических напряжений в стенке корпуса; *22* — лаз

контрольно-измерительных приборов. Внутренняя сторона коллекторов, включая крышки фланцевых разъемов, плакирована антикоррозионной наплавкой.

Уплотнения стыков фланцевых соединений выполнены никелевыми прокладками, которые имеют форму цельных торов и укладываются в расточки, сделанные на стыкуемых поверхностях фланцев. Никель является хорошим уплотнительным материалом, так как он мягкий, обладает при нажатии хорошей податливостью, не корродирует и хорошо сваривается. Уплотнения контролируются, и утечки из обоих контуров отводятся в общестанционные сборные системы.

Поверхность теплообмена парогенератора (H=2510 м^2) выполнена из 5536 змеевиков, для которых использованы трубки ∅ 16×1,4 мм из аустенитной стали. Змеевики скомпонованы в два U-образных пучка, имеющих три вертикальных коридора для обеспечения устойчивой естественной циркуляции воды. Трубы размещены в коридорном порядке с шагами: S_1=30, S_2=24 мм. Концы змеевиков заделывают в стенки коллекторов обваркой их торцов, с антикоррозионным покрытием внутренних полостей аргонодуговой сваркой и последующим закреплением на всю глубину методом взрыва. Змеевики дистанционируются в трубном пучке волнообразными полосами, закрепленными в опорных конструкциях корпуса.

В паровом пространстве парогенератора установлен жалюзийный сепаратор, а выше него — дырчатый лист, предназначаемый для выравнивания поля скорости пара в сепараторе. Жалюзи волнообразного профиля, выполнены из нержавеющей стали. Пакеты жалюзи располагают под углом 15° к поперечной оси парогенератора на высоте 750 мм от погруженного под уровень воды дырчатого листа.

К патрубку питательной воды, через проставыш с трубой, присоединен коллектор ∅ 191 мм, разветвляющийся на две раздающие трубы ∅ 147 мм, расположенные под погруженным дырчатым листом. Важно отметить такую особенность: питательная вода подается на «горячую» часть пучка через ряд разбрызгивающих сосков. Подача питательной воды на горячую часть теплообменного пучка вызывает, кроме снижения набухания уровня, конденсацию части пара и обеспечивает частичное выравнивание паровой нагрузки по горизонтальному сечению корпуса ПГ.

Погруженный дырчатый лист, не показанный на рис. 32.1, нужен для выравнивания паровой нагрузки зеркала испарения. Дырчатый лист гофрирован отверстиями ∅ 13 мм, живое сечение у него для прохода пара составляет 5%.

Парогенератор снаружи закрывается съемной тепловой изоляцией. Парогенератор устанавливается в боксе, на подвесках, причем так, что крепление парогенератора обеспечивает свободное перемещение его при тепловом расширении главных трубопроводов.

При разрыве паропровода отдельного парогенератора на участке до отсечного клапана закрывается отсечной клапан у аварийного парогенератора, отключается ГЦН аварийной петли, прекращается подача питательной воды в аварийный парогенератор. Импульсом, включающим описанную блокировку, является сигнал по перепаду давления $\Delta p \approx 0{,}5$ МПа между главным паровым коллектором и аварийным парогенератором.