

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ  
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ВЫСШЕЕ УЧЕБНОЕ ЗАВЕДЕНИЕ  
«ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

***Б.И. БАСОК, Ю.Л. КУРБАТОВ,  
А.Б. БИРЮКОВ, Е.В. НОВИКОВА***

# **ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОГО ПРОИЗВОДСТВА**

**УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ**

Рекомендовано Ученым советом  
ДонНТУ в качестве учебного пособия  
для студентов очной и заочной форм  
обучения высших учебных заведений  
по направлениям «Металлургия»,  
«Теплоэнергетика»

**Донецк  
ГВУЗ «ДонНТУ»  
2013**

УДК 621.3.036.2: 669.02/09

ББК 31.3:65.304.12

Т 34

Рекомендовано к печати Ученым советом ГВУЗ «Донецкий национальный технический университет» (протокол №7 от 18.10.2013).

#### Авторы:

**Б.И. Басок** – доктор технических наук, член-корреспондент НАНУ, зам.директора по науке ИТТФ НАНУ.

**Ю.Л. Курбатов** - кандидат технических наук, доцент, профессор кафедры «Техническая теплофизика», ДонНТУ.

**А.Б. Бирюков** - доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Техническая теплофизика», ДонНТУ.

**Е.В. Новикова** - кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Техническая теплофизика», ДонНТУ.

#### Рецензенты:

**Ф.В. Недопекин**, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Физика неравновесных процессов, метрология и экология», ДонНУ;

**В.И. Илющенко**, кандидат технических наук, доцент, профессор кафедры «Промышленная теплоэнергетика», ДонНТУ.

Навчальний посібник призначений для вивчення курсу «Теплоенергетика металургійного виробництва» і забезпечення необхідними знаннями студентів у комплексі теплоенергетичних питань у металургійному виробництві. У посібнику розглянуті питання, що описують склад теплоенергетики підприємства з повним металургійним циклом, джерела та шляхи використання ВЕР у чорній металургії, очищення газів, що відходять. Викладено загальні поняття, класифікація, параметри роботи таких теплоенергетичних агрегатів, як насоси, вентилятори, компресори, газодувки, парові котли, ПТУ, ГТУ, ПГУ. Посібник є конспектом лекцій по дисципліні «Теплоенергетика металургійного виробництва», що читається для студентів очної та заочної форм навчання за напрямком «Металургія» та «Теплоенергетика», спеціальностей «Промислова теплотехніка», «Енергопостачання», «Металургія чорних металів», «Обробка металів тиском». Також може бути корисно фахівцям-металургам, бо на досить високому рівні та у доступній формі містить найбільш важливі відомості про значимі теплоенергетичні об'єкти металургійної промисловості.

Навчальний посібник складається з 6 глав і представлений на 227 с.

#### Теплоэнергетика металлургического производства: учебное пособие /

Т 34 **Б.И. Басок, Ю.Л. Курбатов, А.Б. Бирюков, Е.В. Новикова.** – Донецк: ГВУЗ «ДонНТУ», 2013. – 228 с.

ISBN 978-966-377-178-6

Учебное пособие предназначено для изучения курса «Теплоэнергетика металлургического производства» и обеспечения необходимыми знаниями студентов в комплексе теплоэнергетических вопросов в металлургическом производстве. В пособии рассмотрены вопросы, описывающие состав теплоэнергетики предприятия с полным металлургическим циклом, источники и пути использования ВЭР в черной металлургии, очистка отходящих газов. Изложены общие понятия, классификация, параметры работы таких теплоэнергетических агрегатов, как насосы, вентиляторы, компрессоры, газодувки, паровые котлы, ПТУ, ГТУ, ПГУ. Пособие является конспектом лекций по дисциплине «Теплоэнергетика металлургического производства», которая читается для студентов очной и заочной форм обучения по направлению «Металлургия» и «Теплоэнергетика», специальностей «Промышленная теплотехника», «Энергоснабжение», «Металлургия черных металлов», «Обработка металлов давлением». Также может быть полезно и специалистам-металлургам, так как на достаточно высоком уровне и в доступной форме содержит наиболее важные сведения о значимых теплоэнергетических объектах металлургической промышленности.

Учебное пособие состоит из 6 глав и представлено на 227 с.

УДК 621.3.036.2: 669.02/09

ISBN 978-966-377-178-6

© Басок Б.И., Курбатов Ю.Л.,  
Бирюков А.Б., Новикова Е.В.

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ. Энергозатраты в металлургическом производстве.....	6
1 Состав теплоэнергетики предприятия с полным металлургическим циклом.....	8
1.1 Назначение теплоэнергетического хозяйства, схема энергоснабжения металлургического завода.....	8
1.2 Газоснабжение заводов черной металлургии.....	12
1.3 Использование топлива в металлургических печах.....	15
1.4 Тепловые электростанции и теплоснабжение металлургических заводов.....	19
1.5 Использование, получение и транспортировка сжатого воздуха.....	22
1.6 Производство и использование кислорода и инертных газов.....	24
1.7 Водоснабжение металлургических заводов.....	25
1.8 Теплоэнергетика по металлургическим переделам.....	28
1.8.1 Производство чугуна.....	28
1.8.2 Производство и разливка стали.....	31
1.8.3 Прокатное производство.....	39
2 Нагнетатели в металлургии.....	45
2.1 Общие понятия, классификация, параметры работы.....	45
2.2 Теоретические основы центробежных нагнетателей. Уравнение Эйлера.....	50
2.3 Работа нагнетателя на сеть. Последовательное и параллельное соединение нагнетателей.....	56
2.4 Регулирование центробежных нагнетателей.....	58
2.5 Многоступенчатые и многопоточные нагнетатели.....	61
2.6 Насосы.....	62
2.6.1 Классификация насосов по быстроходности.....	62
2.6.2 Установка насосов. Допустимая высота всасывания по условиям кавитации.....	63

2.6.3	Конструкции и характеристики насосов.....	65
2.6.4	Эксплуатация насосных установок.....	70
2.7	Вентиляторы. Классификация и конструкция.....	72
2.8	Компрессоры и газодувки.....	78
2.8.1	Назначение и типы компрессорных машин.....	78
2.8.2	Конструкции компрессоров.....	82
3	Паровые котельные установки.....	87
3.1	Виды, характеристики и описание котлов.....	87
3.1.1	Понятие и классификация теплогенерирующих установок.....	87
3.1.2	История развития котельных установок.....	91
3.1.3	Паровые котлы с естественной циркуляцией.....	96
3.1.4	Паровые котлы с принудительной циркуляцией....	98
3.1.5	Прямоточный паровой котел.....	98
3.2	Состав котельной установки, назначение элементов.....	101
3.2.1	Топливоприготовление.....	101
3.2.2	Тепловосприятие поверхностей нагрева.....	103
3.2.3	Конструкции топочных экранов.....	105
3.2.4	Виды пароперегревателей.....	106
3.2.5	Водяные экономайзеры.....	107
3.2.6	Воздухоподогреватели.....	109
3.2.7	Водоподготовка.....	113
3.3	Тепловой баланс и КПД котла.....	123
3.4	Мероприятия, повышающие экономичность работы котлоагрегатов.....	129
4	Тепловые двигатели. Паротурбинные и газотурбинные установки.....	134
4.1	Общие понятия о тепловых двигателях, классификация.	134
4.2	Паротурбинные установки.....	137
4.2.1	Назначение и классификация паровых турбин.....	137
4.2.2	Принцип действия турбины. Состав турбины, назначение отдельных элементов.....	141
4.2.3	Преобразование энергии в турбинной ступени.....	145
4.2.4	Тепловой цикл и КПД.....	150

4.2.5 Пути повышения КПД.....	156
4.2.6 Тепловые схемы ПТУ.....	158
4.3 Газотурбинные установки.....	160
4.3.1 Принцип действия, область применения.....	160
4.3.2 Схемы, циклы и КПД ГТУ.....	162
4.3.3 ГТУ с утилизацией теплоты отходящих газов.....	172
4.3.4 Конструкции газовых турбин и их элементов.....	173
4.4 Парогазовые установки.....	177
5 Вторичные энергетические ресурсы в металлургии.....	181
5.1 Общие понятия о ВЭР, классификация.....	181
5.2 Использование теплоты технологического продукта....	182
5.2.1 Производство кокса: мокрое и сухое тушение.	
Котлы-утилизаторы в УСТК.....	182
5.2.2 Производство проката.....	187
5.3 Использование теплоты уходящих газов.....	189
5.3.1 Рекуператоры.....	189
5.3.2 Регенераторы.....	192
5.3.3 Котлы-утилизаторы.....	194
5.4 ВЭР охлаждающих сред. Испарительное охлаждение....	197
5.5 Примеры комплексного использования ВЭР.....	200
5.5.1 Производство чугуна в доменных печах.....	200
5.5.2 Нагрев металла в методических печах прокатных цехов.....	202
6 Очистка отходящих газов в металлургии.....	207
6.1 Краткая характеристика вредных веществ в отходящих газах.....	207
6.2 Способы и аппараты газоочистки.....	211
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	224

## **ВВЕДЕНИЕ**

### **Энергозатраты в металлургическом производстве**

Особенностью металлургического производства является его большая энергоёмкость и разнообразие используемых энергетических ресурсов. К примеру, для производства одной тонны проката, с учетом предшествующих переделов, расходуется до 1,5 тонн условного топлива, до 500 кВт·ч электроэнергии, до 300 тонн воды, до 2000 м<sup>3</sup> сжатого воздуха, до 90 м<sup>3</sup> кислорода. В себестоимости металлургической продукции энергозатраты составляют до 60%.

- Доменное производство является основным потребителем энергоресурсов – здесь используется до 50% всего топлива, потребляемого предприятием. Кроме того, в доменном производстве потребляется в большом количестве сжатый воздух (особенно с учетом воздуха доменного дутья), электроэнергия, кислород, вода.

- Сталеплавильное производство потребляет примерно 6-7% всего топлива, электроэнергию, сжатый воздух, кислород, воду.

- Прокатное производство потребляет порядка 10% всего топлива, электроэнергию, сжатый воздух.

- Агломерационное производство потребляет около 6-7% всего топлива, электроэнергию, воду.

- Коксохимическое производство потребляет 6-7% всего топлива, электроэнергию, воду.

- Энергетическое хозяйство потребляет примерно 15% всего топлива, электроэнергию, воду.

Черная металлургия не только потребляет значительное количество энергии, но также и производит её в виде вторичных энергоресурсов (ВЭР).

Металлургические предприятия являются крупными потребителями энергоресурсов, необходимых для осуществления технологических процессов. Все металлургические процессы, по своей сути, являются процессами теплотехнологическими, связанными с высокотемпературным воздействием на материалы и сопутствующими процессами теплообмена и гидрогазодинамики.

Производство, распределение, рациональное использование энергоресурсов входит в сферу деятельности энергетической службы металлургического предприятия. К этой службе относятся цехи, станции и участки, основным оборудованием которых являются теплоэнергетические установки.

Технологические процессы являются источником вредных выбросов с отходящими газами и сточными водами, поэтому неотъемлемой частью системы энергообеспечения завода является очистка отходящих газов и стоков.

# 1 СОСТАВ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКИ ПРЕДПРИЯТИЯ С ПОЛНЫМ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИМ ЦИКЛОМ

## 1.1 Назначение теплоэнергетического хозяйства, схема энергоснабжения металлургического завода

Черная металлургия включает в себя три основных вида производств, так называемые металлургические переделы, и ряд производств, обеспечивающих эти переделы.

К металлургическим переделам относятся: доменное производство (получение чугуна из железной руды и железосодержащих материалов путём восстановления оксидов железа); сталеплавильное производство (получение стали из чугуна и металлолома); прокатное производство (получение проката из стальных слитков).

К обеспечивающим относятся: производство агломерата, окатышей, кокса, огнеупорное (на некоторых предприятиях), а также энергетическое хозяйство и вспомогательные службы (транспорт, ремонтно-механические цехи и т.д.).

Назначение теплоэнергетического хозяйства металлургического предприятия состоит в обеспечении различными видами энергии основных и вспомогательных технологических процессов.

Основными энергоносителями в черной металлургии являются все виды топлива, электроэнергия, вода, тепловая энергия в виде пара и горячей воды, сжатый воздух, кислород, инертные газы.

Схема энергоснабжения металлургического завода представлена на рис. 1.1. Основным первичным энергоносителем является топливо, поступающее на завод извне и производимое на заводе в виде вторичных энергоресурсов (ВЭР). За счёт приобретаемого топлива (как правило - природного газа) покрывается около 35% потребности металлургического завода в топливе. Из внешней сети металлургический завод потребляет до 80% необходимой ему электроэнергии, а 65% топлива и 20% электроэнергии производится на предприятии.



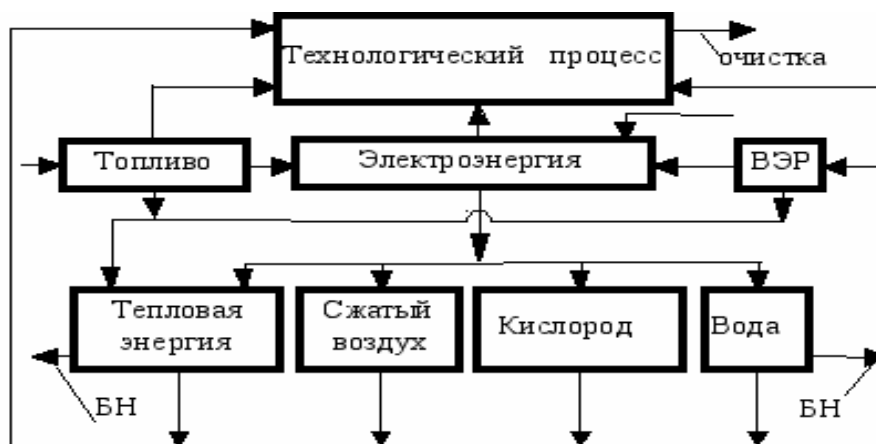


Рисунок 1.1 – Схема энергоснабжения металлургического завода (БН – бытовые нужды)

Рассмотрим подробнее вопросы использования различных энергоносителей.

*Топливо* – первичный источник энергии. Из потребляемого топлива 45% составляет твёрдое топливо, 50% - газообразное и 5% - жидкое.

Основные виды твердого и жидкого топлива:

- кокс – основное технологическое и энергетическое топливо для доменных печей и вагранок, теплота сгорания  $\approx 29$  МДж/кг (около 7000 ккал/кг), содержание влаги до 5%, золы до 10%, серы до 2%. Кокс представляет собой продукт сухой перегонки коксующихся марок каменных углей;

- коксовые отходы – технологическое топливо в ферросплавном и агломерационном производстве;

- энергетический уголь (каменный, бурый) используют для получения пара в энергетических котлах, а также как заменитель дорогостоящего кокса в доменных печах (теплота сгорания  $Q_H^P$  каменного угля 20–29 МДж/кг, бурого 11–13 МДж/кг);

- мазут – жидкое топливо, продукт переработки нефти, теплота сгорания  $\approx 40$  МДж/кг. Используется в технологических процессах (как самостоятельное топливо), а также с целью экономии кокса и природного газа, в энергетическом хозяйстве – как резервное топливо.

На газообразное топливо приходится примерно половина общего расхода топлива. Структура потребления: доменный газ 30%, коксовый газ 20%, природный газ 50%:

- доменный газ – образуется при выплавке чугуна, имеет низкую теплоту сгорания ( $\approx 3,5-4,5$  МДж/м<sup>3</sup>), но является важной составляющей теплового баланса завода из-за больших объемов. Основные потребители - доменные воздухонагреватели, энергетические котлы, коксовые батареи, нагревательные печи;

- коксовый газ – побочный продукт при производстве кокса. Имеет теплоту сгорания  $\approx 15-18$  МДж/м<sup>3</sup>. Используется для отопления нагревательных печей прокатных цехов, коксовых батарей, котлоагрегатов;

- конвертерный газ – побочный продукт конвертерной плавки стали, теплота сгорания 8-10 МДж/м<sup>3</sup>, в основном состоит из СО; из-за взрывоопасности, непостоянства состава и нестабильности подачи в промышленных масштабах практически не используется;

- природный газ – высококачественное покупное топливо, на 95-99% состоит из метана (СН<sub>4</sub>), теплота сгорания  $\approx 35$  МДж/м<sup>3</sup>. Основные потребители: печи прокатных цехов и энергетические установки, мартеновские печи (для тех предприятий, где они еще используются) и доменные печи. Вдувание природного газа в горн доменной печи приводит к сокращению расхода дорогостоящего кокса за счет образования восстановительных газов при конверсии углеводородов. В настоящее время такой подход не применяется в связи с высокой стоимостью импортного природного газа

Структура потребления топлива основными металлургическими производствами представлена в табл. 1.1

Таблица 1.1 – Расход топлива по основным металлургическим производствам (в пересчете на условное)

<b>Вид производства</b>	<b>Потребление топлива, %</b>
Агломерационное	7
Коксохимическое	6
Доменное	50
Сталеплавильное	7
Прокатное	10
Энергетическое хозяйство	15
Прочие потребители	5

Чёрная металлургия расходует около 15% производимой в стране *электроэнергии*. Из внешней сети металлургические заводы потребляют до 80% необходимой электроэнергии, остальное вырабатывается на заводских ТЭЦ-ПВС. Электроэнергия на металлургических предприятиях в основном расходуется для питания печных трансформаторов электродуговых печей и установок ковш-печь, для привода энергомеханического оборудования (валки прокатных станов, управления подвижными частями агрегатов и т.д.)

*Тепловая энергия* расходуется для тепловой обработки материалов (нагрев, плавление и т.д.), технологических и бытовых нужд (вентиляция, отопление и горячее водоснабжение), а также для реализации вспомогательных операций (размораживание сыпучих грузов в зимний период, подогрев мазута и т.д.) Источником тепловой энергии могут быть продукты сгорания, водяной пар или горячая вода. Пар производится в энергетических котлах (45%), котлах-утилизаторах (35%), а также поступает от теплофикационных турбин (20%). Около 40% теплоты, передаваемой с паром, потребляют технологические потребители, 60% идет на отопление, вентиляцию, коммунально-бытовые нужды.

*Сжатый воздух* используется, главным образом, в качестве дутья для доменных печей (производится на ТЭЦ-ПВС в турбовоздуходувках с приводом от паровых турбин). Сжатый воздух используется также для различных технологических и вспомогательных операций.

*Кислород* применяется, в основном, для интенсификации металлургических процессов. Вырабатывается из атмосферного воздуха на кислородных станциях (в кислородных цехах). Основные потребители - доменное и сталеплавильное производство.

*Инертные газы (аргон, азот)* применяют для создания защитных безокислительных атмосфер, рафинирования жидкого металла путем его донной продувки через пористые блоки, для транспорта горючих материалов.

Металлургия потребляет значительное количество *воды* на охлаждение, очистку газов, выработку пара, транспортировку сыпучих материалов, хозяйственно-бытовые нужды. Качество и

количество воды определяются, прежде всего, требованиями технологического процесса.

## **1.2 Газоснабжение заводов черной металлургии**

Газообразное топливо является основным видом топлива на металлургическом заводе. Система газоснабжения завода должна обеспечивать бесперебойную работу потребителей, быть удобной и безопасной в обслуживании, экономичной.

При подготовке сырья к доменной плавке газ используют в обжиговых машинах на фабрике окомкования, в сушильных установках цеха сушки концентрата, в агломашинах на аглофабрике для зажигания слоя шихтовых материалов путем его разогрева при помощи специальной газовой горелки – горна.

В доменном цехе газ может вдуваться в горн доменных печей в качестве дополнительного источника восстановительных газов и экономии кокса (в случае если при текущих уровнях цен на энергоносители эта операция является экономически оправданной), сжигается в регенеративных воздухонагревателях доменных печей (кауперах) для нагрева воздушного дутья перед его подачей в доменные печи.

В коксохимическом производстве газом обогреваются вертикалы коксовых батарей для прогрева шихты, засыпанной в печные камеры до температуры 1000-1100°С и получения кокса.

В сталеплавильном цехе газ сжигается в мартеновских печах, а при конвертерной плавке используется для подтопки котлов охладителей конвертерных газов.

В прокатном производстве газом отапливаются нагревательные печи (периодического и проходного типа) для нагрева стальных слитков или заготовок под горячую обработку давлением и термические печи, в которых металлу путем комбинации операций нагрева, охлаждения и выдержки в определенных температурных диапазонах придаются заданные механические свойства.

Основные элементы системы газоснабжения: газопроводы, газорегуляторные пункты и установки, газосмесительные и газоповысительные станции.

В зависимости от избыточного давления газа различают: газопроводы низкого давления – до 5кПа (0,05атм), среднего давления – 5кПа-0,3МПа (0,05-3атм), высокого давления >0,3МПа (>3атм).

На завод поступает газ давлением 0,3-1,2МПа. По способу прокладки различают надземные и подземные газопроводы. При надземной прокладке исключается подземная коррозия газопроводов, менее опасны утечки, облегчается обслуживание и ремонт. Для компенсации температурных деформаций на газопроводах предусматривают повороты как элементы пространственной компенсации, и осевые компенсаторы различных типов.

При необходимости снижения давления природного газа и поддержания его на заданном уровне независимо от колебаний давления на входе и расхода газа применяют *газорегуляторные пункты (ГРП) и газорегуляторные установки (ГРУ)*.

Если цехи-потребители газа расположены компактно, то устанавливают один центральный ГРП или несколько цеховых в одном помещении. Если цехи расположены далеко друг от друга, то ГРП устанавливают вблизи от агрегатов, которые потребляют наибольшее количество газа. ГРУ монтируют в помещениях, где расположены газопотребляющие установки и агрегаты небольшой производительности.

Принципиальные технологические схемы ГРП и ГРУ аналогичны. Имеется основной газопровод с необходимой арматурой, регулятор давления, обводной газопровод (байпас) и щит с КИП. Схема ГРП показана на рис 1.2.

В зависимости от количества пропускаемого газа и требуемого выходного давления применяют регуляторы давления прямого и непрямого действия. Регуляторы прямого действия работают от газа, давление которого они снижают и регулируют. Регуляторы непрямого действия работают от давления сжатого воздуха 0,1МПа. Их применяют при большой пропускной способности ГРП и при необходимости поддерживать на выходе давление более 0,6МПа.

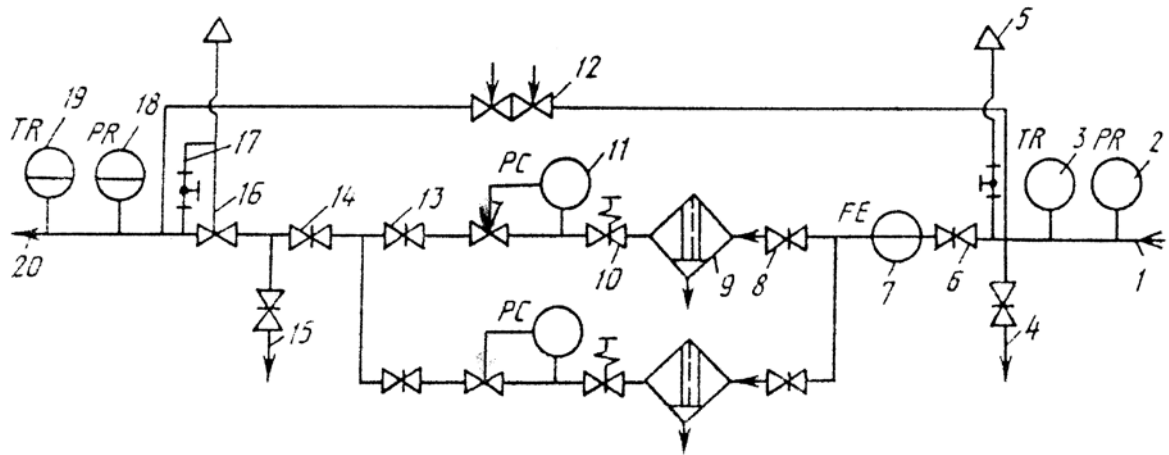


Рисунок 1.2 – Схема ГРП газопровода завода с двумя регулирующими нитками: 1 – газопровод со стороны городских сетей; 2, 3 – показывающие манометр и термометр; 4 – отбор газа к отопительной котельной; 5 – продувочная свеча; 6 – основная задвижка; 7 – щитовой расходомер; 8 – отключающая задвижка; 9 – фильтр для дополнительного улавливания пыли; 10 – предохранительный запорный клапан; 11 – регулятор давления; 12 – задвижка регулирующая; 13, 14 – отключающие задвижки; 15 – отбор газа для коммунально-бытовых целей; 16 – предохранительный сбросной клапан; 17 – продувочная линия; 18, 19 – щитовые приборы для записи температуры и давления; 20 – газопровод газа пониженного давления.

*Газосмесительные станции (ГСС)* используют на металлургических заводах, располагающих различными видами газообразного топлива. Применение смесей газов для отопления печей приводит к более эффективному использованию топлива. В нагревательных и термических печах наряду с природным и коксовым газом используют природно-доменную смесь (10-19 МДж/м<sup>3</sup>) и коксо-доменную смесь (6-10 МДж/м<sup>3</sup>).

Газы смешивают в смесителе, обеспечивающем хорошее перемешивание, для чего врезку одного газопровода в другой производят с помощью нескольких патрубков, расположенных равномерно по окружности. По одному трубопроводу проходит ведущий газ (обычно доменный), по другому – ведомый. На газопроводах установлены дроссели (для снижения давления), измерительные диафрагмы (для измерения расхода), отключающие устройства. ГСС могут работать по схеме, обеспечивающей постоянство теплоты сгорания смешанного газа или постоянство объемов смешиваемых газов.

Для повышения давления газа, подаваемого потребителям, а также транспортируемого на значительные расстояния, на

заводах строят *газоповысительные станции* ГПС. Например, для транспортировки коксового газа к нагревательным печам и сжигания с помощью инжекционных горелок его давление надо повысить. Для транспортировки доменного газа на коксохимические заводы, расположенные вне металлургического завода, давление его недостаточно и должно быть повышено. Повышение давления газа производится с помощью газодувок или компрессоров. ГПС оборудуют показывающими и регистрирующими приборами расхода газа, давления, средствами автоматического управления, контроля, регулирования и сигнализации. Для повышения давления смешанного газа строят смесительно-повысительные станции (ГСПС) (рис. 1.3).

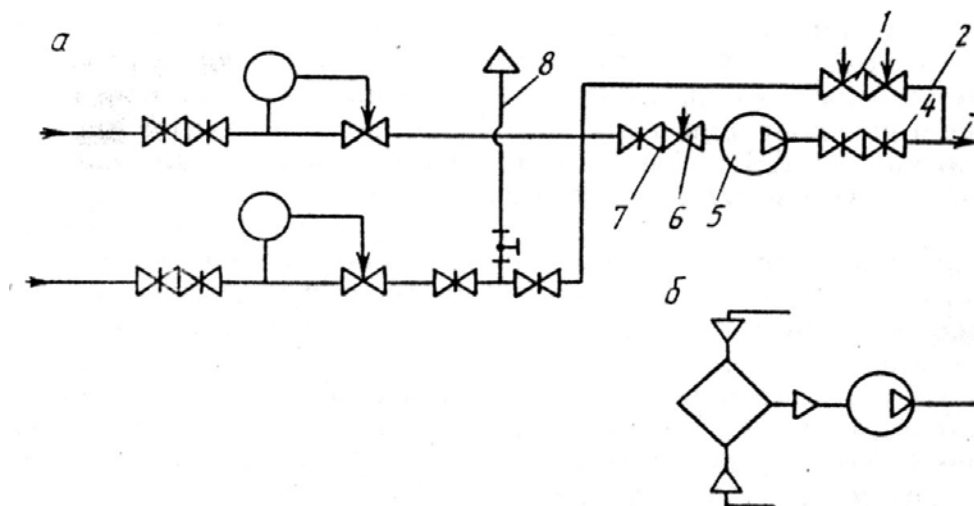


Рисунок 1.3 – Схема газосмесительно-повысительной станции (а – принципиальная схема, б – условное обозначение): 1 – регулирующая задвижка, 2 – байпас, 3 – газопровод смешанного газа повышенного давления, 4 – запорная задвижка, 5 – газодувная машина, 6 – регулирующая задвижка, 7 – газопровод смешанного газа низкого давления, 8 – линия продувки системы.

### 1.3 Использование топлива в металлургических печах

Основным потребителем топлива на металлургическом заводе являются металлургические печи: доменные, мартеновские, нагревательные, термические, обжиговые и др., расходующие более 80% топлива. Большинство печей работает с низкими показателями топливоиспользования, поэтому повышение этих показателей приводит к существенной экономии топлива. Для оценки эффективности работы печей используют такие показатели:

- коэффициент использования тепла топлива – КИТ;
- удельный расход теплоты (на единицу массы продукта);
- производительность;
- удельная производительность;
- термический КПД печи.

КИТ показывает, какая доля химической энергии топлива может быть использована в рабочем пространстве печи для осуществления технологического процесса и покрытия тепловых потерь:

$$\eta = \frac{Q_{\text{н}}^{\text{р}} + Q_{\text{ф}} - Q_{\text{ух}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}}, \quad (1.1)$$

где  $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$  – теплота сгорания топлива;

$Q_{\text{ф}}$  – физическое тепло, вносимое с подогретым воздухом и топливом;

$Q_{\text{ух}}$  – потери тепла с уходящими газами.

Все величины, входящие в формулу (1.1) отнесены к единице топлива (Дж/кг, Дж/м<sup>3</sup>).

Если расход тепла топлива на технологические нужды составляет  $Q_{\text{техн}}$  (Вт), а на покрытие тепловых потерь  $Q_{\text{пот}}$ , то

$$\eta = \frac{Q_{\text{техн}} + Q_{\text{пот}}}{V \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}}}, \quad (1.2)$$

где  $V$  – расход топлива, кг/с или м<sup>3</sup>/с.

Термический КПД печи показывает, какая доля энергии топлива использована для осуществления технологического процесса:

$$\eta_{\text{т}} = \frac{Q_{\text{техн}}}{V \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}}}, \quad (1.3)$$

Связь КИТ и КПД: 
$$\eta_{\text{т}} = \eta - \frac{Q_{\text{пот}}}{V \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}}}, \quad (1.4)$$

Величина, входящая в знаменатель формулы (1.2) и показывающая количество тепла, вводимого в печь с химической энергией топлива в единицу времени, представляет собой общую тепловую мощность печи:

$$M_{\text{общ}} = V \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}}, \text{ Вт.} \quad (1.5)$$

Общая тепловая мощность складывается из технологической (рабочей) мощности  $M_{\text{техн}}$  и мощности холостого хода  $M_{\text{х.х.}}$



$$M_{\text{общ}} = M_{\text{техн}} + M_{\text{х.х.}} \quad (1.6)$$

Технологическая мощность показывает то количество тепла, которое нужно ввести с топливом в единицу времени для совершения требуемого технологического процесса без учёта расхода тепла на покрытие тепловых потерь в рабочем пространстве:

$$M_{\text{техн}} = \frac{Q_{\text{техн}}}{\eta}, \text{Вт}, \quad (1.7)$$

где  $Q_{\text{техн}}$  – количество выделенного при сжигании топлива тепла, затраченное на совершение полезной работы.

Мощность холостого хода определяет химическую энергию топлива, которую нужно ввести в единицу времени для покрытия тепловых потерь в рабочем пространстве:

$$M_{\text{х.х.}} = \frac{Q_{\text{пот}}}{\eta}, \text{Вт}. \quad (1.8)$$

Основным показателем эффективности использования топлива в печах является удельный расход тепла, показывающий расход тепла топлива на единицу продукции:

$$b = \frac{M_{\text{общ}}}{G}, \text{Дж/кг}, \quad (1.9)$$

где  $G$  – производительность по готовому продукту, кг/с, или

$$b = \frac{Q_{\text{техн}} + Q_{\text{пот}}}{G\eta}. \quad (1.10)$$

Удельная производительность  $G_{\text{уд}}$  печи показывает, сколько продукции (кг) получается с единицы площади пода или с единицы объема рабочего пространства за единицу времени (кг/(м<sup>2</sup>ч); т/(м<sup>3</sup>сутки)). Такие термины, как «съем металла», «напряженность пода» выражают удельную производительность печи. При выплавке чугуна в доменной печи на отечественных предприятиях пользуются показателем КИПО – коэффициент использования полезного объема, который показывает, какой полезный объем печи требуется для выплавки 1 т чугуна в сутки. В мировой практике, в последнее время чаще используют показатель, обратный КИПО, т.е. суточное производство чугуна на 1 м<sup>3</sup> полезного объема.

Какими же факторами определяется эффективность использования топлива в печах.

Удельный расход тепла топлива снижается пропорционально увеличению КИТ, зависящего от ряда параметров (формула 1.1).

Так, КИТ возрастает с увеличением теплоты сгорания топлива, температуры подогрева воздуха и топлива и снижением потерь тепла с уходящими газами. Потери тепла с уходящими газами:

$$Q_{\text{ух}} = V_{\text{д}} \cdot c'_{\text{д}} \cdot t_{\text{ух}} + Q_{\text{н}}, \quad (1.11)$$

где  $Q_{\text{н}}$  – потери тепла от недожога топлива, Дж/м<sup>3</sup>;  $V_{\text{д}}$  – выход продуктов сгорания на единицу топлива;  $c'_{\text{д}}$  – объёмная теплоёмкость дыма, Дж/м<sup>3</sup>К;  $t_{\text{ух}}$  – температура уходящих газов, °С.

Недожог топлива может быть результатом недостатка воздуха, а также неудовлетворительной работы горелок, не обеспечивающих хорошего перемешивания газа с воздухом.

Использование кислорода уменьшает количество уходящих газов, а следовательно и  $Q_{\text{ух}}$ . Однако, если применение кислорода не вызывается технологической целесообразностью, например, в нагревательных печах, то, учитывая значительный расход энергии на его производство, повышение КИТ за счёт использования кислорода нецелесообразно.

Температура уходящих из рабочего пространства печи газов существенно влияет на  $Q_{\text{ух}}$  и её снижение позволяет повысить КИТ. Однако этот параметр определяется температурным режимом печи и связан с технологией процесса или диктуется обеспечением требуемой производительности печи и должен быть с ней увязан.

Таким образом, реальная возможность повышения КИТ обеспечивается повышением теплоты сгорания, температуры подогрева воздуха, а иногда и подогрева газа, улучшением работы горелочных устройств с целью полного сгорания топлива.

Существенное влияние на удельные расходы тепла оказывают тепловые потери в рабочем пространстве печи. Снижение тепловых потерь может обеспечить значительную экономию топлива, причём эта экономия тем больше, чем менее эффективно используется топливо, т.е. чем меньше КИТ. Экономия тепла топлива (Вт) от снижения потерь в рабочем пространстве печи:

$$E = \frac{\Delta Q_{\text{пот.}}}{\eta}.$$

Проведение мероприятий по снижению удельных расходов тепла связано с дополнительными капитальными затратами. Поэтому экономическая эффективность этих мероприятий не может оцениваться только показателями топливоиспользования, а должна определяться по приведенным затратам, учитывающим капитальные и эксплуатационные затраты.

#### **1.4 Тепловые электростанции и теплоснабжение металлургических заводов**

Основным звеном энергетической системы металлургического завода является *теплоэлектроцентраль* (ТЭЦ).

Тепловые электростанции различают по виду отпускаемой энергии. Так, конденсационные электростанции (КЭС) отпускают электрическую энергию, а теплоэлектроцентрали – электрическую энергию и тепловую энергию в виде пара и горячей воды. Тепловые электростанции металлургических заводов включают в себя установки по производству электрической и тепловой энергии, т.е. являются теплоэлектроцентралями, а также установки по производству сжатого воздуха для доменного дутья, т.е. являются одновременно и паровоздуходувными станциями (ПВС). Поэтому их называют ТЭЦ-ПВС. Тепловая энергия отпускается потребителю в виде пара из парогенератора или из отбора турбины, либо в виде горячей воды из бойлерных установок. Из всего топлива, поступающего на ТЭЦ-ПВС, 15-30% расходуется на выработку электроэнергии, 25-45% - на выработку теплоты и 40% - на выработку сжатого воздуха. Источниками теплоснабжения, помимо ТЭЦ, являются также паровые и водогрейные котельные. Работает ТЭЦ следующим образом (рис. 1.4). В парогенераторе (паровом котле) 1 за счёт теплоты сгорания топлива получают перегретый пар под давлением 4,5-10,0 МПа и температурой 400-500°С. Полученный пар поступает в турбины 2 и 4, приводящие во вращение, соответственно, электрогенератор 3 и нагнетатель воздуха 5. Из промежуточных отборов турбины 2 пар направляется в бойлерные установки 7 и к

технологическим потребителям пара 8. Пар после последних ступеней турбин 2 и 4 поступает в конденсатор 6, где конденсируется и затем закачивается конденсатным насосом 9 в деаэратор 10. В деаэратор также поступает конденсат из бойлерной установки 7 и от технологических потребителей пара 8, а также химически очищенная вода, компенсирующая утечки.

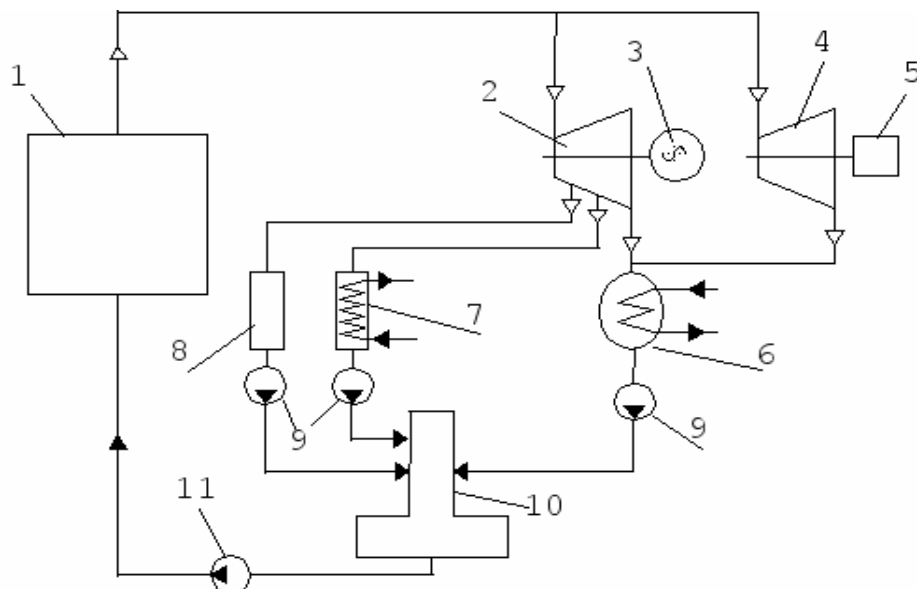


Рисунок 1.4 – Принципиальная тепловая схема ТЭЦ-ПВС: 1-парогенератор; 2-турбина (привод электрогенератора); 3-электро-генератор; 4-турбина (привод нагнетателя воздуха); 5-нагнетатель воздуха; 6-конденсатор; 7-бойлер; 8-технологический потребитель пара; 9-конденсатный насос; 10-деаэратор; 11-питательный насос.

В деаэраторе поддерживается температура, равная температуре кипения воды. Это необходимо для удаления из воды, питающей паровой котел, растворенных в ней газов, которые образуют в соединении с водой слабо концентрированные кислоты и приводят к интенсивной коррозии металла труб котла. Вода подается в котел питательным насосом 11. Помимо показанного на схеме оборудования, на ТЭЦ имеются механизированные склады твёрдого топлива, пылеприготовительная система, мазутное и газовое хозяйство, оборудование золоулавливания и золошлакоудаления, оборудование для подготовки питательной воды и очистки конденсата, поступающего от технологических установок, маслохозяйство, тягодутьевые установки.

ТЭЦ связана с внешней энергетической системой, которая, в случае необходимости, дает предприятию недостающую электроэнергию или принимает ее излишки. Комбинированная выработка электроэнергии и теплоты значительно повышает экономичность ТЭЦ. Основным показателем работы ТЭЦ является термический коэффициент полезного действия (КПД), представляющий собой отношение полезно используемой теплоты (превращённой в механическую работу) к затраченной. На практике качество работы ТЭЦ оценивают отдельно по выработке электроэнергии и по выработке тепловой энергии. Экономичность работы ТЭЦ можно оценивать по расходу условного топлива на единицу выработанной энергии или теплоты (порядка 0,4 кг/кВт·ч).

В качестве топлива на ТЭЦ используют доменный, коксовый и природный газ, антрацитовый штыб (АШ). Твёрдое топливо поступает в железнодорожных вагонах, выгружается на склад, дробится, размалывается и подается к котлу через систему пылеприготовления. Газообразное топливо всех видов подводится по трубопроводам отдельными потоками. Образующиеся зола и шлак улавливаются и подаются на золоотвалы с помощью пневматических, гидравлических или пневмогидравлических систем золоудаления.

На ТЭЦ используется большое количество воды для конденсации отработавшего пара, выработки пара в котлах, транспортирования золы и шлака, очистки дымовых газов, охлаждения масла, воздуха, подшипников, на хозяйственно-бытовые нужды. Природная вода без специальной обработки не может быть использована для водоснабжения теплоэнергетического оборудования из-за растворенных в ней солей и газов. Соли, попавшие в котёл, образуют отложения в виде накипи на внутренней поверхности труб и в проточной части турбины, что ухудшает теплообмен и снижает показатели работы котла, а иногда приводит к прогару труб. Газы вызывают коррозию металла.

Для удаления из воды вредных примесей используют специальные методы водоподготовки:

- метод осветления воды (отстаивание, фильтрация, коагуляция);
- метод осаждения (образование труднорастворимых соединений, выпадающих в осадок);

-магнитный метод (магнитная обработка воды с целью извлечения магнитных включений и ускорения отстаивания);  
-метод ионного обмена (перевод солей в вещества, не образующие накипь).

Для удаления растворённых в воде коррозионно-агрессивных газов ( $O_2$ ,  $CO_2$ ,  $NH_3$ ) используют термическую деаэрацию воды (нагрев воды до кипения при пониженном давлении).

Теплота в виде горячей воды потребляется устройствами отопления и вентиляции, горячего водоснабжения и кондиционирования воздуха. Теплота в виде пара потребляется подогревателями газообразных, жидких и твёрдых веществ, выпарными и сушильными аппаратами, паровыми молотами и прессами, ковочными машинами. Они используют пар давлением 0,3-1,0 МПа и температурой 200-250°C.

Воду для систем теплоснабжения подогревают в пароводяных теплообменных аппаратах, именуемых бойлерами. Это, как правило, теплообменные аппараты поверхностного типа (теплообмен через разделительную поверхность), в которых по трубам проходит нагреваемая вода, а между трубами - греющий пар, который конденсируется.

Системы парового теплоснабжения получают пар из отборов паровых турбин либо из редукционно-охладительных установок (РОУ). В РОУ давление пара снижается в результате его дросселирования, а температура – за счёт впрыскивания в пар воды.

### **1.5 Использование, получение и транспортировка сжатого воздуха**

Технологические цехи металлургического завода являются потребителями большого количества сжатого воздуха. Сжатый воздух используют для дутья в доменные печи, для работы пневматических машин и пневмоинструмента, для сжигания топлива в обжиговых, нагревательных и термических печах.

Расход сжатого воздуха в доменных цехах значительно превышает расход воздуха в каких-либо других производствах. Так, для получения 1т чугуна необходимо около  $3000m^3$  воздуха при нормальных условиях. Для дутья в доменные печи необходим воздух давлением 0,3-0,4МПа, он вырабатывается на

паровоздуходувных станциях ПВС, обычно совмещенных с ТЭЦ (ТЭЦ-ПВС).

Воздуходувные станции оборудованы многоступенчатыми центробежными воздуходувными машинами. Основной тип привода доменных воздуходувок - паровая турбина. Турбины, используемые для этих целей, работают на паре давлением 3,5МПа или 9МПа с температурой, соответственно, 435°С или 535°С. Иногда применяют приводы других типов. Перед подачей в доменную печь воздух после сжатия нагревают до температуры около 1000-1300°С в доменных воздухонагревателях (кауперах).

Для привода пневмомашин и пневмоинструмента используют воздух давлением 0,6-1,0МПа. Сжатый воздух таких давлений получают централизованно на компрессорных станциях с помощью поршневых и центробежных компрессоров. Центробежные компрессоры предпочтительней, так как обеспечивают непрерывную подачу газа, надёжны и просты в обслуживании, не загрязняют сжатый воздух маслом. Поршневые компрессоры обеспечивают большую степень сжатия газа при одинаковых габаритах с центробежными компрессорами, но имеют меньшую производительность и менее надёжны. В связи с этим современные компрессорные станции, как правило, оборудуют центробежными компрессорными машинами.

Сжатый воздух к потребителям транспортируют с помощью развитой сети воздухопроводов, с воздуходувной и компрессорной станций раздельно. Воздухопроводы к доменной печи теплоизолированы, так как температура воздуха после сжатия повышается до 200°С. Эти воздухопроводы имеют диаметры, достигающие 2500 мм. Для сжигания топлива в обжиговых, нагревательных и термических печах используют воздух давлением 0,003-0,01 МПа, подаваемый центробежными нагнетателями (вентиляторами), устанавливаемыми в непосредственной близости от потребителя.

Общее требование для сжатого воздуха – отсутствие механических примесей, влаги, паров масла. Очистка от механических примесей осуществляется с помощью фильтров, а от влаги и паров масла - путём охлаждения сжатого воздуха. Однако при этом не вся влага конденсируется, и её наличие в трубопроводах может привести к образованию зимой ледяных пробок. Получение сжатого воздуха требует значительных затрат

(так, стоимость нагретого доменного дутья - 30% стоимости чугуна).

### **1.6 Производство и использование кислорода и инертных газов**

Более 50% кислорода, производимого промышленностью, потребляется в черной металлургии для интенсификации металлургических процессов и улучшения их технико-экономических показателей. В доменном производстве кислород применяют для обогащения дутьевого воздуха, в результате уменьшается расход кокса, увеличивается производительность.

В конвертерном производстве кислород применяется для продувки жидкого чугуна, что позволяет получить конвертерную сталь. В электросталеплавильном производстве кислородом продувают ванну, что сокращает длительность плавки и уменьшает расход электроэнергии. В прокатном производстве кислород применяют для резки и огневой зачистки проката.

Азот, получаемый при производстве кислорода, используют в доменном производстве при угле-пылеприготовлении и в межконусном пространстве. При термической обработке стали азот применяют для приготовления защитных атмосфер.

Инертные газы, получаемые при производстве кислорода, используют при выплавке специальных сталей и сплавов (аргон), в электроламповой и электровакуумной промышленности (ксенон, криптон, неон), в физике высоких энергий (гелий). Извлечение инертных газов при производстве кислорода позволяет существенно снизить его себестоимость.

Сырьем для производства кислорода в промышленных масштабах является атмосферный воздух, который разделяют на кислород и азот путем сжижения и низкотемпературной ректификации.

На металлургическом заводе кислородная станция является крупной хозяйственной единицей, подчиняющейся главному энергетике завода. Она предназначена, в первую очередь, для снабжения доменного и сталеплавильного цехов техническим кислородом с концентрацией кислорода от 95 до 98%.

Доменные цехи потребляют кислород равномерно во времени. Расход кислорода на доменную печь объемом  $2000\text{м}^3$  составляет  $5000\text{-}30000\text{м}^3/\text{ч}$ .



Сталеплавильные цехи потребляют кислород с большими и частыми колебаниями расхода, соответствующими моментам продувок. Расход технологического кислорода в мартеновском производстве составляет  $35\text{ м}^3/\text{т}$  стали, в конвертерном –  $55\text{-}65\text{ м}^3/\text{т}$  стали.

Кислородная станция включает 4 основных цеха: кислородный, кислородно-компрессорный, наполнительное отделение, цех очистки инертных газов.

В кислородном цехе атмосферный воздух после очистки и осушки поступает в блок разделения, где из воздуха извлекают кислород, азот и инертные газы: аргон, криптон, ксенон, неон, гелий в жидком или газообразном состоянии.

Получение кислорода на станциях осуществляется посредством разделения воздуха в жидком состоянии на кислород и азот. Это разделение или низкотемпературная ректификация, возможно благодаря разнице в температурах ожигения (кипения) азота ( $-195,8^\circ\text{C}$ ) и кислорода ( $-182,9^\circ\text{C}$ ). Одновременно с получением кислорода и азота в блоках разделения получают также инертные газы. Производительность установок разделения воздуха  $35\text{-}70$  тыс.  $\text{м}^3/\text{ч}$ .

Из кислородного цеха кислород направляется в кислородно-компрессорный цех, инертные газы в цех очистки, а азот используется для нужд завода или выбрасывается в атмосферу. В кислородно-компрессорном цехе осуществляется сжатие кислорода до среднего и высокого давления и его осушка. Между кислородным и кислородно-компрессорным цехом в кислородную магистраль устанавливают газгольдеры, которые являются буферными сборниками газообразного кислорода.

Из кислородно-компрессорного цеха кислород высокого давления ( $15\text{-}16\text{ МПа}$ ) поступает в наполнительное отделение, а кислород среднего давления ( $1\text{-}2\text{ МПа}$ ) – непосредственно к потребителю. В наполнительном отделении производится также наполнение транспортных баллонов сжатым кислородом.

### **1.7 Водоснабжение металлургических заводов**

Система водоснабжения включает комплекс сооружений и устройств для забора воды из источника водоснабжения, её очистки, хранения, подачи и распределения между потребителями. На металлургических заводах применяют

прямоточное, последовательное и обратное водоснабжение. Поэтому имеются водоводы свежей технической воды, оборотной или повторно используемой воды, производственного (технического) водоснабжения, снабжения питьевой водой и пожарного водоснабжения (объединенного с производственным или питьевым). При прямоточном водоснабжении отработанная вода после очистки и охлаждения сбрасывается в водоём, из которого была взята (рис. 1.5а).

Последовательное водоснабжение предусматривает повторное использование воды рядом потребителей с учетом их требований к качеству воды с последующим сбросом (рис. 1.5б).

В оборотных циклах водоснабжения вода подвергается очистке от взвешенных частиц и охлаждению, и снова используется (рис 1.6). Свежая вода потребляется только для компенсации потерь, составляющих порядка 5% от количества воды, находящейся в обороте. Очистка воды производится в отстойниках или гидроциклонах, а также аппаратах тонкой очистки (фильтрах), а охлаждение воды – в прудах-охладителях, брызгальных бассейнах, в башенных или вентиляторных градирнях.

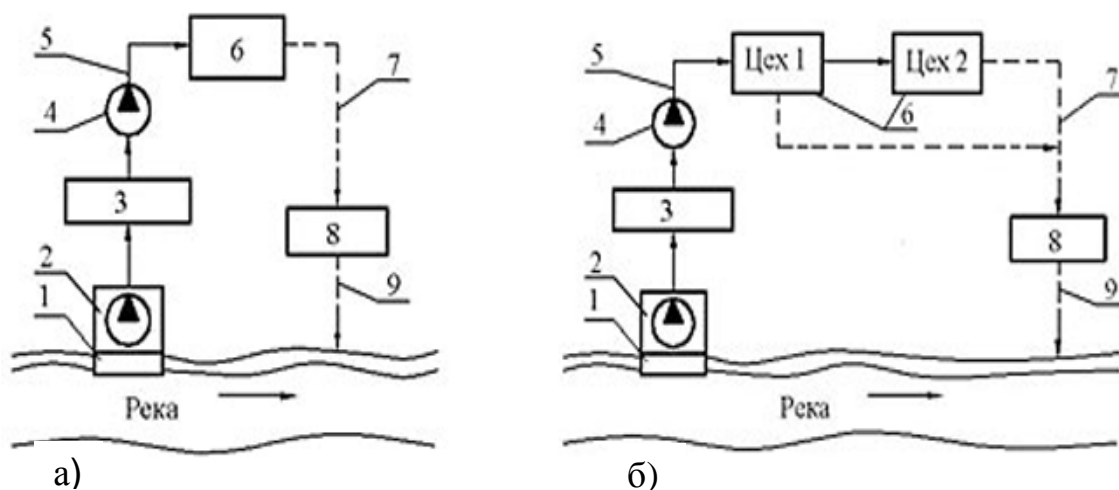


Рисунок 1.5 – Схемы водоснабжения прямоточная (а) и последовательная (б): 1 – речной водозабор; 2 – насосная станция 1-го подъема; 3 – станция водоочистки; 4 – насосная станция 2-го подъема; 5 – подающий трубопровод; 6 – промпредприятие; 7 – трубопровод отработанной воды; 8 – станция очистки сточных вод; 9 – сброс воды в реку; 10 – водоохлаждающее устройство; 11 – сборная камера; 12 – насосная станция оборотной воды.

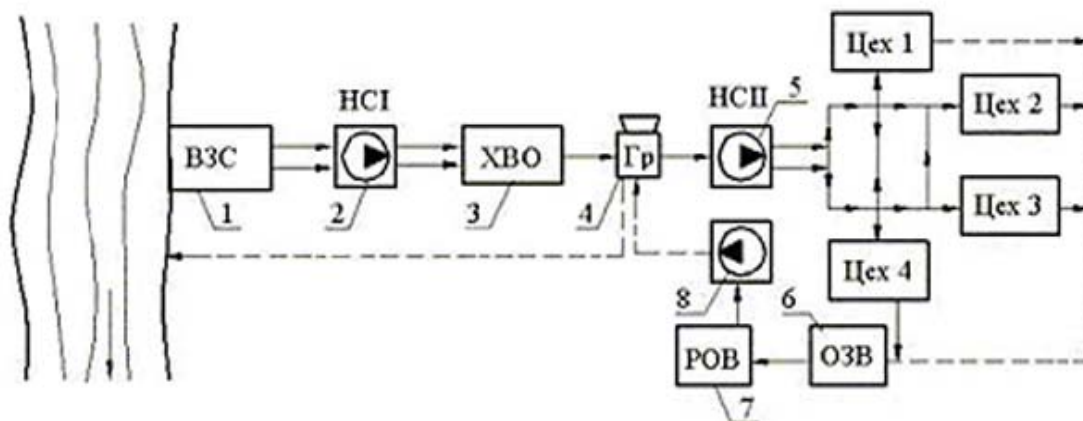


Рисунок 1.6 – Обратная схема водоснабжения: 1 – водозаборное сооружение; 2 – насосная станция 1-го подъема; 3 – станция очистки природной воды; 4 – охлаждающая установка; 5 – насосная станция 2-го подъема; 6 – станция очистки загрязненных вод; 7 – резервуар очищенной воды; 8 – насосная станция оборотной воды.

Тип и размеры охладителей воды принимают в зависимости от требуемого расхода воды, расчётной температуры охлаждения, требований технологического процесса и ряда других факторов. Пруды охладители и брызгальные бассейны применяют при невысоких требованиях к охлаждению воды: разница температур охлаждаемой и охлаждённой воды не более 5-10°C.

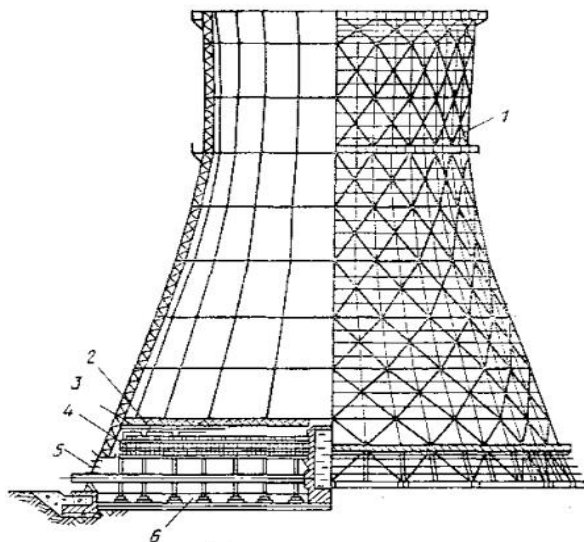


Рисунок 1.7 – Башенная противоточная градирня:

- 1 - вытяжная башня;
- 2 - водоуловитель;
- 3 - водораспределительная система;
- 4 - оросительное устройство;
- 5 - воздухорегулирующее устройство;
- 6 - водосборный бассейн

В системах оборотного водоснабжения, требующих устойчивого охлаждения воды, применяют башенные градирни с капельными или плёночными оросителями (рис 1.7). Движение охлаждающего воздуха навстречу охлаждаемой воде из оросителей в градирнях башенного типа происходит за счёт естественной тяги, разница температур охлаждаемой и охлаждённой воды не более 5-12°C.

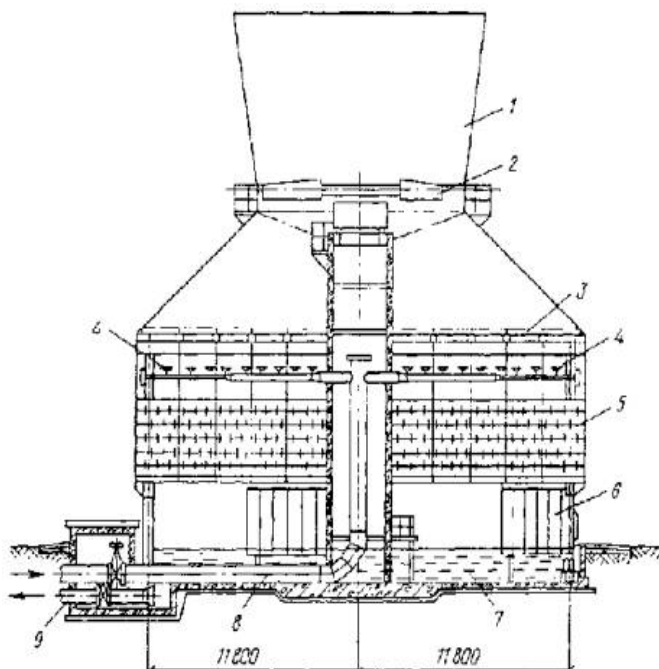


Рисунок 1.8 – Схема одно-вентиляторной градирни:

- 1 - диффузор;
- 2 - вентилятор;
- 3 - водоуловитель;
- 4 - водораспределительная система;
- 5 - оросительное устройство;
- 6 - ветровая перегородка;
- 7 - водосборный бассейн;
- 8 - подводящий водовод;
- 9 - отводящий водовод

Вентиляторные градирни применяют при необходимости устойчивого и глубокого охлаждения воды. Отличаются вентиляторные градирни от башенных отсутствием вытяжных башен (рис 1.8). Движение охлаждающего воздуха навстречу охлаждаемой воде организуется с помощью вентиляторов. В градирнях этого типа разница температур охлаждаемой и охлажденной воды составляет 10-15°C. В вентиляторных градирнях осуществляется автоматическое поддержание температуры охлажденной воды на заданном уровне путём изменения производительности вентиляторов.

## 1.8 Теплоэнергетика по металлургическим переделам

### 1.8.1 Производство чугуна

Доменное производство является наиболее крупным потребителем энергоресурсов. Здесь расходуется около 50% топлива, потребляемого отраслью.

Процесс плавки в доменной печи является энергетическим процессом: кокс, горячее дутьё, кислород в дутьё; природный газ, мазут, пылеугольное топливо (ПУТ) используют как заменители кокса. Кокс выполняет функции топлива и восстановителя. Стоимость кокса составляет 40...50% себестоимости чугуна. Поэтому снижение расхода кокса или замена его более дешёвым топливом эффективны.

На экономию кокса оказывают влияние многие технологические и энергетические факторы. Так, например,

повышение температуры дутья на  $100^{\circ}\text{C}$  сверх  $900^{\circ}\text{C}$  приводит к снижению расхода кокса на 2...4%.

Расход дутья определяет производительность печи и её тепловую мощность. Однако увеличение расхода дутья лимитируется некоторыми технологическими и эксплуатационными факторами. Расход дутья выше определённого значения для данной печи может привести к нарушению ровного хода печи и нормального движения шихтовых материалов.

В настоящее время на  $1\text{ м}^3$  полезного объёма вдувается  $\sim 2\text{ м}^3/\text{мин}$  воздуха. Для подачи воздуха в печь применяют центробежные турбовоздуходувки. В качестве привода воздуходувок используют паровые турбины, работающие на паре с давлением от 3,5 до 9 МПа.

Нагрев дутья для доменной печи осуществляется в воздухонагревателях регенеративного типа. Отапливаются водонагреватели в основном доменным газом с добавками коксового и природного газа. В современных печах температура дутья достигает  $1100\text{...}1300^{\circ}\text{C}$ . С целью уменьшения размеров воздухонагревателей и более эффективного использования их рабочего объёма применяют насадки с развитой поверхностью теплообмена.

Интенсификация доменного процесса в значительной степени достигается применением дополнительных, кроме кокса и горячего дутья, энергоносителей. Обогащение дутья кислородом – один из эффективных методов интенсификации доменной плавки. С увеличением содержания кислорода в дутье снижается содержание азота, уменьшается расход дутья, растёт теоретическая температура горения. На действующих заводах содержание кислорода в дутье достигает 25...30%.

#### *Вторичные энергоресурсы доменного производства*

Источниками вторичных энергоресурсов являются: топливные – доменный газ и тепловые ВЭР – физическое тепло чугуна, шлака, доменного газа, тепло охлаждающей среды. Эти статьи превышают 65% тепла, внесённого в доменную печь.

Ко вторичным энергоресурсам доменного производства относятся также тепло уходящих газов воздухонагревателей, составляющее 15...20% от расхода тепла на подогрев дутья. Для использования тепла отходящих газов воздухонагревателей

доменных печей разработана установка-теплообменник, в которой нагревается воздух и доменный газ, подаваемые в горелки воздухонагревателя, до 200...300°C. Физическое тепло доменного газа зачастую не используется, т. к. после применяемой мокрой газоочистки газ поступает при низкой температуре. Тепло охлаждения печи может быть использовано при замене водяного охлаждения испарительным (раздел 5.5). Коэффициент использования тепловых ВЭР доменного производства составляет в среднем 30%.

Доменный газ представляет собой дешевое топливо с теплотой сгорания  $Q_{\text{H}}^{\text{P}}=3,5...4,5\text{МДж/м}^3$ . В составе газа содержатся горючие компоненты  $\text{CO}=24-28\%$ ,  $\text{H}_2=2-3\%$ ,  $\text{CH}_4\approx 0,1\%$  и негорючие  $\text{CO}_2=10-12\%$ ,  $\text{N}_2=54-56\%$ ,  $\text{H}_2\text{O}=3-4\%$ . Выход газа зависит от многих факторов: качества и подготовки сырья, расхода кокса, температуры дутья, концентрации кислорода в дутье, вдувание заменителей кокса и др. Чем ниже расход кокса, тем меньше выход газа. С увеличением доли кислорода и заменителей газа в дутье выход доменного газа снижается.

Состав доменного газа и его теплота сгорания также переменны, как и выход его. И здесь решающее влияние оказывают интенсификаторы плавки. Повышение температуры дутья способствует некоторому снижению теплоты сгорания. При вдувании природного газа теплота сгорания несколько повышается. Обогащение дутья кислородом сопровождается увеличением содержания в доменном газе  $\text{CO}$  и  $\text{H}_2$  и повышением, следовательно, теплоты сгорания доменного газа.

Повышение давления на колошнике позволяет увеличить производительность доменной печи за счёт увеличения массового расхода дутья. При повышении давления газа на колошнике остаются резервы давления газа, которые можно использовать в газовой турбине, для обеспечения электроэнергией потребностей доменного цеха. Себестоимость электроэнергии, полученной на таких установках в 3 раза меньше, чем электроэнергии от центральной энергосистемы.

Значительная часть футеровки доменной печи охлаждается при помощи специальных холодильников, назначение которых заключается в отводе некоторого количества тепла для стабилизации теплового состояния футеровки, кожуха и его опорных элементов и соответственно продления срока их службы. Различаются водяные и испарительные системы охлаждения. Первые характеризуются повышенными расходами охладителя. Для вторых к показателям качества воды предъявляются повышенные требования. Схемы некоторых видов холодильников для элементов конструкций доменных печей представлены на рис. 1.9.

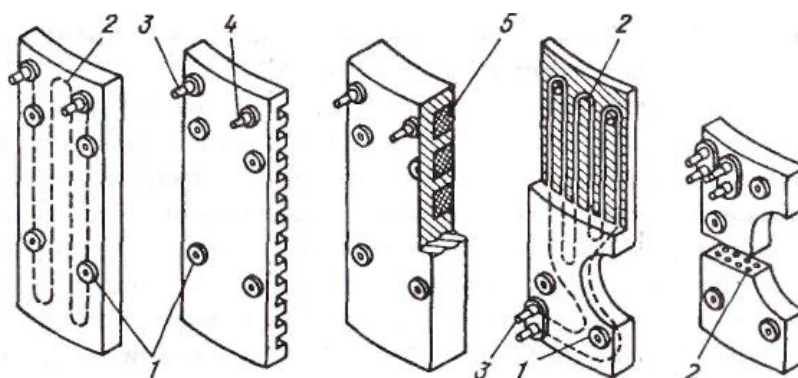


Рисунок 1.9 – Плитовые водяные холодильники: а – с гладкой внутренней поверхностью; б – ребристый; в – ребристый с залитым кирпичом; г – холодильник фурменной зоны; д – холодильник чугунной летки (1 – отверстие для болтов крепления к кожуху; 2 – залитая стальная трубка; 3 – подвод воды; 4 – отвод воды; 5 – залитый кирпич).

### 1.8.2 Производство и разливка стали

Несмотря на то, что в мировой практике доля мартеновской стали крайне мала, на украинских металлургических предприятиях до половины производимой стали выплавляется в мартеновских печах.

Топливом для мартеновских печей служат доменный, коксовый, природный газы и мазут, а также смеси этих топлив. Большинство печей сейчас отапливается природным газом.

Лучшие технико-экономические показатели работы печей получены при использовании природного газа с добавкой 20 ...30% мазута.

Мазут как самостоятельное топливо применяют значительно реже, чем как добавочное к природному газу. На чистом мазуте выплавляется 10% стали.

Воздух, необходимый для горения, подогревается предварительно в регенераторах до 1200...1250°C.

Кислород применяется в мартеновском производстве как мощный интенсификатор. Большая часть выплавляемой в настоящее время мартеновской стали выплавляется с применением кислорода.

Для повышения температуры, улучшения организации факела применяют подачу в факел технического кислорода при давлении 1,0 – 1,2 МПа. Подача кислорода в факел увеличивает производительность печи, т. к. при этом повышается температура горения топлива.

В настоящее время факельный метод использования кислорода в чистом виде применяют редко. На большинстве крупных заводов применяется более эффективный метод – продувка жидкой ванны. Большая эффективность продувки кислородом по сравнению с обогащением факела объясняется следующими факторами: с одной стороны, при продувке кислородом резко увеличивается доля участия газообразного кислорода в окислении примесей ванны. С другой стороны, при кислородной продувке резко увеличивается интенсивность экзотермических реакций в ванне, термический КПД которых в 2...3 раза выше, чем реакций в факеле. В тоже время значительно увеличивается износ огнеупорной футеровки.

Практика передовых отечественных заводов подтвердила возможность повышения производительности печей на 20% и снижения расхода топлива на 10...17% при обогащении дутья до 25% кислородом.

Наиболее рациональный оказался комбинированный подвод кислорода: в факел и в ванну. При этом количество вдуваемого в факел кислорода в два раза больше, чем в ванну.

*Особенности теплоэнергетики двухванных сталеплавильных агрегатов.*

Для увеличения мощности агрегата при минимальных капитальных затратах производят реконструкцию мартеновских печей в двухванные сталеплавильные агрегаты. В такой печи одна плавильная ванна заменена двумя ваннами, разделёнными



между собой порогом в подине и пережимом в своде. В печи отсутствуют регенераторы. Двухваннные печи следует рассматривать как временную конструкцию, соответствующую сложному (в техническом и экономическом отношении) полному переходу отечественной металлургии на конвертерный способ производства стали.

Процесс в двухванных печах по интенсивности приближается к конвертерному. Интенсификация процесса и экономия топлива достигается сдвигом во времени периодов плавки. При этом в первой «горячей» ванне по ходу газов идут периоды плавления и доводки с интенсивной продувкой кислородом, которые требуют большего подвода тепла и более высокой температуры. Во второй холодной ванне в это время идут процессы завалки и прогрева шихты за счёт догорания CO; сюда поступают газы, отдавшие уже часть тепла в горячей ванне. Недостающее тепло восполняется подачей природного газа через горелки, установленные в своде печи.

Технико-экономические показатели рабочих двухванных печей зависят от эффективности использования в них тепловой энергии. Источниками энергии в процессе являются: тепло сгорания топлива, физическое тепло чугуна, тепло окисления примесей металла, тепло окисления железа.

Холодная ванна частично выполняет роль регенератора, аккумулируя тепло газов, покидающих горячую часть с температурой 1700°С.

Количество уходящих газов из рабочего пространства печи составляет 50...60 тысяч м<sup>3</sup>/час их температура 1400...1500°С. Полная утилизация высокотемпературных газов осуществляется с установкой котлов утилизаторов специальной конструкции радиационно-конвективного тепла.

Теплоохлаждение конструкции печи осуществляется путём оборудования её испарительным охлаждением.

#### *Теплоэнергетика кислородно-конвертерного производства*

Сущность кислородно-конвертерного процесса заключается в продувке жидкого чугуна кислородом, вводимым через водоохлаждаемую фурму.

Процесс в конвертере – периодический. За один цикл чередуются два положения конвертера: вертикальное, при котором производится продувка и получение стали, и наклонное,

при котором осуществляется выпуск стали и загрузка материалов для следующей плавки. Продолжительность плавки составляют 20...50 минут. Период продувки составляет 30...50% цикла.

Особенностью конвертерной плавки является получение в ней стали без использования топлива. Необходимое для процесса тепло вносится на 50% жидким чугуном и на 50% экзотермическими реакциями технологического процесса.

Образующиеся в процессе плавки газы покидают конвертер через горловину. Основные составляющие этих газов: CO-до 90% и CO<sub>2</sub>-10%; теплота сгорания  $Q_p = 8-10 \text{ МДж/м}^3$ .

Температура конвертерных газов колеблется в пределах 1400 – 1800°C. Конвертерные газы охлаждаются в охладителях до температуры 300°C. Габариты охлаждающих устройств значительно превышают габариты самого конвертера.

Газы отводят из конвертеров различными способами, которые отличаются в основном величиной коэффициента расхода воздуха на входе в охладитель:

$\alpha > 1,0$  – с доступом воздуха и полным дожиганием газов;

$0 < \alpha < 1$  с доступом воздуха и частичным дожиганием газов;

$\alpha = 0$  – без доступа воздуха и без дожигания газов.

Опыт работы установок по охлаждению конвертерных газов с дожиганием и использованием тепла для производства пара показал экономическую целесообразность их применения. Охладитель конвертерных газов за конвертером даёт выработку пара примерно в 10 раз больше, чем котёл-утилизатор за большегрузной мартеновской печью. Опыт работы без дожигания привел к выводу о нецелесообразности из-за взрывоопасности, непостоянства состава и нестабильности подачи.

*Теплоэнергетика производства стали в электродуговых печах.* Дуговая электропечь – сталеплавильный агрегат, в котором основным источником энергии для нагрева шихтовых материалов и их плавления является энергия электрических дуг. Электрические дуги возникают между тремя электродами и жидким металлом или металлической шихтой. Дуговые электропечи являются мощными потребителями электроэнергии, поэтому для уменьшения потерь ее подают к печам под напряжением 6–110 кВ. Рабочее напряжение, подаваемое на электроды, должно быть в пределах 110–800 В,

поэтому каждая печь имеет отдельный понижающий трансформатор и другое электрическое оборудование, обеспечивающие снижение напряжения до рабочего, подвод тока к электродам и регулирование подводимой электрической мощности.

Печной трансформатор предназначен для преобразования электрической энергии высокого напряжения в энергию низкого напряжения. Трехфазный печной трансформатор состоит из трех связанных между собой сердечников, на каждом из которых закреплены обмотки высокого и низкого напряжения. Сердечник с обмотками помещены в кожух, заполненный трансформаторным маслом, являющееся изолятором и охлаждающее трансформатор. В трансформаторах мощностью более 5 МВА применяют принудительную циркуляцию масла, которое пропускают через водяной маслоохладитель. У некоторых трансформаторов мощностью до 10 МВА в кожухе с маслом дополнительно размещен дроссель, а у многих высокоомощных – переключатель ступеней напряжения, работающий под нагрузкой. Современной тенденцией является увеличение мощности печных трансформаторов (в настоящее время эта величина может достигать сотен МВА) с целью сокращения длительности плавки.

*Электрическая дуга* является основным источником тепла в дуговой сталеплавильной печи. Электрическая дуга или дуговой электрический разряд в газовой среде – это поток электронов и ионов между анодом и катодом. При приложении к последним напряжения достаточной величины происходит эмиссия электронов с катода, которые, соударяясь с молекулами газа в межэлектродном пространстве, вызывают их ионизацию; при этом положительно заряженные частицы движутся к катоду, а электроны к аноду, создавая дугу. Движущиеся к аноду электроны бомбардируют его, в результате чего кинетическая энергия электронов превращается в тепловую и световую энергию, аналогичный процесс идет на катоде, бомбардируемом положительно заряженными частицами; температура бомбардируемого пятна анода составляет 3600-4000°С, катода 3200-3600 °С, а температура столба дуги достигает 6000°С.

В дуговой сталеплавильной печи дуга горит между электродами и металлом (жидкая ванна, нерасплавившаяся

шихта) и представляет собой поток электронов, ионизированных газов и паров металла и шлака. Поскольку дуговые печи питаются переменным током, в течение каждого полупериода меняются катод и анод, а напряжение и сила тока дуги достигают максимума и проходят через ноль. Эмиссия электронов с катода существенно облегчается при повышении температуры катода, поэтому в дуговой печи после расплавления шихты дуга горит более устойчиво, чем в начале плавки при холодной шихте. Длина дуги на больших высокомоощных печах может достигать 150–200 мм, сила тока 60–100 кА.

В электродуговых печах предусмотрено водяное охлаждение ряда элементов при помощи водяных холодильников.

В современных печах для интенсификации процессов нагрева и плавления шахты в свод печи вводятся газокислородные горелки, тепловая мощность которых может достигать 20-30 % от подводимой в печь электрической мощности.

#### *Теплоэнергетика внепечной обработки стали.*

Ограниченные возможности регулирования физических и физико-химических условий протекания процессов плавки стали в сталеплавильных агрегатах, повышение требований к качеству стали, а также необходимость разработки технологии и производства стали принципиально нового качества привели к развитию технологий внепечной обработки стали.

Методы внепечной обработки стали могут быть условно разделены на простые (обработка одним способом) и комбинированные (обработка металла несколькими способами одновременно). К простым методам относятся: 1) обработка металла вакуумом; 2) продувка инертным газом; 3) обработка металла синтетическим шлаком, жидкими и твёрдыми шлаковыми смесями; 4) введение реагентов в глубь металла.

В мировой практике получает всё большее распространение процесс, названный процессом *ковш-печь*. В зарубежной литературе процесс получил наименование LF-процесс (Ladle-Furnace), в отечественной литературе часто используют аббревиатуру АКОС (агрегат комплексной обработки стали). Процесс включает в себя перемешивание путём продувки металла аргоном в ковше, дуговой подогрев и обработку металла

синтетическим шлаком в процессе его перемешивания аргоном. Процесс обеспечивает не только получение металла заданного химического состава и температуры, но и снижение количества неметаллических включений в результате удаления серы и кислорода. Такой агрегат может быть установлен в любом сталеплавильном цехе.

Для реализации внепечной обработки стали необходимо использование следующих энергоносителей:

- электрическая энергия для подогрева расплава за счет тепла выделяющегося при горении электрических дуг;
- аргон для продувки металла и организации его перемешивания с целью выравнивания температурного поля, более полного усвоения реагентов, всплытия неметаллических включений и дегазации металла;
- кислород для продувки расплава в агрегатах доводки, предполагающих покрытие теплопотерь за счет некоторого окисления примесей расплава;
- пар или другие энергоносители, необходимые для работы вакууматоров.

#### *Разливка стали.*

Жидкий металл принципиально может быть разлит двумя способами: в изложницу и на машине непрерывного литья заготовок (МНЛЗ).

Исторически вид разливки стали в изложницу возник первым. Его сущность состоит в заливке жидкой стали в специальную форму (изложницу) и затвердевания расплава. Различают разливку стали сверху и сифонную разливку. Каждый из методов имеет свои достоинства, которые определяют ряд технологических преимуществ, и недостатки, определяющие вероятность появления специфических дефектов. Масса слитков, отливаемых для прокатки, колеблется от 200 кг до 30 т. Масса слитков для поковок достигает 350 т. Слитки для кузнечных поковок разливают в многогранные изложницы. Основной проблемой при разливке стали в изложницы является высокая доля обрезки перед прокаткой. Удалению перед прокаткой подлежат части слитка с серьезными дефектами макроструктуры (головная часть слитка из спокойной стали, содержащая усадочную раковину), а также характеризующиеся значительной химической неоднородностью (например, донная часть слитка).

Для слитков из спокойной стали суммарная доля обрезки может достигать 25-30%, что определяет низкие показатели ресурсоэнергосбережения таких технологий. Доля обрезки на усадочную раковину может быть значительно уменьшена благодаря утеплению прибыльной надставки, использованию экзотермических засыпок или даже практически сведена к нулю при помощи метода электрошлаковой разливки стали. Эффективным способом разливки особо крупных кузнечных слитков является порционный метод электрошлаковой разливки.

Под непрерывной разливкой стали понимают систему операций, которые позволяют обеспечить квазинепрерывный переход жидкой стали в твердое состояние в виде заготовок заданной геометрической формы. При этом реализуется последовательная разливка определенного количества сталеразливочных ковшей, подаваемых от сталеплавильного агрегата. Получаемая заготовка разрезается на мерные длины. Выход годного составляет от 98,5 до 99,5% от исходной массы разливаемого металла. Агрегатом для реализации непрерывной разливки стали является машина непрерывного литья заготовок (МНЛЗ). В ряде работ для названия этих агрегатов иногда используется устаревшее понятие «установка непрерывной разливки стали» (УНРС). Основными технологическими участками МНЛЗ являются кристаллизатор и зона вторичного охлаждения (ЗВО). Кристаллизатор представляет собой конструктивный элемент, в который заливается жидкий металл и происходит образование твердой корочки по периметру сечения заготовки. Различают гильзовый кристаллизатор (для сортовых МНЛЗ) и сборный плитовый кристаллизатор (для слябовых МНЛЗ). Кристаллизаторы охлаждаются водой в оборотном цикле, рекомендуется чтобы повышение температуры воды при прохождении кристаллизатора не превышало 10°C, при этом расход воды на один кристаллизатор может достигать несколько сотен м<sup>3</sup>/ч. В зоне вторичного охлаждения тепло отводится от поверхности заготовки, орошаемой водой или водовоздушной смесью, распыливаемыми затвердевающим металлом в результате омытия наружной поверхности гильзы или плит через специальные форсунки. Для гибкости регулирования интенсивности охлаждения по длине ЗВО ее разделяют на несколько секторов. Расход воды на сектора ЗВО принято

измерять в л/мин и для одного сектора он может находиться в пределах 50-400 л/мин.

Стоимость тонны проката, полученного из непрерывнолитых заготовок, приблизительно на 28% ниже, чем слитков, отлитых в изложницу. Существенной является не только экономия металла, но и экономия энергии. Исключение обжимного цеха определяет снижение итоговых затрат топлива на нагрев, и сокращение расхода электроэнергии на прокатку. Также исключается тяжелый ручной труд по ремонту и обслуживанию парка изложниц.

В конце XX века доля стали, полученной непрерывным литьем, составила для стран ЕС – 96,4%, Японии – 97,2%, США – 95,6%. В целом для украинской металлургии доля стали, разлитой непрерывным способом составляет не более 50%.

Необходимо иметь в виду, что при разливке стали любым способом имеет место расход газообразного топлива на разогрев сталеразливочных ковшей, а при непрерывной разливке стали добавляется такая статья расхода как разогрев промежуточного ковша МНЛЗ.

### **1.8.3 Производство проката**

Прокатное производство - это получение путём обработки давлением (прокатки) стали и других металлов в различных изделиях и полуфабрикатах, а также дополнительная обработка их с целью повышения качества (термическая обработка). К основным видам проката относятся: полупродукт, или заготовка (блюмы, слябы), листовой и сортовой прокат, катаные трубы, заготовки деталей машин, колёса, кольца, оси, свёрла, шары, профили переменного сечения и др.

Производство стального проката на современном металлургическом заводе осуществляется двумя способами. При первом исходным материалом служат слитки (отлитые в изложницы), которые перерабатываются в готовый прокат обычно в две стадии. Сначала слитки нагревают и прокатывают на обжимных станах в заготовку (блюмы, слябы). После производят повторный нагрев и прокатку готовой продукции на специализированных станах (рис. 1.10а).

При втором способе получение исходной заготовки заменяется непрерывным литьём (разливкой) на машинах

непрерывного литья заготовок (рис. 1.10б). Благодаря применению непрерывнолитой заготовки упраздняются нагрев слитков и соответствующие затраты энергии, а также уменьшаются потери металла на обрызг, доходящие до 15–20%.

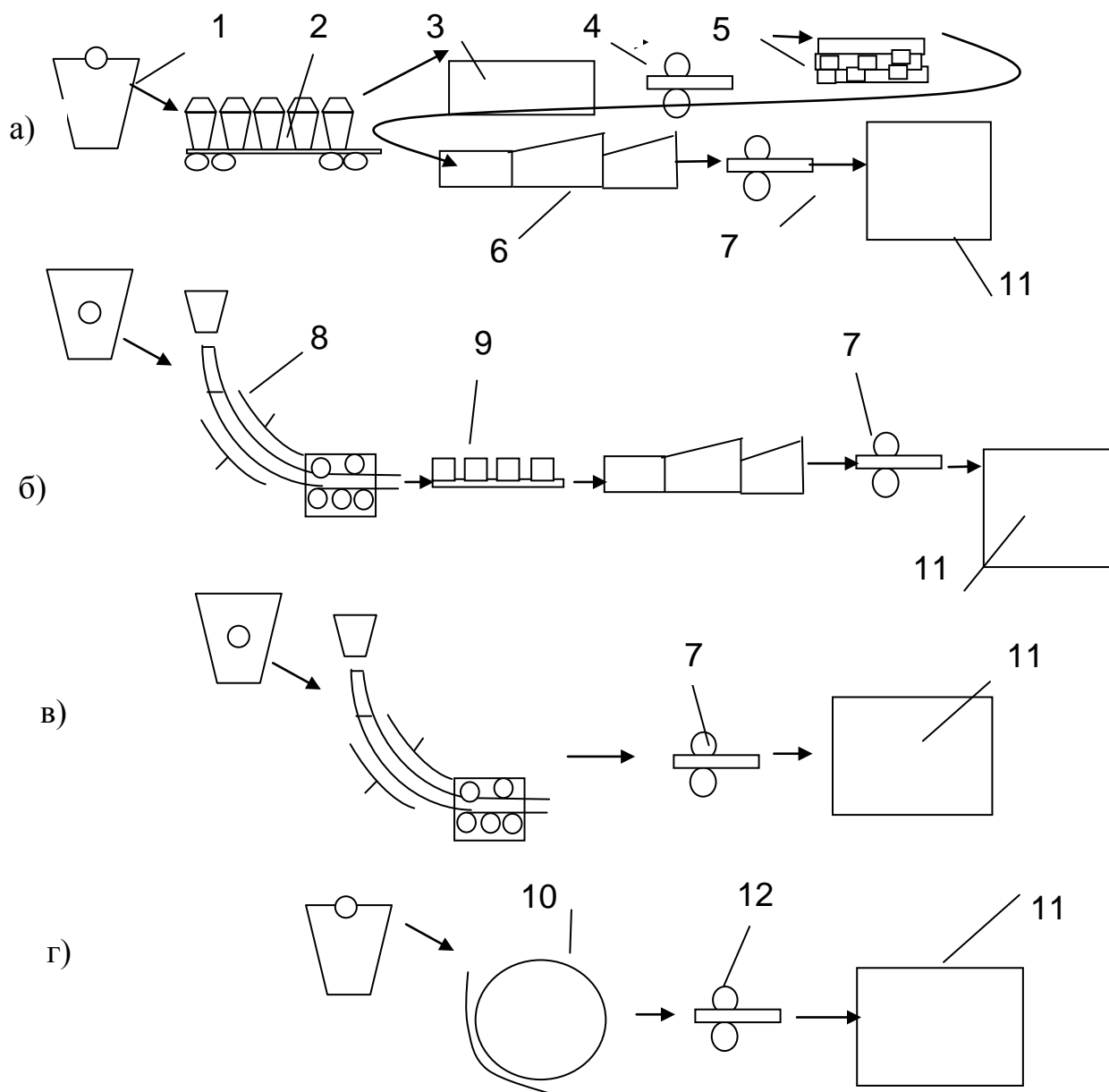


Рисунок 1.10 – Схемы производства конечного продукта металлургического производства в виде сортового проката: 1-сталеразливочный ковш, 2-состав для разливки в слиток, 3-нагревательный колодец, 4-обжимной стан, 5-склад сортовых заготовок, 6-методическая нагревательная печь, 7-сортопрокатный стан, 8-сортовая МНЛЗ, 9-адьюстаж МНЛЗ, 10-концептуальная сортовая МНЛЗ для заготовок с размерами конечного проката; 11-печь для термообработки проката; 12-клеть холодной прокатки; а-схема для разливки стали в изложницу, б-для непрерывной разливки стали; в-совмещенный процесс разливки-прокатки; г-размер заготовки максимально приближен к размеру готового проката.



Преимущества применения непрерывнолитой заготовки в производстве проката становятся ещё более значительными при совмещении процессов непрерывного литья и прокатки в одном неразрывном потоке. Для этой цели создаются литейно-прокатные модули (ЛПА), в которых в слитках на выходе выравнивается температура по сечению, и затем они поступают в валки прокатного стана (рис. 1.10в).

Таким образом, осуществляется процесс кристаллизации и прокатки бесконечного слитка, т.е. непрерывное производство проката из жидкого металла.

Округленные значения удельных расходов условного топлива, затрачиваемого на нагрев металла в печах, для производства тонны готового сортового проката по разным технологическим схемам представлены на рис. 1.11.

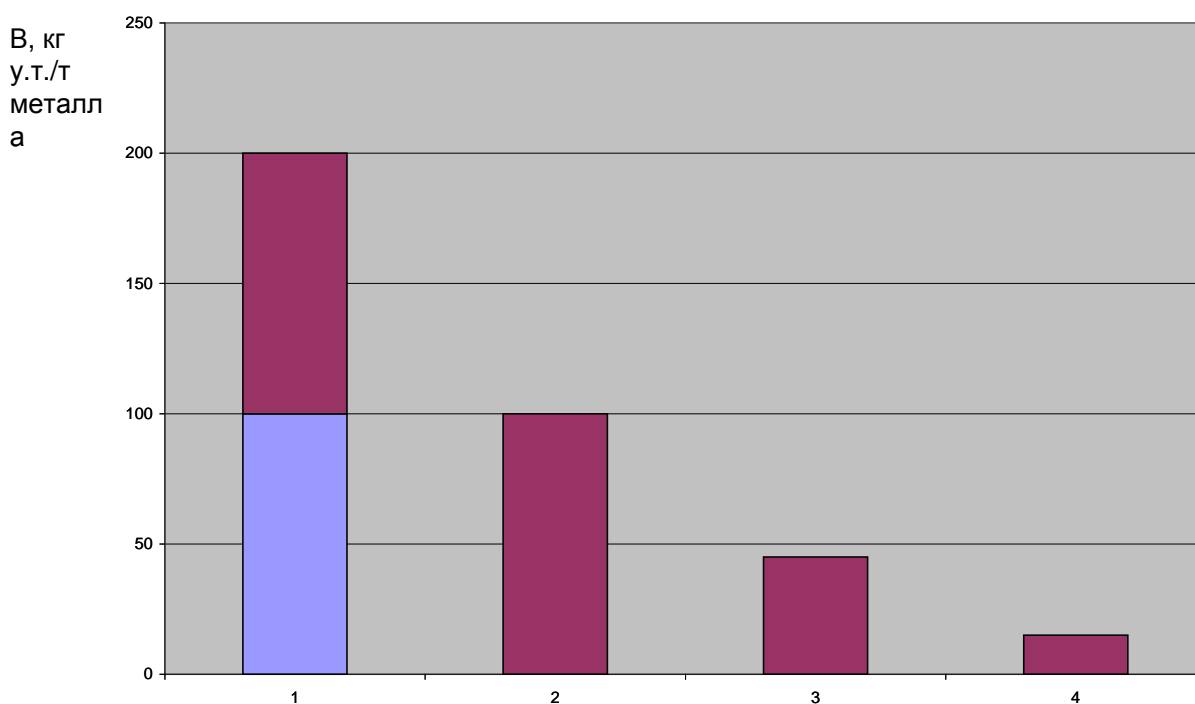


Рисунок 1.11 – Эволюция схем производства проката с точки зрения расхода условного топлива в технологической цепочке разливка стали - тепловая обработка заготовок: 1 – схема производства проката, основанная на разливке стали в изложницу; 2 – схема производства проката, основанная на непрерывной разливке стали; 3 – схема производства проката, основанная на непрерывной разливке стали и использовании энергоэффективных печных агрегатов; 4 – схема производства проката, основанная на реализации совмещенных процессов разливки-прокатки.

Как видим, переход на каждый очередной этап эволюции рассматриваемых технологических систем (внедрение процессов непрерывной разливки стали, повышение энергоэффективности процессов тепловой обработки заготовок в печах, совмещение процессов разливки-тепловой обработки заготовок в рамках литейно-прокатных модулей) позволяет существенно снизить затраты энергии для производства тонны готового продукта.

Производство проката характеризуется высокой энергоемкостью и потреблением практически всех видов топливно-энергетических ресурсов, при этом преобладают затраты энергии, связанные с нагревом исходных заготовок.

Нагрев заготовок в печах представляет собой сложный теплообменный процесс, включающий передачу тепла от греющей среды, как правило, продуктов сгорания топлива путем излучения и конвекции к поверхности нагреваемого металла и распределение тепла внутри массива заготовок. Для нагрева при температурах греющей среды более  $900^{\circ}\text{C}$  преобладает доля лучистого теплового потока. По мере спада температур доля конвективного теплообмена является все более весомой и при температурах менее  $500^{\circ}\text{C}$  преобладает конвективный теплообмен.

Для охлаждения элементов конструкции печей, особенно толкательных методических, используется тепло охлаждающей среды. В данном случае возможно применение испарительного охлаждения, также как в доменных печах (охлаждение кожуха) и сталеплавильных печах (охлаждение подпятовых балок).

Известно, что снижение температуры нагрева заготовок на прокатку, на  $100^{\circ}\text{C}$  обеспечивает уменьшение удельного расхода топлива на 9,0-10,0%. При этом на самом участке нагрева заготовок как правило не требуется проведение дополнительных технических или организационных мероприятий. Производство проката характеризуется высокой энергоемкостью и потреблением практически всех видов топливно-энергетических ресурсов.

Основным фактором, определяющим выбор температуры нагрева заготовок под прокатку, является необходимость получения заданной структуры металла, обеспечивающей соответствующие служебные свойства готового проката. В то же

время снижения температуры нагрева исходных заготовок ограничивается возможностями прокатного стана, так как приводит к повышению механических и электрических нагрузок на весь прокатный стан. Кроме того, из-за неоднозначности изменения температуры конца прокатки при снижении температуры нагрева заготовок на действующих прокатных станах усложняется управление температурным режимом прокатки, что весьма существенно при термической обработке готового проката в потоке стана.

Пропускная способность участков нагрева заготовок под прокатку позволяет реализовать энергоэкономные технологии, в частности технологии прокатки с пониженными температурами нагрева исходных заготовок и низкотемпературной прокатки. Энергозатраты в нагревательных печах и прокатных станах определяется путем совместной оптимизации работы этих участков.

*Элементы конструкции печных агрегатов, определяющие уровень энергоэффективности их работы.*

Уровень энергоэффективности печного агрегата определяется не только выбором рациональных технологических параметров, но и в значительной мере зависит от используемых конструктивных решений.

Некоторая часть энергии топлива теряется на потери аккумуляцией, теплопроводностью через ограждающую конструкцию, с охлаждающей средой. Величина потерь через ограждающую конструкцию зависит от установленного внутри печи температурного уровня, характера работы агрегата во времени, однако в наибольшей мере она зависит от теплоизоляционных характеристик элементов ограждающей конструкции.

В отечественной промышленности вплоть до последнего времени традиционно ограждающая конструкция состояла из двух слоев:

– огнеупорного, выполненного из плотного кирпича, как правило, шамотного (среднее значение коэффициента теплопроводности  $1 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ );

– теплоизоляционного, выполненного из пористого кирпича (среднее значение коэффициента теплопроводности  $0,4\text{-}0,6 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ ).

В последнее время усиливается тенденция использования керамоволокнистых материалов для изоляции тех участков ограждающей конструкции, которые не испытывают значительных механических нагрузок (футеровка свода и стен агрегатов). Керамоволокнистые материалы имеют плотность 100-200 кг/м<sup>3</sup> и коэффициент теплопроводности 0,05-0,2 Вт/(мК). Огнеупорность керамоволокнистых материалов несколько меньше, чем для традиционно используемых плотных кирпичей. Однако этот показатель их работы постоянно совершенствуется. Керамоволокнистые материалы могут использоваться как для тепловой изоляции элементов создаваемых печных агрегатов, так и для реконструкции существующего печного оборудования путем добавления на внутреннюю поверхность имеющейся футеровки.

Продукты сгорания, покидающие камеру печи, уносят значительную часть энергии топлива. Для повышения эффективности печей традиционно используют теплообменные устройства (рекуператоры или регенераторы), позволяющие использовать часть тепла уходящих продуктов сгорания для нагрева воздуха, идущего на сжигание топлива (раздел 5.3).

## 2 НАГНЕТАТЕЛИ В МЕТАЛЛУРГИИ

### 2.1 Общие понятия, классификация, параметры работы

Нагнетатели – это машины для создания потока жидкости и газа. Без нагнетателей самого разного типа и назначения невозможна работа ни одного объекта промтеплотехники и теплоэнергетики: воздух для сжигания топлива подается в топку печи или котла вентилятором; пылеугольное топливо подается в горелку мельничным вентилятором; мазут подается к форсунке насосом; газ к горелке поступает под действием давления, которое создается газовым компрессором или газодувкой; продукты сгорания удаляются из котла или промышленной печи дымососом. Паровые котлы ТЭС, ТЭЦ, районных котельных обслуживаются насосами: сырой воды, питательным, рециркуляционным, конденсатным, подпиточным, сетевой воды. Все движение горячей воды в системах теплоснабжения также обеспечивается насосами. Насосы используются в системах смазки, регулирования и других вспомогательных и обслуживающих системах (золоудаление, очистка дымовых газов, и т.д.). Нагнетатели для перемещения капельных жидкостей называются *насосами*.

Нагнетатели для подачи газовых сред в зависимости от развиваемого давления разделяют на вентиляторы газодувки и компрессоры. Вентиляторы – машины, создающие степень повышения давления  $\varepsilon = p_k/p_n < 1,15$  ( $p_n$  – абсолютное давление на входе,  $p_k$  – абсолютное давление на выходе из машины). *Газодувки* – машины, работающие при  $1,15 < \varepsilon < 3,0$  без искусственного охлаждения. *Компрессоры* – машины, создающие давление газа  $\varepsilon > 3,0$  и имеющие искусственное охлаждение полостей машины, а также межступенчатое охлаждение сжатого газа.

В классификации по энергетическому и конструктивному признакам нагнетатели разделяют на классы: лопастные, объемные, струйные, пневматические.

*Лопастные нагнетатели* – это машины, в которых основным элементом является лопасть. К этому классу относятся:

- *центробежные* (насосы, вентиляторы, компрессоры), наиболее распространены в технике. Они компактны, дают высокую производительность, развивают высокое давление и

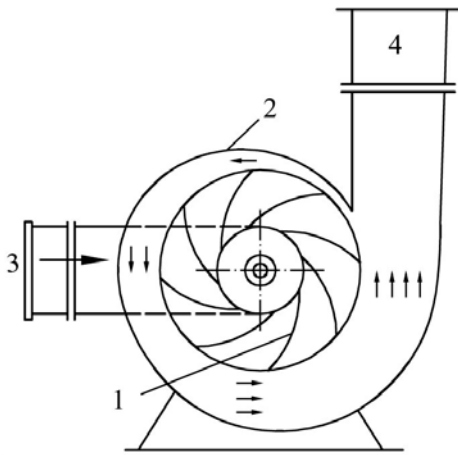


Рисунок 2.1. – Схема устройства центробежного нагнетателя:

1-лопасти; 2-кожух; 3-всасывающий патрубок; 4-напорный патрубок

Лопастями специальной конструкции пропеллерного типа крепятся к втулке под углом (рис.2.2), захватывают жидкость,

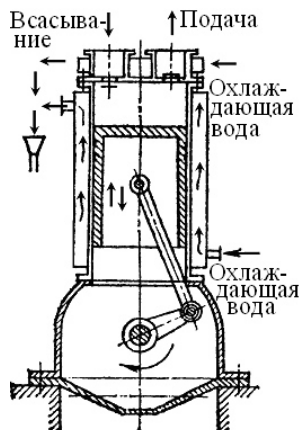


Рисунок 2.3 – Конструктивная схема поршневого нагнетателя

сообщают ей энергию и подают в напорный патрубок. Подача жидкости (газа) происходит непрерывно. Осевые нагнетатели широко распространены в теплотехнике, особенно многоступенчатые компрессоры и насосы.

обеспечивают непрерывную подачу жидкости (газа). Жидкость (газ) засасывается через всасывающий патрубок (рис. 2.1), поворачивает на  $90^\circ$ , попадает в рабочее колесо, вращаемое каким-либо двигателем, подхватывается рабочими лопастями, центробежными силами отбрасывается в спиральный кожух и через напорный патрубок подается потребителю;

-осевые нагнетатели развивают высокую производительность при низком напоре.

Жидкость или газ не изменяют направление.

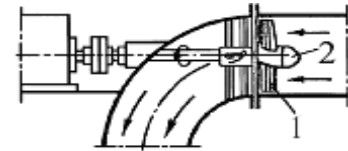


Рисунок 2.2. – Схема осевого нагнетателя:  
1-лопасти; 2-втулка

*Объемные нагнетатели* – это машины, работа которых состоит из всасывания жидкости (газа) и вытеснения ее твердыми элементами (поршнями, пластинами, зубьями). К ним относятся: поршневые, роторные, шестеренчатые и др. Принцип действия некоторых из них:

- *поршневой* нагнетатель имеет корпус (цилиндр), в котором перемещается поршень, совершающий возвратно-поступательное движение (рис. 2.3). Через всасывающий клапан жидкость (газ) поступает при движении поршня назад, через нагнетающий (напорный) клапан жидкость подается в сеть. Клапаны работают поочередно и открываются

автоматически. Недостатком поршневых машин является периодичность подачи вследствие цикличности работы (всасывание - нагнетание). Для получения постоянной подачи используют многоцилиндровые нагнетатели, цилиндры которых работают со сдвигом по фазе. В поршневых компрессорных установках для обеспечения постоянства подачи используют

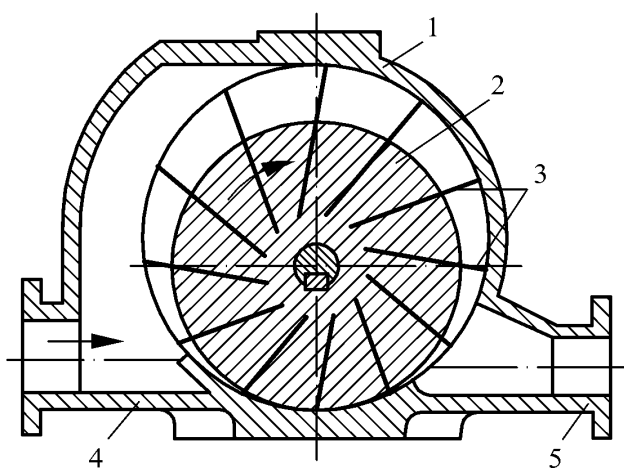


Рисунок 2.4 – Конструктивная схема роторного компрессора: 1 – корпус; 2 – ротор; 3 – пластины; 4 – всасывающий; 5 – подающий патрубок

вытесняется в напорный патрубок.

*Струйные нагнетатели*, эрлифты, гидравлические тараны, пневматические подъемники не имеют привода и каких-либо движущихся частей:

- в струйном нагнетателе, например, поток рабочей жидкости с большей кинетической энергией выходит из сопла (рис. 2.5), создает разрежение, всасывает жидкость из нижнего резервуара, переходит в расширяющийся патрубок и подает жидкость на высоту  $H$ . Разновидностью струйных нагнетателей являются эжекторы и инжекторы;

- подъемники типа “эрлифт” или “газлифт” применяют, например,

также ресиверы (промежуточные емкости), в которых происходит выравнивание давления газа перед подачей в сеть;

- *роторный* пластинчатый насос имеет массивный ротор (рис. 2.4), расположенный эксцентрично по отношению к статору (корпусу). В прорези ротора вставлены пластины, отжимаемые к периферии центробежными силами. Жидкость всасывается через входной патрубок, перемещается пластинами и

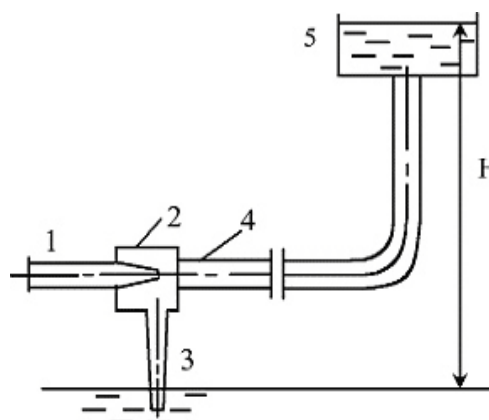


Рисунок 2.5 – Схема насоса струйного типа: 1–сопла; 2–камера; 3–нижний уровень; 4–расширяющийся патрубок; 5 – верхний уровень

для подъема жидкости с большой глубины (вода, нефть). В обсадную трубу помещена подъемная труба, в нижний конец которой подводится воздух из компрессора; смешиваясь с водой, воздух образует смесь с меньшей плотностью, чем жидкость. За счет разности плотностей ( $\rho_{см} - \rho_{ж}$ ) возникает сила, поднимающая жидкость на высоту  $H$ ; над подъемной трубой располагается отбойник, отделяющий воздух от жидкости сливающейся в резервуар, из которого откачивается потребителю;

- работа водоподъемного устройства *гидравлический таран* основана на принципе гидравлического удара. Гидравлический таран применяют там, где имеется запас воды в резервуаре, значительно превышающий потребное количество;

Нагнетатели без привода имеют низкий коэффициент полезного действия (КПД).

Работа нагнетателей характеризуется следующими параметрами:

- *подача, или производительность* – это количество жидкости, подаваемое нагнетателем за единицу времени. Различают массовую ( $M$ ) и объемную ( $Q$ ) подачу:

$$M = \rho \cdot Q; [M]=\text{кг/с}; [Q]=\text{м}^3/\text{с}; [\rho]=\text{кг/м}^3.$$

Объемную подачу принято исчислять при условиях всасывания ( $T_H, p_H, \rho_H$ ).

- *полное давление*, развиваемое нагнетателем, определяют из уравнения Д. Бернулли по следующей зависимости:

$$p = (p_K^{ст} - p_H^{ст}) + \left( \frac{c_K^2 - c_H^2}{2} \rho \right) + \rho g (Z_K - Z_H), \text{ Па},$$

где  $p_H^{ст}$  и  $p_K^{ст}$  – статические давления на входе в нагнетатель (начальное) и на выходе из нагнетателя (конечное), Па;

$c_H$  и  $c_K$  – средние скорости среды, подаваемой насосом, на входе и выходе, м/с. Второе слагаемое представляет собой разность динамических давлений.



$Z_H$  и  $Z_K$  – высота расположения центров входного и

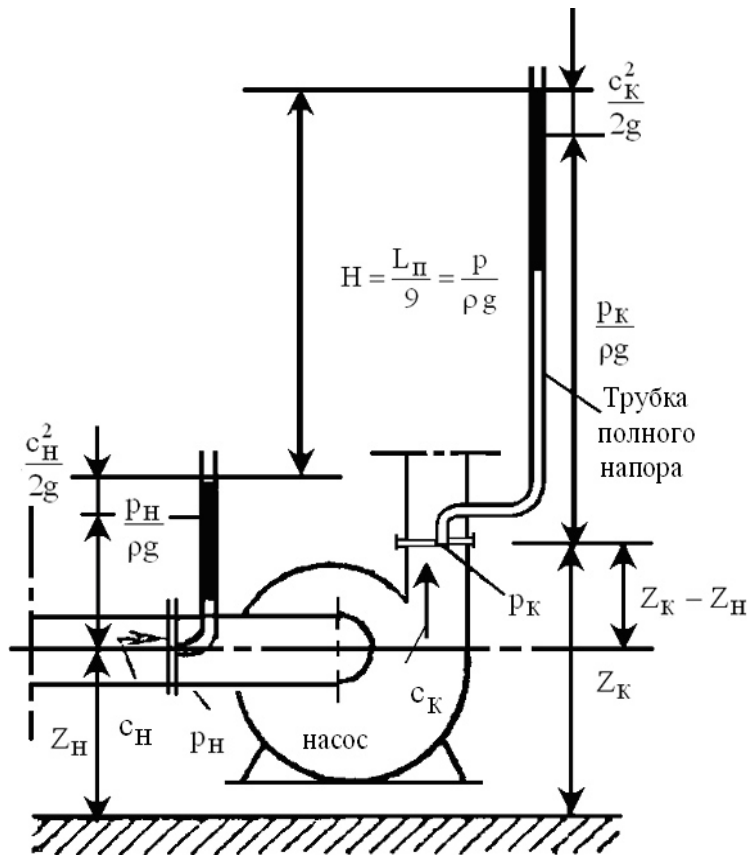


Рисунок 2.6 – Полный напор, развиваемый насосом

выходного отверстия нагнетателя, м. Третье слагаемое является разностью геометрических давлений. Давление “ $p$ ” представляет собой удельную энергию, передаваемую нагнетателем жидкости (газу) на (на  $1 \text{ м}^3$ ),

$$[p] = \text{Па} = \frac{\text{Дж}}{\text{м}^3},$$

т.е. энергию, отнесенную к единице объема.

• *напор*  $H$ , создаваемый нагнетателем, представляет отношение  $H = \frac{p}{\rho g}$ , м,

где  $p$  – полное давление,  $H$  – полный напор.

Напор фактически представляет высоту столба той жидкости, к потоку которого он относится. Напор нагнетателя определяется зависимостью:

$$H = \frac{p_K - p_H}{\rho g} + \frac{c_K^2 - c_H^2}{2g} + (Z_K - Z_H), \text{ м}$$

Графически напор нагнетателя поясняется на рис. 2.6. Если пренебречь разницей динамического напора, которая часто бывает несущественна, полный напор можно представить только статической частью

$$H \approx H_{\text{СТ}} = \frac{p_K - p_H}{\rho g} + (Z_K - Z_H), \text{ м};$$

• *удельная полезная работа*, определяемая по формуле:

$$L_{\Pi} = \frac{p}{\rho} = gH, \text{ Дж/кг}.$$

Для оценки удельной работы компрессоров учитывают термодинамику процесса;

• *полезная мощность нагнетателя* – это работа, сообщаемая машиной в секунду подаваемой среде, определяется соотношением:

$$N_{\Pi} = pQ; [N_{\Pi}] = [p][Q].$$

Т.к.  $p = \rho gH$ , то через напор мощность рассчитывается по формуле:  $N_{\Pi} = \rho gHQ$ ,

из которой может быть получена единица измерения мощности:

$$[N_{\Pi}] = \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}^2} \cdot \text{м} \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{с}} = \frac{\text{Дж}}{\text{с}} = \text{Вт}.$$

Мощность, подводимая от двигателя на вал насоса  $N > N_{\Pi}$ .  
 Отношение  $\frac{N_{\Pi}}{N} = \eta$  называется КПД нагнетателя. Мощность, подводимая к электродвигателю  $N_{\text{Э}} > N > N_{\Pi}$ . Отношение  $\frac{N_{\Pi}}{N_{\text{Э}}} = \eta_{\text{У}}$  называется КПД установки.

## 2.2 Теоретические основы центробежных нагнетателей. Уравнение Эйлера

Основным элементом центробежной машины является рабочее колесо (рис. 2.7). Оно состоит из двух фасонных дисков и нескольких, обычно кривых, лопастей 3. Диск 1 – задний, ведущий, или основной, жестко крепится на валу 6 и, как правило, составляют единое целое со ступицей 7. Диск 2 – передний, ведомый, покрывающий соединяется с задним с помощью лопастей 3. Жидкость или газ поступает через входную полость 5, поворачивает на  $90^\circ$ , входит в межлопастные каналы, вращается вокруг оси О-О рабочего колеса, под влиянием центробежных сил перемещается к периферии колеса и выбрасывается в канал 4, как правило, спиральный. В некоторых устройствах отвод и подвод выполняется в виде специальных направляющих лопаточных устройств. Работа центробежных сил на пути от входа в межлопастные каналы до выхода из них приводит к увеличению энергии потока.

По форме лопастей (лопаток) различают рабочие колеса с лопатками, загнутыми назад, с радиальным выходом, и с лопатками, загнутыми вперед.

*Параллелограмм скоростей.* Жидкость, движущаяся вдоль лопасти с относительной скоростью “ $w$ ”, одновременно вращается с окружной скоростью “ $u$ ”. Абсолютная скорость “ $c$ ” является геометрической суммой скоростей “ $w$ ” и “ $u$ ”, т.е. диагональю параллелограмма. Все эти скорости на входе в межлопасть канал имеют индекс “1”, на выходе - “2”.

На рис. 2.7 параллелограммы скоростей построены для осевой линии межлопастьного канала. Угол между векторами окружной и абсолютной скоростей обозначен “ $\alpha$ ”, угол между

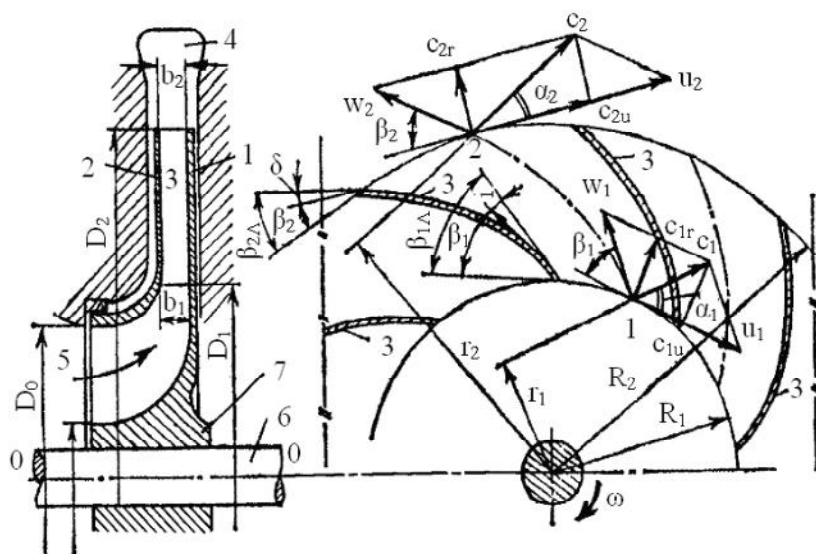


Рисунок 2.7 – Разрезы колеса центробежной машины. Параллелограммы скоростей на входе и выходе межлопастьных каналов

вектором относительной скорости и отрицательным направлением окружной скорости обозначен “ $\beta$ ”.

Непосредственно на лопатке угол “ $\beta_l$ ” отличается от угла “ $\beta$ ” на входе на угол атаки “ $i$ ”, на выходе – на угол отставания “ $\delta$ ”. Угол “ $\alpha$ ” является режимным, т.е.

изменяющимся в зависимости от режима работы нагнетателя; угол  $\beta$  – конструктивный, неизменный для данного нагнетателя. Проекция абсолютной скорости на окружную обозначена “ $c_u$ ”. Эта составляющая скорости представляет собой скорость закручивания потока. Проекция  $c_r$  представляет собой радиальную (или меридиональную) составляющую абсолютной скорости.

*Уравнение Эйлера.* В межлопаточном пространстве механическая энергия рабочего колеса, приводимого двигателем, передается потоку жидкости, в результате чего увеличивается энергия перемещаемой жидкости, а значит, и давление. Увеличение энергии (давления) происходит за счет увеличения момента количества движения.

Структура потока во вращающихся криволинейных каналах весьма сложна, поэтому для получения теоретического уравнения

центробежного нагнетателя (уравнения Эйлера) приходится вводить ряд допущений:

- поток в межлопастных каналах имеет струйчатую структуру, т.е. состоит из множества струек, повторяющих геометрическую форму лопастей;
- имеет место осевая симметрия потока;
- поток является плоским, т.е. отсутствует градиент скорости относительно геометрической оси машины.

Принятые допущения могут быть осуществлены только в случае, если количество рабочих лопастей бесконечно и если лопасти не имеют толщины и не уменьшают сечение межлопастных каналов. Для этих идеализированных условий параметры машины будут обозначаться индексом “∞” (бесконечное число лопастей). Индекс “Т” – теоретическое. Момент количества движения для секундной массы  $\rho \cdot Q$  на входе в колесо имеет вид:

$$M_1 = \rho \cdot Q \cdot c_1 \cdot r_1, \left[ \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}} \cdot \text{м} = \frac{\text{кг} \cdot \text{м}}{\text{с}^2} \cdot \text{м} = \text{Н} \cdot \text{м} = \text{Дж} \right],$$

где  $c_1$  – абсолютная скорость на входе, м/с;

$r_1$  – радиус вектора скорости  $c_1$  (плечо), м.

На выходе из рабочего колеса:  $M_2 = \rho \cdot Q \cdot c_2 \cdot r_2$ .

Приращение момента количества движения в колесе равно:

$$M_{T\infty} = M_2 - M_1 = \rho \cdot Q \cdot (c_2 \cdot r_2 - c_1 \cdot r_1).$$

Из рисунка 2.7 видно, что  $r_1 = R_1 \cdot \cos \alpha_1$ ,  $r_2 = R_2 \cdot \cos \alpha_2$ ,

а также  $c_1 \cdot \cos \alpha_1 = c_{1u}$ ,  $c_2 \cdot \cos \alpha_2 = c_{2u}$ ,  $c_1 \cdot r_1 = R_1 \cdot \cos \alpha_1 \cdot c_1 = R_1 c_{1u}$ .

Теперь

$$M_{T\infty} = \rho \cdot Q \cdot (c_{2u} \cdot R_2 - c_{1u} \cdot R_1).$$

Умножив обе части равенства на угловую скорость ротора  $\omega$  получим гидравлическую мощность, переданную двигателем потоку жидкости в рабочем колесе

$$N_{T\infty} = M_{T\infty} \cdot \omega = \rho \cdot Q \cdot (c_{2u} \cdot R_2 \cdot \omega - c_{1u} \cdot R_1 \cdot \omega).$$

Т.к.  $R_2 \cdot \omega = u$  – окружная скорость, получим окончательно

$$N_{T\infty} = \rho \cdot Q \cdot (c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1).$$

Т.к. мощность определяется как произведение давления на объемный расход,  $N = p \cdot Q$ , значит давление  $p = N/Q$  и следовательно теоретическое давление:

$$p_{T\infty} = \rho \cdot (c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1), \quad (2.1)$$

а теоретический напор:

$$H_{T\infty} = \frac{c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1}{g}. \quad (2.2)$$

Таким образом, уравнениями Эйлера – основными теоретическими уравнениями центробежного нагнетателя при бесконечном числе лопастей для несжимаемых жидкостей – являются:

- приращение момента количества движения

$$M_{T\infty} = \rho \cdot Q \cdot (c_{2u} \cdot R_2 - c_{1u} \cdot R_1), \text{ Дж}$$

- мощность

$$N_{\Gamma T\infty} = \rho \cdot Q \cdot (c_{2u} \cdot U_2 - c_{1u} \cdot U_1), \text{ Дж/с, (Вт)}$$

- удельная работа

$$L_{T\infty} = c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1, \text{ Дж/кг}$$

- полный напор

$$H_{T\infty} = \frac{c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1}{g}, \text{ м}$$

- полное давление

$$p_{T\infty} = \rho \cdot (c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1).$$

Из параллелограмма скоростей следует:

$$w_1^2 = u_1^2 + c_1^2 - 2 \cdot u_1 \cdot c_{1u}, w_2^2 = u_2^2 + c_2^2 - 2 \cdot u_2 \cdot c_{2u}$$

Откуда

$$u_1 \cdot c_{1u} = \frac{u_1^2 + c_1^2 - w_1^2}{2}, u_2 \cdot c_{2u} = \frac{u_2^2 + c_2^2 - w_2^2}{2}. \quad (2.3)$$

После подстановки, получим выражение для теоретического полного напора:

$$H_{T\infty} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}, \quad (2.4)$$

или

$$H_{T\infty} = \Delta E_{\text{ц.с.}} + \Delta E_{\text{диф.}} + \Delta E_{\text{кин.}}, \text{ м (Дж/м}^3\text{)}$$

где  $\Delta E_{\text{ц.с.}}$  – прирост статического напора (потенциальной энергии), обусловленный работой центробежной силы жидкости;

$\Delta E_{\text{диф.}}$  – прирост статического напора (потенциальной энергии) в диффузоре (межлопастном канале);

$\Delta E_{\text{кин.}}$  – прирост динамического напора (кинетической энергии) абсолютного движения.

Теоретический статический напор можно представить как разницу полного и динамического напоров:

$$(H_{\text{ст}})_{T_{\infty}} = H_{T_{\infty}} - (H_{\text{дин.}})_{T_{\infty}},$$

$$\text{где } (H_{\text{дин.}})_{T_{\infty}} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} > 0,$$

т.к. абсолютная скорость жидкости повышается рабочим колесом от  $c_1$  до  $c_2$ . Поэтому повышение статического напора (давления) или потенциальной энергии жидкости происходит за счет работы центробежных сил и за счет понижения кинетической энергии относительного движения в диффузоре межлопастного канала, т.к.  $w_2 < w_1$ .

Уравнение Эйлера не отображает реальную картину движения жидкости в рабочем колесе, в то же время оно удобно для анализа влияния факторов (режимного угла  $\alpha$  и конструктивного  $\beta$ ) на развиваемый напор. Если учесть, что число лопаток конечно, а их толщина не равна нулю, то можно получить значение теоретического напора

$$H_T = \mu \cdot H_{T_{\infty}},$$

где  $\mu < 1$  – поправочный коэффициент, учитывающий количество лопастей. Этот коэффициент достаточно точно можно рассчитать по формуле Стодолы (чешский профессор):

$$\mu = 1 - \frac{u_2}{c_{2u}} \cdot \frac{p}{z} \cdot \sin \beta_2,$$

где  $z$  – число лопастей. Ориентировочно  $\mu \approx 0,8$ .

Действительный напор нагнетателя ( $H$ ) меньше теоретического на величину гидравлических потерь, обусловленных сопротивлением проточной части нагнетателя:

$$H = \eta_{\Gamma} \cdot H_T = \eta_{\Gamma} \cdot \mu \cdot H_{T_{\infty}},$$

где  $\eta_{\Gamma}$  – гидравлический КПД, значение которого в зависимости от формы лопастей, состояние поверхности и др. находится в пределах  $0,80 \div 0,96$ .

Полный КПД машины представляет собой отношение мощностей полезной к мощности на валу:  $\eta = \frac{N_{\text{полезн}}}{N}$ , при этом

полезная мощность:  $N_{\text{полезн}} = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q$ ;

мощность на валу:  $N = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{\eta}$ ;

полный КПД – это произведение  $\eta = \eta_{\Gamma} \cdot \eta_0 \cdot \eta_{\text{М}}$ ,

где:  $\eta_{\Gamma}$  – гидравлический КПД, учитывающий потери в проточной части и зависит от формы проточной части, чистоты обработки поверхностей лопастей и дисков и вязкости жидкости. Если общие потери напора  $h$ , то

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{h}{H_{\Gamma}}; \quad 0,8 < \eta_{\Gamma} < 0,96.$$

$\eta_0$  – объемный КПД, обусловлен перетеканием жидкости через зазоры между рабочим колесом и корпусом машин. Утечки составляют  $\Delta Q$  и зависят от величины зазора  $\delta$ . Объемный КПД определяется выражением

$$\eta_0 = \frac{Q}{Q + \Delta Q} = 1 - \frac{\Delta Q}{Q}; \quad 0,94 < \eta_0 < 0,98.$$

$\eta_{\text{М}}$  – механический КПД, учитывающий трение в подшипниках и трение внешних поверхностей колес. Зависит от конструкции (подшипники качения или скольжения), и эксплуатации (чистота, смазка, уплотнение-затяжка сальников, деформация вала, перегрев и т.д.). Значение  $\eta_{\text{М}}=0,90 \div 0,95$ .

Полный КПД нагнетателя  $\eta=0,75 \div 0,89$ . Наивысший КПД достигается при работе нагнетателя в расчетном режиме ( $Q_{\text{расч}}$ ,  $H_{\text{расч}}$ ). При отходе от расчетных значений в ту или иную сторону  $\eta$  значительно падает.

На развиваемое давление и КПД влияет конструктивный угол выхода лопатки  $\beta_2$ . Если лопатки загнуты вперед ( $\beta_2 > 90^\circ$ ), то из параллелограмма скоростей следует, что  $c_{2u} > u_2$ . Если лопатки загнуты назад ( $\beta_2 < 90^\circ$ ), то  $c_{2u} < u_2$ . При одинаковой окружной скорости в соответствии с уравнением Эйлера

$$H_{\text{Т}\infty} = \frac{c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1}{g}, \quad (H_{\text{Т}\infty})_{\beta > 90} > (H_{\text{Т}\infty})_{\beta < 90}.$$

В то же время, при увеличении скорости закручивания  $c_{2u}$ , увеличиваются гидравлические потери, а значит, и снижается КПД нагнетателя. Поэтому меньшие значения КПД относятся к лопастям, загнутым вперед, больше – к лопастям загнутым назад, т.е. последние более экономичны.

### 2.3 Работа нагнетателя на сеть. Последовательное и параллельное соединение нагнетателей

Всякий нагнетатель, создавая поток жидкости (газа), затрачивает на его перемещение энергию, равную величине потерь давления на преодоление сопротивления сети. Как правило, движение в сети развитое турбулентное, поэтому потери пропорциональны квадрату скорости, а, следовательно, и квадрату расхода жидкости:

$$\Delta p_{\text{пот}} = \left( \sum \lambda \frac{l_i}{d_i} + \sum k_{\text{МС}} \right) \frac{\rho w^2}{2} = k \cdot Q^2$$

Следует заметить: иногда степень отличается от “2”, что объясняется различной степенью турбулентности на разных участках сети. По опытным данным некоторых авторов характеристика сети имеет вид  $\Delta p_{\text{пот}} = kQ^{(1,8...2,0)}$ . Для получения реальной характеристики сети следует проводить экспериментальные исследования. При принятии проектных решений следует выполнять особо тщательно гидравлический расчет характеристики сети  $\Delta p_{\text{пот}} = f(Q)$  или  $H_{\text{сеть}} = f(Q)$  с учетом зависимости коэффициента трения  $\lambda$  и коэффициентов местного сопротивления  $K_{\text{МС}}$  от

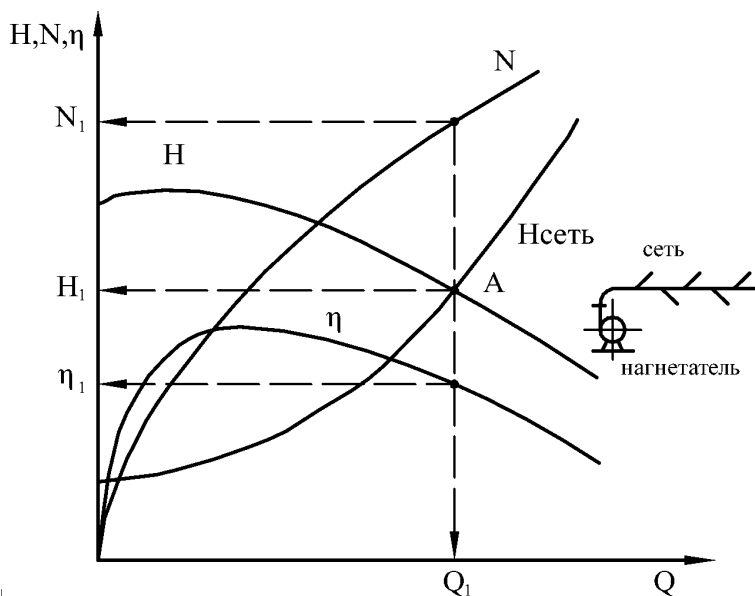


Рисунок 2.8 – Работа нагнетателя на сеть

числа Рейнольдса). Нагнетатель, работая на конкретную сеть, будет развивать параметры  $Q_1$  и  $H_1$  в точке пересечения характеристики  $H = f(Q)$  нагнетателя и сети  $H_{\text{сеть}} = f(Q)$  (точка А). Все остальные параметры – мощность и КПД –  $(N_1, \eta_1)$  – будут определяться пересечением абсциссы  $Q_1$  (рис. 2.8) с соответствующими характеристиками нагнетателя  $N = f(Q)$  и  $\eta = f(Q)$ .

сопротивления  $K_{\text{МС}}$  от числа Рейнольдса). Нагнетатель, работая на конкретную сеть, будет развивать параметры  $Q_1$  и  $H_1$  в точке пересечения характеристики  $H = f(Q)$  нагнетателя и сети  $H_{\text{сеть}} = f(Q)$  (точка А). Все остальные параметры – мощность и КПД –  $(N_1, \eta_1)$  – будут определяться пересечением абс-



*Последовательное или параллельное соединение* двух или нескольких нагнетателей используют для обеспечения высокой экономичности эксплуатации установок, причем учитываются следующие обстоятельства:

- в производственных условиях бывают случаи, когда тепловая нагрузка объекта или выработка электроэнергии изменяются по каким-либо причинам, например, в зависимости от времени суток или года; соответственно изменяются производительности нагнетателей;
- при регулировании нагнетателей в сторону снижения производительности, как правило, снижается КПД (уход от оптимального режима);
- для обеспечения надежности работы систем устанавливают резервные нагнетатели, причем, чем мощнее нагнетатель, тем выше его стоимость.

При последовательном включении двух нагнетателей жидкость (газ) проходит сначала через первый, а затем через второй нагнетатель, после чего жидкость поступает в сеть. При параллельном включении жидкость проходит отдельно через каждый нагнетатель и подается в сеть (рис. 2.9).

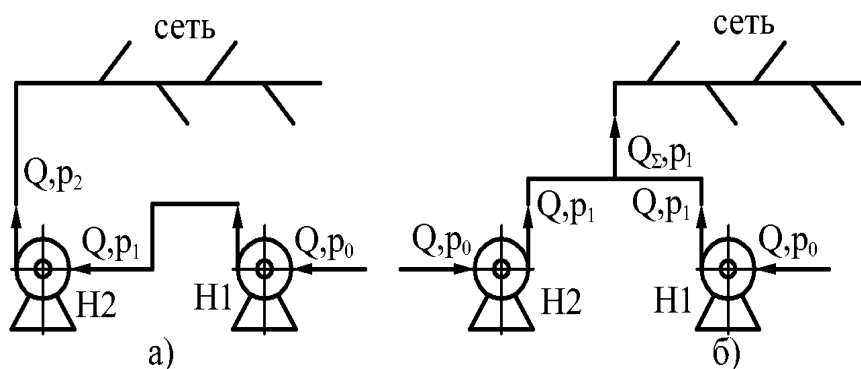


Рисунок 2.9 – Последовательное (а) и параллельное (б) включение в сеть двух нагнетателей  $H_1$  и  $H_2$

При параллельном включении преследуется цель увеличения производительности (подачи), при последовательном – давления (напора). Из этого не следует, что при включении, например, двух нагнетателей параметры  $Q$  и  $H$  удваиваются. Изменение параметров определяется характеристиками спаренных нагнетателей и сети.

## 2.4 Регулирование центробежных нагнетателей

Все способы регулирования подачи можно разделить на две основные группы: А – регулирование при постоянной скорости вращения рабочего колеса; В – регулирование изменением скорости вращения рабочего колеса.

К группе А относятся:

А.1. Регулирование дросселем;

А.2. Регулирование направляющим аппаратом на всасывающем патрубке;

А.3. Регулирование устройствами, встроенными в рабочее колесо (изменение геометрии колеса и лопастей).

К группе В относятся:

В.1. Изменение скорости вращения вала нагнетателя без изменения скорости вращения двигателя (зубчатые, ременчатые, фрикционные редукторы; гидравлические и индукторные муфты);

В.2. Различные электрические способы изменения скорости вращения электродвигателя;

В.3. В паротурбинных двигателях – изменение расхода пара в турбине.

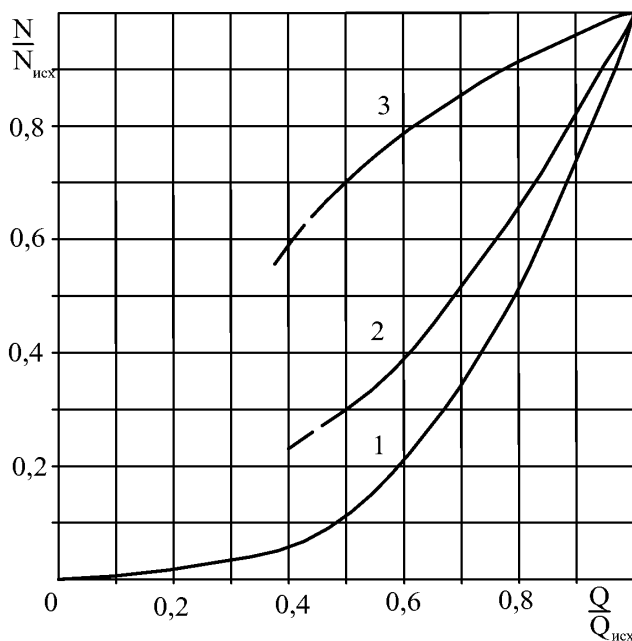


Рисунок 2.10– Кривые регулирования:

1–идеальная кривая  $\frac{N}{N_{исх}} = \left(\frac{Q}{Q_{исх}}\right)^3$ ;

2–направляющий аппарат; 3 – дроссель

Объективным критерием оценки способа регулирования служит величина снижения мощности при снижении подачи. Если исходную подачу (максимальную) принять за единицу, то все меньшие подачи будут  $\frac{Q}{Q_{исх}} < 1,0$ ; при уменьшении подачи уменьшается мощность двигателя  $N = \frac{\rho g H Q}{\eta}$ , но снижение  $\frac{N}{N_{исх}}$  зависит от способа регулирования, и чем оно

меньше при том же  $\frac{Q}{Q_{исх}}$ , тем экономичнее регулирование. Т.к. напор нагнетателя, равный сопротивлению сети, пропорционален квадрату подачи  $Q$ , то полезная мощность пропорциональна кубу подачи:

$$N_{пол} = \rho g H Q = \rho g (kQ)^2 \cdot Q = A \cdot Q^3, \text{ поэтому } \frac{N}{N_{исх}} = \left( \frac{Q}{Q_{исх}} \right)^3.$$

Регулирование дросселем – наиболее простой, но и наименее экономичный (рис. 2.10) способ регулирования подачи. При этом характеристика сети подстраивается к характеристике нагнетателя.

Регулирование направляющим аппаратом (НА) заключается в подстраивании характеристик нагнетателя к характеристике сети без изменения скорости вращения рабочего колеса (рис.2.11). НА устанавливается во всасывающей патрубке в непосредственной близости от рабочего колеса и представляет собой, например, совокупность поворотных лопаток. При максимальной подаче угол поворота  $\varphi$  равен нулю, лопатки устанавливаются ребром навстречу всасывающему потоку и не вызывают каких-либо возмущений. При повороте лопаток на угол  $\varphi > 0$  они вызывают закручивание и снижение развиваемого напора: чем больше угол поворота лопаток НА, тем меньше напор нагнетателя. Непроизводительные затраты энергии значительно меньше, чем при регулировании дросселем (рис. 2.10); они связаны в случае регулировки НА со снижением КПД, а также с некоторым дросселированием всасывающего потока.

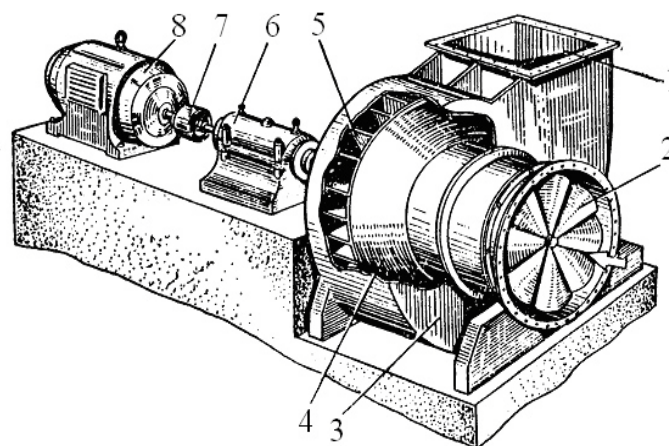


Рисунок 2.11 – Дымосос (дутьевой вентилятор) одностороннего всасывания: 1 – выходной патрубков; 2 – поворотные лопатки направляющего аппарата; 3 – улиткообразный кожух; 4 – ротор; 5 – рабочее колесо; 6 – корпус подшипников; 7 – соединительная муфта; 8 – электродвигатель

Регулирование изменением геометрии рабочего колеса и лопастей теоретически может дать наилучший результат, но очень сложно, и в нагнетателях, применяемых в промышленной теплотехнике и теплоэнергетике, практически не встречается.

Из способов регулирования группы “В” широко применяется изменение скорости вращения вала. Если двигателем является паровая турбина – в этом случае изменяется расход пара в турбине с помощью специальной системы регулирования и впуска. Изменение числа оборотов электродвигателя может обеспечить регулирование, близкое к идеальному, однако на практике это не всегда осуществимо: плавное или ступенчатое изменение скорости вращения возможно только на специальных электродвигателях большой мощности, которые дороги и их применение должно быть экономически оправдано. Применение системы приводов в виде редукторов, гидравлических и индукторных муфт и др. для изменения числа оборотов вала нагнетателя при неизменном значении числа оборотов электродвигателя целесообразно после экономического анализа, так как возрастает стоимость установки и появляются дополнительные потери мощности в регулирующих устройствах.

Существенное снижение потребления электрической энергии на привод насосов, дымососов и вентиляторов может быть достигнуто за счет перехода на систему частотного регулирования производительности, при этом зависимость К.П.Д. от производительности нагнетателя становится намного менее выраженной. В настоящее время технически отработано частотное управление для асинхронных двигателей мощностью от 0,16 кВт. Из практического опыта известно, что переход на частотное регулирование для нагнетателей, значительная часть рабочего времени которых приходится на работу с производительностями меньше номинальных, срок окупаемости проектов по переходу на частотное регулирование составляет не более одного-двух лет. Кроме того при этом повышается ресурс работы электродвигателя.

Данное техническое решение необходимо применять для управления работой приводных двигателей компрессоров газонаполнительных станций, а также для приводных двигателей насосов, вентиляторов и дымососов систем теплоснабжения, имеющих электрическую мощность от 0,16 кВт. Рекомендуется

рассматривать режим работы оборудования, для привода которого используются асинхронные двигатели с мощностью от 0,16 кВт и продолжительностью использования в течение года более 500 часов. Из этого перечня выбираются конкретные единицы оборудования, значительная часть времени использования которого приходится на работу с производительностью меньше номинальной. Для выбранного оборудования асинхронные двигатели снабжаются системами частотного регулирования привода.

## 2.5 Многоступенчатые и многопоточные нагнетатели

Напор, развиваемый рабочим колесом  $H_{T\infty} = \frac{u_2 c_{2u}}{g}$

определяется окружной скоростью  $u_2$ , которая ограничена условиями прочности колес (для литого чугуна  $u_2 < 40$  м/с, для легированной стали  $u_2 < 300$  м/с). Для жидкостных нагнетателей

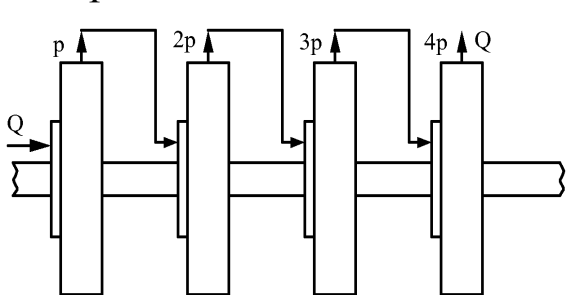


Рисунок 2.12 – Схема многоступенчатого нагнетателя

ограничением становится еще и кавитация. Для получения высокого напора применяют ступенчатые нагнетатели, в которых несколько рабочих колес расположены на общем валу и соединены последовательно. При последовательном включении подача не изменяется (рис. 2.12), а полный напор равен сумме напоров ступеней. Например, 30-ступенчатый водяной насос развивает напор до 4000 м.

Для увеличения подачи без увеличения ширины колеса  $b_2$  применяют многоступенчатые нагнетатели, при этом подача суммируется, а напор остается таким же, как на одноступенчатом. В смешанном типе нагнетателя достигается как высокий напор, так и высокая подача (рис. 2.13). Например, если нагнетатель состоит из двух групп ступеней, в каждой из которых рабочие колеса расположены последовательно, чем достигается увеличение напора; группы ступеней соединены параллельно, чем достигается увеличение подачи. Группы расположены симметрично. Количество групп должно быть четным (2, 4, т.д.).

При последовательном соединении ступеней на выходе из предыдущей ступени в последующую устанавливают направляющие аппараты, обеспечивающие радиальный вход потока в рабочее колесо последующей ступени. Иначе поток, закрученный предыдущей ступенью, на входе в колесо будет иметь высокую скорость  $c_{1u}$ , что снижает приращение давления в соответствие с уравнением Эйлера.

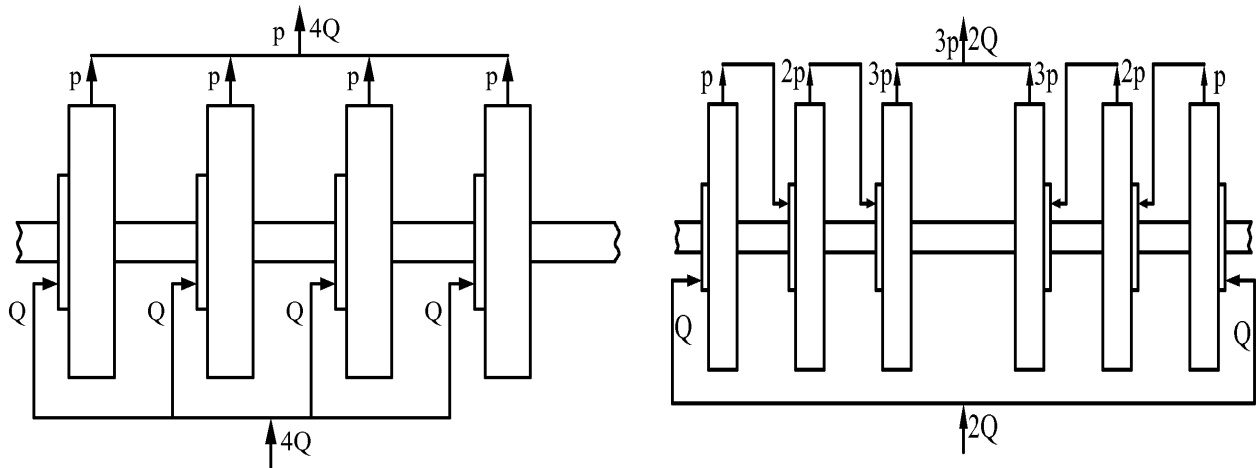


Рисунок 2.13 – Схема а) многопоточного нагнетателя; б) трехступенчатого двухпоточного нагнетателя

## 2.6 Насосы

### 2.6.1 Классификация насосов по быстроходности

В практике насосостроения коэффициент быстроходности рабочего колеса многоступенчатого насоса определяют по формуле:

$$n_s = 3.65n \left( \frac{Q}{z} \right)^{0.5} \left( \frac{H}{i} \right)^{0.75},$$

где  $Q$  – подача насоса,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$H$  – напор, м;

$n$  – частота вращения вала, об/мин;

$i$  – число ступеней давления;

$z$  – число потоков.

По быстроходности рабочие колеса насосов классифицируются следующим образом:

1. тихоходное колесо,  $n_s = 40 \div 80$ ;
2. нормальное колесо,  $n_s = 80 \div 150$ ;
3. быстроходное колесо,  $n_s = 150 \div 300$ ;
4. диагональное колесо,  $n_s = 300 \div 600$ ;

5. осевое или пропеллерное колесо,  $n_s=600\div 1200$ .

В тихоходном колесе (рис. 2.14) входная кромка лопасти лежит на цилиндрической поверхности, сами лопасти тоже

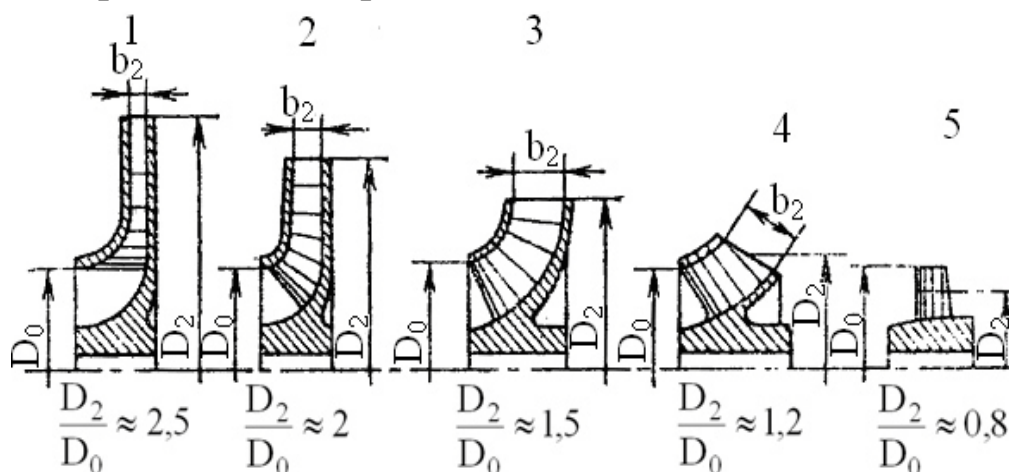


Рисунок 2.14 – Конструктивные типы рабочих колес:

1 - тихоходное колесо,  $n_s=40\div 80$ ; 2 - нормальное колесо,  $n_s=80\div 150$ ; 3 - быстроходное колесо,  $n_s=150\div 300$ ; 4 - диагональное колесо,  $n_s=300\div 600$ ; 5 - осевое или пропеллерное колесо,  $n_s=500\div 1200$ .

цилиндрические. В нормальных и быстроходных колесах входные кромки вынесены в область поворота потока, т.е. где направления жидкости изменяется от осевого к радиальному, при этом лопасть имеет двойную кривизну; особенно резко выражена кривизна в диагональных насосах. Рабочие колеса разной быстроходности различаются соотношениями  $b_2/D_0$ , а также  $D_2/D_0$ . С увеличением быстроходности уменьшается развиваемый напор насоса  $H$  и увеличивается подача (для насосов с одинаковым входным диаметром  $D_0$ ).

### 2.6.2 Установка насосов. Допустимая высота всасывания по условиям кавитации

В обычных конструкциях центробежных насосов наименьшее давление наблюдается на входе в рабочее колесо, особенно на вогнутой стороне лопасти, т.е. там, где относительная скорость  $w_1$ , и соответствующая ей кинетическая энергия  $w_1^2/2$  достигает наибольших значений. Если давление оказывается равным или меньшим давления насыщенного пара  $p \leq p_{н.п.}$ , соответствующего температуре всасываемой жидкости, то возникает явление, называемое *кавитацией*. Физическая картина кавитации состоит во вскипании жидкости в зоне пониженного

давления и в последующей конденсации паровых пузырьков при выносе кипящей жидкости в область повышенного давления. При быстрой конденсации парового пузырька (центру конденсации, где возникает вакуум) и в момент смыкания его объема производит вследствие малой сжимаемости жидкости резкий точечный удар; при этом давление в точках смыкания паровых пузырьков при их конденсации достигает нескольких МПа. Если конденсация пузырька происходит на поверхности лопасти, то удар вызывает местное разрушение металла, называемое *питтингом*. Работа насоса в режиме кавитации внешне проявляется шумом, внутренним треском, повышенным уровнем вибрации, а также ударами в проточной полости, опасными для насоса.

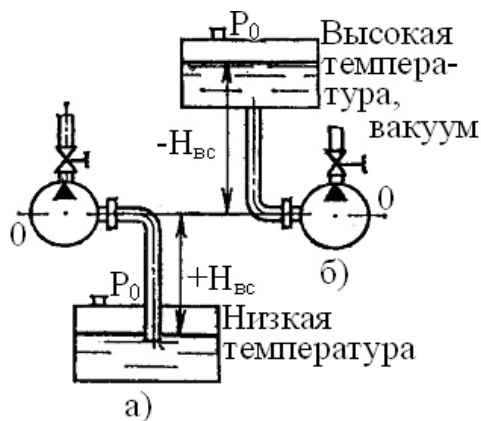


Рисунок 2.15 – Два случая установки насоса относительно уровня всасываемой жидкости

Возможны два различных случая расположения насоса относительно приемного резервуара (рис. 2.15). Установка рис. 2.15а, характерна для насосов, подающих жидкости с низкой температурой, а установка на рис. 2.15б, – для насосов, подающих жидкости с высокой температурой, а также при всасывании насосами холодной воды из емкостей с достаточно высоким вакуумом. Установки, выполненные по схеме 2.15б, часто

встречаются в теплоэнергетике в схемах регенеративного подогрева и питания паровых котлов. Когда насос подает горячую воду, емкость, из которой он всасывает, приходится располагать выше насоса (например, в случае бустерного насоса, всасывающего питательную воду из деаэратора). По соображениям удобства строительных работ и монтажа желательно по возможности уменьшать требуемую расчетом высоту установки приемной емкости. Этого можно достигнуть увеличением диаметра всасывающего трубопровода, уменьшением его длины, а также выбором рациональной конструкции тех элементов всасывающего тракта, которые дают снижение местных потерь напора. В некоторых случаях допустимую высоту всасывания можно изменить уменьшением



или увеличением давления в емкости, из которой происходит всасывание.

Основной мерой против кавитации является соблюдение допустимой высоты всасывания  $H_{г. доп}$ , которая рассчитывается по определенной методике. Величина  $H_{г. доп}$ , может быть как положительная (насос может находиться выше уровня жидкости сосуда, из которого происходит всасывание), так и отрицательная (насос должен находиться ниже уровня).

### 2.6.3 Конструкции и характеристики насосов

В теплоэнергетике употребляются центробежные насосы, разнообразные по основным параметрам и конструкциям. Это вызывается различием в условиях работы и эксплуатационных требованиях. Обозначения и маркировка насосов общего назначения, за исключением специальных конструкций, определены стандартами.

Стандарт определяет группу центробежных многоступенчатых насосов секционного типа для чистой воды с подачей от 6 до 1000 м<sup>3</sup>/ч и напором от 40 до 2000 м.

Обозначение насоса включает три буквы: Ц – центробежный, Н – насос, С – секционный и два числа, первое из которых – подача насоса  $Q$ , м<sup>3</sup>/ч, второе – напор  $H$ , м ст. жидкости. Например, ЦНС-22-88 означает: центробежный насос секционного типа с подачей 22 м<sup>3</sup>/ч и напором 88 м.

Стандарт определяет группу центробежных насосов двустороннего входа, обозначаемую буквой Д. Подача и напор даются в марке, так же как и в секционных насосах. Например; Д-2000-100-центробежный насос двустороннего входа с подачей 2000 м<sup>3</sup>/ч и напором 100 м. Насосы типа Д охватывают область подач от 200 до 12500 м<sup>3</sup>/ч и напоров до 100 м; КПД до 92%.

Применительно к теплоэнергетике все центробежные насосы могут быть разделены, на следующие группы:

- 1) насосы для чистой воды, одноступенчатые и многоступенчатые;
  - 2) конденсатные;
  - 3) питательные;
  - 4) насосы для кислых сред;
  - 5) насосы для подачи смесей жидкостей и твердых частиц.
- Рассмотрим характерные черты указанных групп насосов.

Насосы для чистой воды применяются для хозяйственного, технического и противопожарного водоснабжения электрических станций и промышленных предприятий. Они бывают одноступенчатыми и многоступенчатыми.

Простейшим типом одноступенчатого насоса является консольный насос, обозначаемый буквой К. Характерной особенностью такого насоса является расположение рабочего колеса на консоли вала, вращающегося в двух широко расставленных шариковых подшипниках. Корпус спиральный с осевым подводом жидкости. Сальник здесь имеется только на стороне подачи. Насосы этого типа рассчитаны на подачу 10-360 м<sup>3</sup>/ч. Многоступенчатые насосы представлены тремя основными группами: секционные насосы типа С (секционные насосы с колесами одностороннего входа), насосы с колесами, одностороннего входа и горизонтальным разъемом корпуса, насосы с первым колесом двустороннего входа и остальными колесами одностороннего входа и горизонтальным разъемом корпуса. Многоступенчатые насосы этих типов перекрывают подачу от 5 до 1000 м<sup>3</sup>/ч при напорах от 35 до 100 м. Специальные конструкции могут быть выполнены с основными параметрами, выходящими за указанные пределы.

Конденсатные насосы применяются для удаления конденсата, а также как горячие дренажные насосы бойлерных установок. Они предназначены для перекачивания конденсата и дренажа при температуре до 393 К.

Питательные насосы применяются для подачи питательной воды в паровые котлы. В большинстве случаев это центробежные многоступенчатые насосы высокого давления, приспособленные к подаче воды с высокой температурой. Насосы для кислых сред изготавливаются из специальных нержавеющей сталей. Они перекрывают область расходов от 5 до 300 м<sup>3</sup>/ч при напорах от 7 до 500 м.

Насосы для подачи смесей жидкостей и твердых частиц имеют специфические условия работы. Поток жидкости, содержащей твердые частицы, проходя с большой скоростью через проточную часть, истирает внутренние поверхности насоса. Поэтому к конструкциям и материалам таких насосов предъявляются особые требования.

В теплоэнергетике такие насосы употребляются для

перекачки золосмесей и шлакосмесей в системах гидрозолоудаления, а также при производстве работ по очистке гидротехнических сооружений, станций (каналов, колодцев).

Шламовые (грязевые) насосы конструктивно сходны с песковыми, но применяются для перекачки смесей с включением более мелких фракций твердых веществ. Так, например, шламовый насос марки ШН-1 перемещает смеси с крупностью частиц всего лишь до 4 мм.

Земляные насосы (землесосы) служат для перекачки больших количеств грунтовой смеси (пульпы) при ее весьма разнородном составе. Конструктивно они выполняются в виде консольных центробежных насосов с колёсами, спиральными камерами и внутренними дисками, изготовленными из твердых белых чугунов.

Насосное оборудование тепловых электрических станций и тепловых сетей состоит из следующих основных групп:

- 1) питательные насосы высокого давления для подачи воды в паровой котел;
- 2) бустерные (предвключенные) – для создания подпора во всасывающей патрубке питательных насосов;
- 3) конденсатные – для отсасывания конденсата из конденсаторов турбин и подачи их в систему регенеративного цикла;
- 4) циркуляционные – для подачи охлаждающей воды в конденсаторы турбин;
- 5) сетевые – для подачи горячей воды в сеть теплоснабжения;
- 6) прочие – дренажные, подпиточные, масляные (для системы смазки и регулирования турбоагрегатов).

*Питательные насосы* с электроприводом имеют обозначение ПЭ-Q-P, где П – питательный, Э – электроприводной, Q – подача насоса, м<sup>3</sup>/ч, p – давление насоса, МПа. Рабочие параметры электронасосов лежат в пределах: подача Q=65÷900 м<sup>3</sup>/ч; давление насоса, определяемое давлением пара, p=3,9÷29,4 МПа; мощность N=108÷6360 кВт; коэффициент полезного действия η=65÷82 %; температура воды до 438 К (265°С); синхронная частота электродвигателя до 3000 об/мин.

Мощность электродвигателей по конструктивным соображениям не превышает 8000 кВт, поэтому на ТЭС находят

применение питательные насосы с турбоприводом, получающим пар из промежуточных ступеней турбины энергоблока. Такие насосы имеют обозначение ПТН-Q-p-p<sub>т</sub>, П – питательный, Т – турбоприводной, Н – насос, Q – подача насоса в номинальном режиме, м<sup>3</sup>/ч; p – давление насоса, МПа; p<sub>т</sub> – давление пара на входе в приводную турбину, МПа. Рабочие параметры паротурбонасосов лежат в пределах: подача Q=30÷1150 м<sup>3</sup>/ч; давление насоса p=5,3÷33,2 МПа; давление пара p<sub>т</sub>=1,45÷12,7 МПа; скорость вращения n=5000÷10000 об/мин; мощность N=115÷12500 кВт. Частота вращения вала насоса с турбоприводом, как правило, выше синхронной частоты вращения электродвигателя, поэтому во избежание кавитации часть напора, развиваемого питательным насосом, целесообразно передать предвключенному насосу, работающему на пониженной частоте вращения и устойчивому против кавитации. Питательная установка в этом случае состоит из двух насосов, соединенных последовательно. Привод основного питательного и предвключенного (бустерного) насоса осуществляется в современных блоках большой мощности от одной паровой турбины: вал основного насоса соединяется с валом турбины непосредственной зубчатой муфтой, а вал предвключенного – через редуктор.

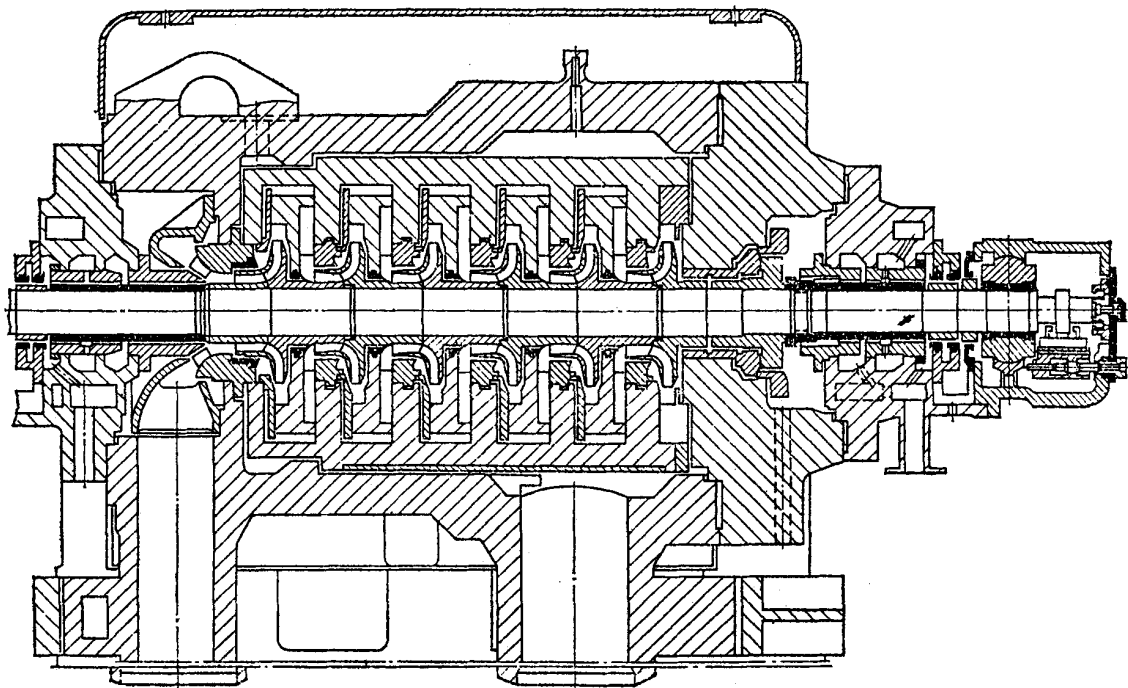


Рисунок 2.16 – Питательный турбонасос ПТН-1150-340-15

Питательные насосы (рис. 2.16) подают воду с высокой температурой и давлением, поэтому их конструкция должна соответствовать следующим требованиям: прочность, герметичность, компенсация тепловых деформаций, динамическая устойчивость (отсутствие автоколебаний, длительный ресурс работы). При давлении пара более 13,7 МПа многоступенчатые секционные насосы снабжаются массивным

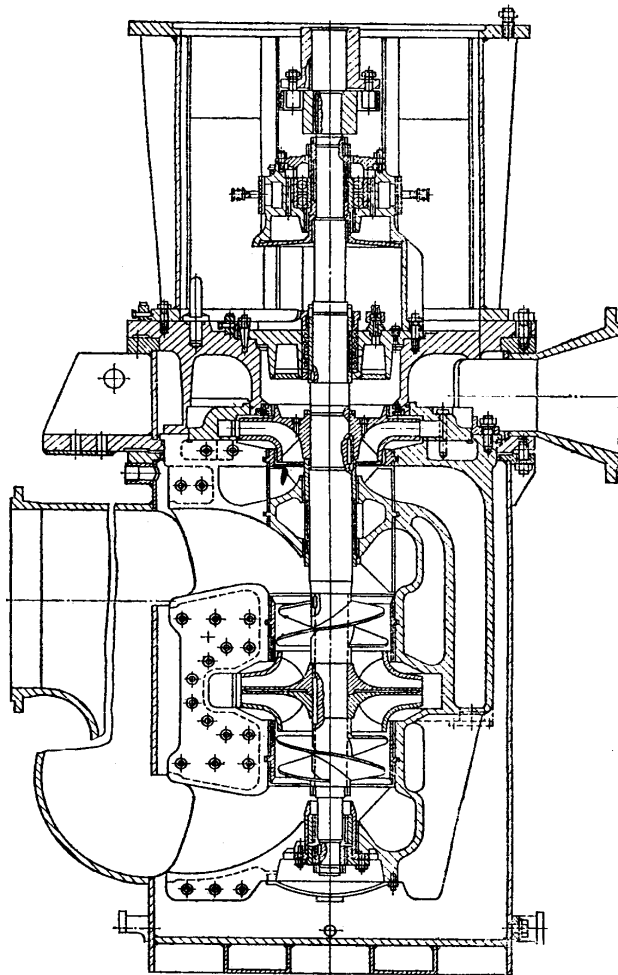


Рисунок 2.17 – Конденсатный насос  
КсВ – 1000 – 95

наружным кованным корпусом, что повышает надежность. Рабочие колеса выполняются из хромистой стали. Опоры ротора – подшипники скольжения с принудительной смазкой. Концевые уплотнения сальникового типа в подводом охлаждающей воды в корпус уплотнения.

*Конденсатные насосы* подают конденсат

отработанного пара из конденсаторов турбин, греющего пара из

теплообменников ТЭС в трубопроводную систему регенеративного типа. Обозначение конденсатных горизонтальных насосов Кс- $Q$ , вертикальных КсВ- $Q$ :  $Q$  – подача в  $\text{м}^3/\text{ч}$ ,  $H$  – напор в м. Основные рабочие параметры горизонтальных насосов:  $Q=12\div 125 \text{ м}^3/\text{ч}$ ;  $H=50\div 140\text{м}$ ;  $N=3,6\div 77 \text{ кВт}$ ,  $n=3000$  и  $1500 \text{ об/мин}$ ;  $\eta=45\div 66 \%$ . То же для вертикальных насосов:  $Q=200\div 2000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ;  $H=40\div 180\text{м}$ ;  $N=100\div 1226 \text{ кВт}$ ,  $n=1000\div 1500\div 3000 \text{ об/мин}$ ;  $\eta=71\div 82 \%$  Рабочая температура  $297\div 310 \text{ К}$ . Давление на всасе  $0,003\div 0,006$ . Конденсатные насосы

(рис.2.17) работают в режимах нагрузки, близких к кавитационным. Для предупреждения кавитации первое рабочее колесо выполняет с увеличенным диаметром входного сечения, устанавливают предвключенное шнековое колесо, ограничивают частоту вращения. Рабочие колеса и детали, работающие с риском питтинга изготавливают из кавитационно стойких материалов.

*Циркуляционные насосы* снабжают охлаждающей водой конденсаторы ТЭС. Они обеспечивают большую подачу и относительно низкий напор. Применяют вертикальные осевые и центробежные насосы и горизонтальные с колесом типа Д. Параметры осевых насосов ОВ и ОПВ (осевой вертикальный и осевой вертикальный повторно-лопастной): диаметр рабочего колеса  $d=470\div 2600$  мм, подача  $Q=1700\div 16300$  м<sup>3</sup>/мин, напор  $H=4\div 28$  м, мощность  $27\div 10000$  кВт ; частота вращения  $250\div 960$  об/мин, КПД  $\eta=80\div 88$  %, масса  $M=1800\div 75000$  кг.

*Сетевые насосы* служат для подачи горячей воды в теплофикационные сети коммунальных промышленных систем теплоснабжения. Обозначения: СЭ-Q-Н, где С – сетевой, Э – электроприводной, Q – подача м<sup>3</sup>/мин, Н – напор, м. Рабочие параметры:  $Q=160\div 5000$  м<sup>3</sup>/мин, напор  $H=50\div 180$  м,  $n=500\div 3000$  об/мин,  $N=30\div 2370$  кВт,  $\eta=87\%$ , температура воды не выше 453 К.

#### **2.6.4 Эксплуатация насосных установок**

Насосный агрегат состоит из насоса двигателя, трубопроводной арматуры, измерительных приборов, устройств для заполнения насосов жидкостью перед пуском, системы автоматического управления работой агрегата. Схема типичной компоновки насосной установки приведена на рис. 2.18.

Перед пуском центробежные и осевые насосы должны быть заполнены жидкостью. Если уровень всасываемой жидкости расположен выше насоса, и если на всасе имеется избыточное давление, то насос заполняют путем открытия задвижки на всасывающем коллекторе, при этом воздух вытесняется через краник 13. если насос расположен выше уровня всасывания жидкости, затопление происходит двумя способами:

- в небольших агрегатах (диаметр всаса меньше 250 мм) насос заполняют через воронку и кран в верхней точке корпуса насоса из водопровода или специального заливочного бака;
- в агрегатах больших (диаметр всаса больше 250 мм) затопление производится отсасыванием воздуха из насоса специальным вакуумным насосом.

Контроль за работой насоса осуществляется:

- вакуумметром, (манометром) на всасе ( $p_1$ );
- манометром на выходе ( $p_2$ );
- расходомером в напорном трубопроводе ( $Q$ );
- вольтметром, амперметром, ваттметром ( $N$ ).

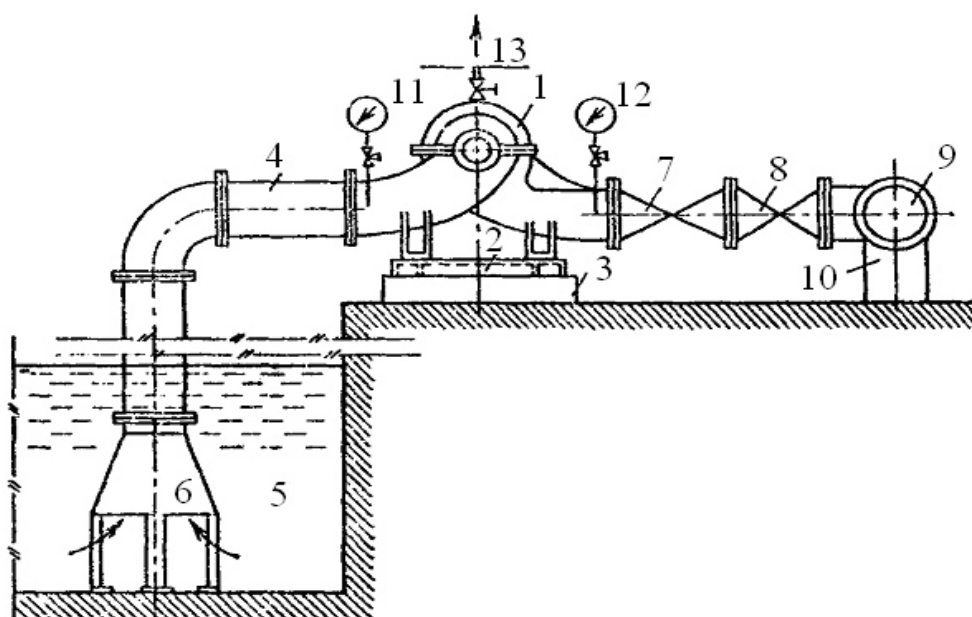


Рисунок 2.18 – Компоновка насосной установки: 1–насос; 2–монтажная рама; 3–фундамент; 4–всасывающий трубопровод; 5–приемный колодец; 6–воронка; 7–обратный клапан; 8–задвижка; 9–напорный коллектор; 10–тумбы; 11–вакуумметр; 12–манометр; 13–кран

Пуск насосов производится в следующей последовательности:

- включается электродвигатель, частота вращения доводится до номинальной;
- медленно открывается задвижка на напорном патрубке до достижения заданной подачи;
- открываются краны, подводящие охлаждающую воду.

Остановка:

- закрывается задвижка;

- отключается электрический двигатель;
- закрываются краны охлаждения.

Крупные современные насосные установки оборудуются автоматикой. Все действия персонала по обслуживанию насосов, пуску, остановке регламентируются специальными инструкциями.

## 2.7 Вентиляторы. Классификация и конструкция

Центробежными вентиляторами называются нагнетатели для перемещения чистых газов и смесей газов с твердыми частицами, имеющими степень повышения давления  $\varepsilon \leq 1,15$ . Так как степень повышения давления невелика, то изменением термодинамического состояния газа можно пренебречь, поэтому к этим нагнетателям применима теория машины для несжимаемой среды (насоса). В зависимости от развиваемого давления ЦВ разделяют на вентиляторы низкого давления ( $p_2 < 1 \text{ кПа} = 100 \text{ мм.в.ст.}$ ), среднего – ( $p_2 = 1 \div 3 \text{ кПа} = 100 \div 300 \text{ мм.в.ст.}$ ), и высокого ( $p_2 = 3 \div 11,5 \text{ кПа} = 300 \div 1150 \text{ мм.в.ст.}$ ). Конструктивная форма (соотношение между параметрами  $D_2$ ,  $D_1$ ,  $D_0$ ,  $b_1$ ,  $b_2$ ) определяется его подачей, давлением и частотой вращения. Формы конструкций рабочих колес приведены на рис. 2.19.

Барabanная (а) и кольцевая (б) формы свойственны вентиляторам

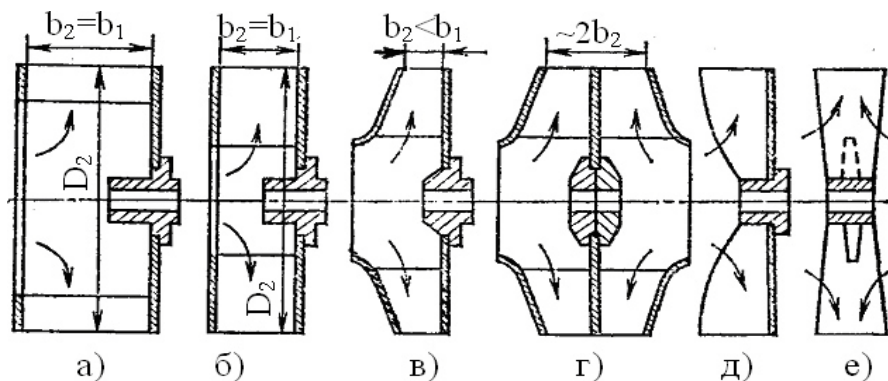


Рисунок 2.19 – Схемы конструкций рабочих колес центробежных вентиляторов

низкого давления с лопатками, загнутыми вперед, ширина этих рабочих колес постоянна; формы «в» и «г» характерны для вентиляторов среднего и высокого давления с лопатками, загнутыми назад и коническим покрывающим диском. Форма «г» применяется для колес большой подачи, в частности, для дутьевых вентиляторов и насосов ТЭС. Открытые однодисковые

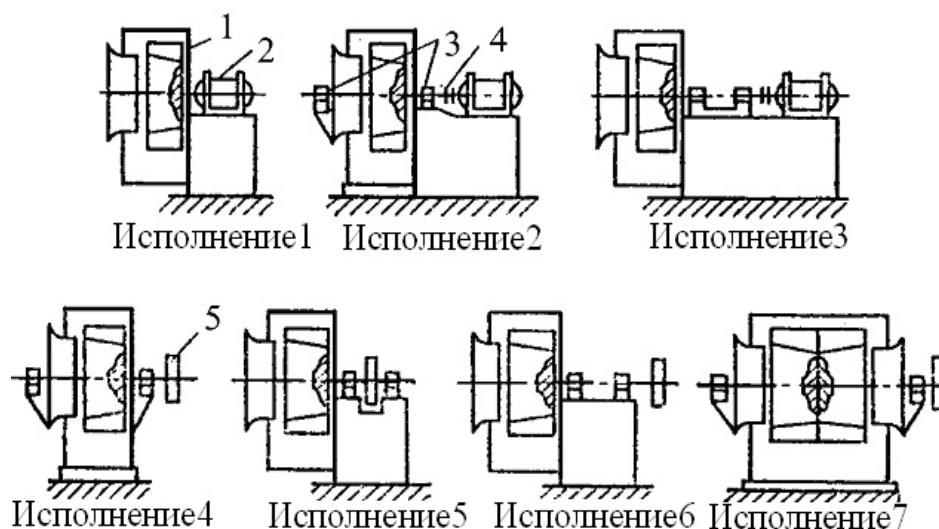


(д) и бездисковые (е) колеса применяются в вентиляторах для подачи смесей газов с твердыми частицами, например в системах пылеприготовления ТЭС. Различают два типа конструкций лопаток: постоянной толщины из листовой стали, и объемного профиля, изготовляемых штампованием и сваркой с ребрами жесткости внутри профиля. Применение объемных профилей лопастей, загнутых назад позволяет получать КПД до 90% при работе крупных вентиляторов.

Корпуса вентиляторов выполняются спиральными постоянной ширины. Материалом корпусов является конструкционная листовая сталь толщиной от 2 до 8 мм. Исключением являются корпуса некоторых вентиляторов высокого давления, изготовляемые литьем из чугуна.

Торцовые поверхности вентиляторов являются своеобразными мембранами, колеблющимися под влиянием пульсаций давления в воздушном потоке вентилятора. Это вызывает интенсивный шум. Для уменьшения шума наружные поверхности корпусов крупных вентиляторов укрепляются приваркой уголков жесткости.

При компоновке вентилятора в системе воздухопроводов большое значение имеют направление вращения вала и расположение выходного отверстия вентилятора. Вентиляторы правого вращения имеют направление вращения по часовой стрелке при наблюдении со стороны всасывания, левого вращения – наоборот. Вентиляторы общепромышленного назначения изготовляют обоих направлений вращения с положениями корпуса, указанными на рис.2.20, где приняты следующие обозначения: В–вверх, Н–вниз, Л–влево, П–вправо.



*Вентиляторной установкой* называют агрегат, состоящий из вентилятора с приводным двигателем и вспомогательным комплектующим оборудованием (шиберами на всасывающем или напорном патрубке, измерительной аппаратурой, пусковыми устройствами двигателя и пр.). Наравне с вентилятором приводной двигатель является основным оборудованием, определяющим КПД установки.

В установках общепромышленного назначения желательно непосредственное соединение валов двигателя и вентилятора при помощи упругой муфты. Применение глухих жестких муфт не рекомендуется вследствие невозможности абсолютно точной центровки валов и возникающих при этом вибраций агрегата и шума. Из-за ограниченности ряда частот вращения короткозамкнутых асинхронных двигателей (730-960-1430-2960 об/мин) в некоторых случаях соединяют валы двигателей и вентиляторов клиноременной передачей.

Конструктивное исполнение двигателей (открытые, защищенные, взрывобезопасные) определяется условиями помещений, где располагаются вентиляторные установки.

Для привода дымососов и вентиляторов применяют в основном асинхронные односкоростные и двухскоростные двигатели закрытого исполнения с охлаждением обмоток замкнутым объемом воздуха, циркулирующим через специальную охлаждающую установку (водяной трубчатый теплообменник). Применение дорогих двухскоростных двигателей для привода крупных вентиляторов и дымососов, работающих в режимах глубокого регулирования, вполне оправдывается повышением общего эксплуатационного КПД установки.

Эксплуатационная надежность вентиляторной установки зависит не только от конструкций вентилятора и приводного двигателя, но в большой степени и от точности и качества их совместного монтажа.

Установки небольших размеров желательно монтировать на общей литой или сварной раме, крепящейся к фундаменту, установки средних и больших размеров – на жестких, армированных, бетонных фундаментах без рам (вентилятор и двигатель отдельно).

Шум, производимый вентиляторной установкой, вызывается в основном аэродинамическими факторами в потоке газа, проходящего через вентилятор, вибрацией агрегата вследствие плохой центровки при монтаже и небалансом роторов вентилятора и двигателя. Шум вентиляторной установки проявляется тем сильнее, чем больше частота вращения и выше окружные скорости  $u_2$  концов рабочих лопастей.

Меры, ведущие к уменьшению шума вентиляторных установок: рациональная форма проточной полости вентилятора с применением лопастей с малым углом  $\beta_{2п}$ , тщательная балансировка ротора вентилятора (при значительной ширине колеса – обязательно динамическая), точная центровка при монтаже, применение звукоизолирующих упругих прокладок (резина, пробка, войлок) между опорными поверхностями вентилятора, ограничение скорости  $u_2$  в пределах 45-50 м/с.

*Влияние механических примесей на работу вентилятора.* Для перемещения смесей газов с мелкими твердыми частицами применяют вентиляторы специальных конструкций, называемые обычно пылевыми. Такие случаи встречаются в системах отсасывания пыльных газов, в пневмотранспорте, в системах пылеприготовления энергетических блоков. В последнем случае вентиляторы называют мельничными.

Если вентилятор перемещает смесь с твердыми частицами значительных размеров, то поперечные составляющие скорости в турбулентном горизонтальном потоке оказываются недостаточными для поддержания твердых частиц во взвешенном состоянии. Происходит выпадение твердых частиц на поверхность, ограничивающую поток, возникает дополнительная затрата энергии на преодоление сил трения твердых частиц о поверхность.

Вследствие значительной инерционности крупных частиц они не могут следовать за пульсациями в турбулентном потоке и частота их соударений возрастает, увеличивая внутренние потери энергии в потоке. При этом уменьшается давление  $p_{см}$  вентилятора, падает его КПД и возрастает потребляемая мощность.

*Тягодутьевые вентиляторы тепловых электрических станций и промтеплотехнических установок.* Вентиляторы ТЭС подразделяются по их назначению на следующие группы:

1) вентиляторы дутьевые; 2) вентиляторы мельничные; 3) вентиляторы горячего дутья; 4) дымососы основные; 5) дымососы рециркуляционные.

Для обозначения типа тягодутьевых вентиляторов приняты буквы: В – вентилятор; Д – дымосос, дутьевой; Н – назад загнутые лопасти рабочего колеса; У – узкое рабочее колесо; М – мельничный; У – унифицированный; А, И – индексы аэродинамической схемы.

Дутьевые вентиляторы (ВД) работают на воздухе с  $T < 293$  К, подавая его через систему воздухопроводов и воздухоподогреватель в топочную камеру. Этот воздух называют первичным в отличие от вторичного, подаваемого непосредственно с топливом. Вентиляторы горячего дутья (Г) работают на воздухе, подогретом до 473-673 К.

Мельничные вентиляторы (М) применяются в системах пылеприготовления и подают смесь горячего вторичного воздуха с угольной пылью через горелки в топочную камеру.

Давление, развиваемое дутьевыми и мельничными вентиляторами, определяется сопротивлениями воздушного и пылевоздушного трактов и необходимым давлением в топочной камере.

*Дымососы* транспортируют дымовые газы по газоходам котла и дымовой трубе и совместно с последней преодолевают сопротивления этого тракта и системы золоулавливания. Дымососы рециркуляции применяются для отбора части дымовых газов из газоходов котла и подачи их в топочную камеру с целью уменьшения шлакования, снижения выброса в атмосферу оксидов азота, регулирования температуры перегрева пара и повышения общей экономичности агрегата.

Дутьевые вентиляторы, работающие на холодном воздухе, выполняются с объемными профилированными лопастями, отогнутыми назад, т.е.  $\beta_{2\Delta} < 90^\circ$ . Коэффициент полезного действия таких вентиляторов достигает 88 %.

Условия работы вентиляторов горячего дутья, и особенно мельничных вентиляторов и дымососов, осложнены влиянием высокой температуры перемещаемой среды и наличием в ней угольной пыли или уноса (золы, шлаковых частиц различной крупности).

Высокая температура перемещаемого газа вызывает нагрев рабочего колеса и вала машины. Это приводит к перегреву подшипников и уменьшению срока их службы. Поэтому вентиляторы горячего дутья и дымососы выполняются с охлаждаемыми подшипниками. Простейший способ охлаждения подшипников состоит в том, что в масляную ванну корпуса подшипника вводится трубчатый змеевик, пропускающий холодную воду; смазочные кольца, свободно висящие на валу, подают охлажденное масло из ванны подшипника в зазор между вкладышем и шейкой вала. Подогреваемое в подшипниках масло стекает в ванну, отводя таким образом теплоту из подшипника и охлаждая его. В вентиляторах горячего дутья и дымососах большой мощности такой способ охлаждения оказывается недостаточным, и в этих случаях применяют выносное охлаждение, смазочное масло сливается непрерывно из корпусов подшипников в бак, служащий для сбора и отстаивания масла; из бака масло забирается шестеренными или другого типа насосами и подается через фильтр и трубчатый охладитель под давлением в подшипники машины. Основные элементы системы охлаждения – насосы, фильтры, охладители – дублируются с целью высокой надежности.

Для уменьшения теплового потока по валу в подшипники в месте выхода вала из корпуса машины на нем монтируется вспомогательное вентиляторное колесо, просасывающее внешний холодный воздух через кольцевые щели, окружающие вал. Таким образом, достигается охлаждение вала и понижение температуры подшипников.

Значительные неприятности при эксплуатации дымососов и мельничных вентиляторов дают твердые частицы, содержащиеся в газовом потоке. В дымососах, подающих газ с содержанием мелких абразивных частиц золы и шлака, в мельничных вентиляторах, подающих смесь воздуха с угольной пылью, происходит интенсивный износ внутренних поверхностей корпуса и рабочего колеса. При этом вследствие несимметричности подвода рабочие колеса разбалансируются и теряют прочность, межремонтные сроки сокращаются, экономичность работы установки падает.

Меры против абразивного износа предусматриваются в конструкции машины и ее компоновке с газоходами

применением сменных защитных листов из твердого металла. Этими листами бронируются корпуса вентиляторов и газоходы в тех местах, где поток, меняя направление, дает выпадение абразивных частиц на поверхность.

Рациональная компоновка проточной полости машины и системы газоходов, уменьшающая выпадение уноса и угольной пыли на внутренние поверхности, ограничивающие поток, значительно снижает износ и увеличивает межремонтные периоды.

Износ дымососов и мельничных вентиляторов существенно зависит от частоты вращения. Для работы при заданных подаче и давлении желательнее применение меньшей частоты вращения. При этом размеры машины будут увеличены. Работа трения абразивных частиц распределится на большую поверхность, износ будет менее интенсивен.

При протекании запыленного газа через рабочее колесо поток изменяет направление от осевого к радиальному и твердые частицы под влиянием центробежных сил выпадают на втулку и основной диск, постепенно истирая их. При пересечении потоком вращающейся решетки лопастей происходит выпадение абразивных частиц в некоторых местах лопастей, приводя к их разрушению.

Полное предотвращение износа деталей рабочего колеса невозможно. Уменьшение износа достигается наплавкой твердых металлов электрическим способом в тех местах, где в данной конструкции проявляется износ. Толщина слоя наплавки составляет от 2 до 4 мм. Срок службы рабочего колеса при наплавке увеличивается в 3 – 4 раза. Наплавка твердыми сплавами широко применяется в эксплуатационной практике и экономически вполне оправдывается. Полное давление вентилятора должно быть не меньше общего гидравлического сопротивления сети. Рабочие параметры вентилятора (дымососа) должны лежать в области наибольших к.п.д.

## **2.8 Компрессоры и газодувки**

### **2.8.1 Назначение и типы компрессорных машин**

Компрессорные машины (газодувки, компрессоры, вакуум-насосы) предназначены для сжатия газов с  $\varepsilon = p_k/p_n > 1,15$  ( $\varepsilon$  – степень повышения давления,  $p_n$  и  $p_k$  – абсолютное начальное и

конечное давления газа) и перемещения их к потребителям по трубопроводным системам. Газодувки работают без искусственного охлаждения, компрессоры имеют искусственное охлаждение. Вакуум-насосами называют компрессоры, применяемые для отсасывания газа из емкостей с вакуумом, сжимающие газ до давления, близкого атмосферному.

При классификации по конструктивному признаку *объемные* компрессоры подразделяют на поршневые и роторные, а *лопастные* – на центробежные и осевые.

*Теория процесса* основывается на уравнениях состояния. Приемлемую точность при  $p_k < 10 \text{ МПа}$  дает уравнение для идеального газа  $p v = R T$ , или  $p = \rho R T$ , и для реального газа при  $p_k > 10 \text{ МПа}$   $p = z \rho R T$ , где  $z$  – коэффициент сжимаемости, принимаемый в зависимости от приведенного давления  $p_{пр} = p / p_{кр}$  и приведенной температуры  $T_{пр} = T / T_{кр}$ .

В компрессорах возможны следующие варианты процессов сжатия:

– политропный -  $p v^n = \text{const}$ , или  $\frac{p}{\rho^n} = \text{const}$

– адиабатный или изоэнтропный -  $p v^k = \text{const}$ , или  $\frac{p}{\rho^k} = \text{const}$

– изотермический -  $p v = \text{const}$ , или  $\frac{p}{\rho} = \text{const}$

*Политропный* – общий вид термодинамических процессов; показатель политропы  $n < k$ ,  $n > k$ . Процесс  $n < k$  свойственен компрессорам с интенсивным водяным охлаждением. *Адиабатным* называется процесс без теплообмена с внешней средой; в этом процессе возможно внутренне образование теплоты за счет работы газового трения и вихреобразования. Такой процесс в компрессорах неосуществим, т.к. невозможно полностью теплоизолировать газовый поток от окружающей среды. *Изоэнтропным* – называется процесс, протекающий при постоянной энтропии без теплообмена с окружающей средой и отсутствии внутреннего тепловыделения. В реальных компрессорах такой процесс также невозможен. *Изотермический* процесс неосуществим по причине невозможности выполнить конструкцию охлаждения так, чтобы она обеспечивала сжатие при постоянной температуре.

В теории и расчетах компрессоров принято использовать параметры торможения. Сущность этого понятия в следующем. Если изоэнтروпный поток газа с температурой  $T$  полностью затормаживается, то кинетическая энергия превращается в теплоту и температура газа повышается до температуры торможения:

$$T^* = T + \frac{c^2}{2c_p},$$

где  $c$  – скорость потока до торможения,  $c_p$  – изобарная теплоемкость.

Удельная энергия изоэнтропийного процесса может быть выражена через температуры торможения  $L_a = c_p (T_2^* - T_1^*)$ .

$$\text{Давление торможения (из ур-я изоэнтропы)} p^* = p \left( \frac{T^*}{T} \right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

$$\text{Мощность компрессора } N = \frac{\rho \cdot Q \cdot L}{\eta_0 \cdot \eta_m},$$

где  $\eta_0$  – объемный КПД, учитывающий утечки через зазоры уплотнения;

$\eta_m$  – механический КПД, учитывающий затраты энергии на преодоление механического трения и привод вспомогательных механизмов (масляных насосов, вентиляторов и насосов системы охлаждения, если они приводятся от вала компрессора);

$\rho$  – плотность газа по условиям всаса,  $\text{кг/м}^3$ ;

$Q$  – объемная отдача газа по условиям всаса  $\text{кг/м}^3$ ;

$L$  – удельная энергия компрессорного процесса,  $\text{Дж/кг}$ .

Для лопастных компрессоров (центробежных, осевых) возможен расчет мощности с использованием относительного изоэнтропного КПД  $\eta_a$ :

$$N = \frac{\rho Q L_a}{\eta_a \eta_0 \eta_m}, \text{ где } \eta_a = \frac{L_a}{L},$$

$L_a$  – работа в изоэнтропийном процессе;

$L$  – работа в политропном процессе.

Изоэнтропный КПД показывает совершенство лопастных компрессоров. Для таких компрессоров процесс является эталонным. Изоэнтропный КПД лежит в пределах  $\eta_a = 0.85 \div 0.95$



Для объемных компрессоров (поршневых, роторных) возможен расчет мощности с использованием относительного изотермического КПД  $\eta_{из}$ :

$$N = \frac{\rho Q L_{из}}{\eta_{из} \eta_0 \eta_M} \text{ где } \eta_{из} = \frac{L_{из}}{L},$$

$L_{из}$  – работа в изотермическом процессе;

$L$  – работа в политропическом процессе;

Изотермический КПД показывает совершенство объемных компрессоров, для которых характерно интенсивное водяное охлаждение. Для этих компрессоров изотермический процесс является эталонным. Изотермический КПД зависит от интенсивности охлаждения и лежит в пределах  $\eta_{из} = 0.65 \div 0.85$ .

Получение высокого давления в одном компрессорном процессе (в одной ступени) затруднительно из-за чрезмерного повышения температур в конце сжатия. Например, в политропном процессе с  $n > k$ ,  $n = 1.5$  при степени сжатия  $\varepsilon = 6$  температура в конце сжатия  $T_2 = 293(6)^{\frac{1.5-1}{1.5}} = 533\text{К}$ .

В поршневых компрессорах такая температура недопустима, так как компрессорные смазочные масла имеют температуру вспышки 490-530К. В лопастных высокая степень сжатия недопустима из-за ограничений окружной скорости рабочего колеса по условиям прочности материала. Получение высокой степени сжатия возможно, если применить многоступенчатое сжатие в нескольких последовательно соединенных ступенях и охлаждение газа в специальных охладителях (рис. 2.21). Обеспечить интенсивный отвод тепла только за счет охлаждения корпуса компрессора не представляется возможным.



Рисунок 2.21–Схема компрессора со ступенчатым сжатием: 1, 2, 3– ступени, 4 – охладители

охлаждением в охладителях дает, помимо возможности осуществления процесса, значительную экономию энергии на привод компрессора.

Компрессор с процессом, приближенным к изотермическому, экономичен в эксплуатации, но

конструктивно сложен и дорог. На практике внешнее охлаждение делают не после каждой ступени, а между группами ступеней, после экономического обоснования.

Среднюю степень повышения давления при равномерном распределении ее по ступеням определяют по формуле:

$$\varepsilon = \sqrt[z]{\frac{p_k}{p_1}} = \sqrt[z]{\varepsilon_k}$$

где  $z$  – число ступеней сжатия.

### 2.8.2 Конструкции компрессоров

Ступень *центробежного* компрессора (рис. 2.22) включает рабочее колесо «а», кольцевой отвод (диффузор), прямой направляющий аппарат «б» и обратный направляющий аппарат «в». Рабочее колесо и обратный направляющий аппарат разделены диафрагмой «г».

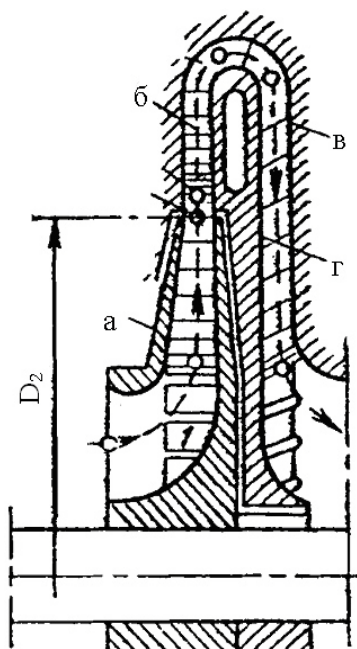


Рисунок 2.22 –  
Схема ступени  
центробежного  
компрессора

Назначение диффузора (лопаточного и безлопаточного) и направляющих аппаратов – преобразование кинетической энергии выходящего из рабочего колеса потока в потенциальную, выпрямление сильно закрученного потока и обеспечение радиального входа на лопасти рабочего колеса следующей ступени.

Рабочие колеса могут выполняться с дисками (основной или ведущий, и покрывной или передний), или без одного или обоих дисков. В последнем случае лопасти рабочего колеса крепятся непосредственно к ступице. Охлаждение корпуса, желательное с энергетической точки зрения, усложняет конструкцию корпуса, и поэтому, как правило, не производится, поэтому применяют промежуточные охладители, которые могут быть встроенные в корпус или выносные. Обычно несколько ступеней группируют в отдельные корпуса, а охладители располагают между корпусами, потому возможны одно-, двух-, трехкорпусные компрессоры.

Привод компрессора осуществляется или от электродвигателя, или от паровой или газовой турбины; если

требуется увеличить частоту вращения вала, то это достигается с помощью передачи, например зубчатой (зубчатый вариатор).

Герметичность между ступенями или группами ступеней, а также между валом и корпусами осуществляется уплотнениями (гребенчатые; графитоугольные).

*Осевой компрессор* (рис. 2.23) комбинируется из нескольких ступеней давления. Каждая ступень состоит из вращающегося венца рабочих лопастей и неподвижного венца направляющих лопастей.

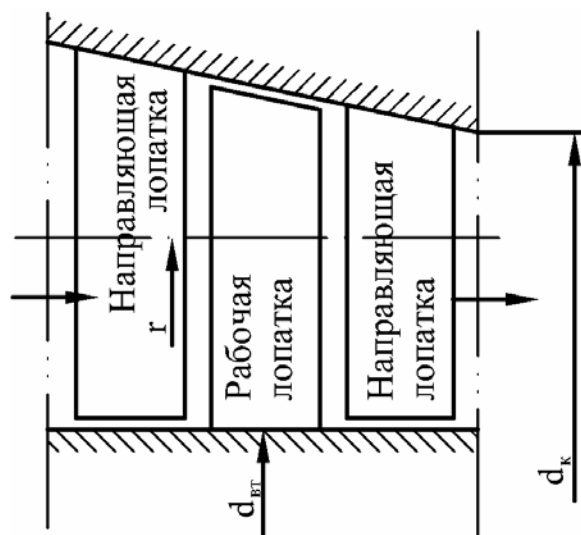


Рисунок 2.23 – – Ступень осевого компрессора. Выделение элементарной ступени

наружной поверхности втулки (ротора) с диаметром  $d_{вт}$  различают два основных геометрических типа проточной полости: 1)  $d_{вт} = \text{const}$ ,  $d_{к} = \text{var}$ ; 2)  $d_{вт} = \text{var}$ ,  $d_{к} = \text{const}$ .

В обоих случаях длина лопастей уменьшается в направлении от первой ступени к последней, что обусловлено уменьшением объема газа и стремлением сохранить постоянство осевой скорости.

Минимальная длина лопастей – 40мм. Одним из параметров осевого компрессора является втулочное отношение  $v = \frac{d_{вт}}{d_{к}}$ ,

которое для первых ступеней составляет  $v_{вх} = 0,5 \div 0,8$ , для последних  $v_{вх} = 0,7 \div 0,9$ .

*Поршневой компрессор* – объемная машина, которая подает сжатый газ периодически, циклами, через промежутки времени, то есть, нет непрерывности в работе (рис. 2.24). Для

Рабочие лопасти закреплены на дисках или барабане ротора, направляющие – жестко посажены в корпус компрессора. Первая ступень компрессора имеет входные направляющие лопатки; последняя – выходные, назначение которых раскрутить поток и уменьшить выходные потери энергии.

В зависимости от формы внутренней поверхности корпуса с диаметром  $d_{к}$  и

выравнивания подачи применяют многоцилиндровые компрессоры, в которых кривошипы сдвинуты на некоторый угол относительно друг друга, в результате чего в определенной степени сглаживается неравномерность подачи.

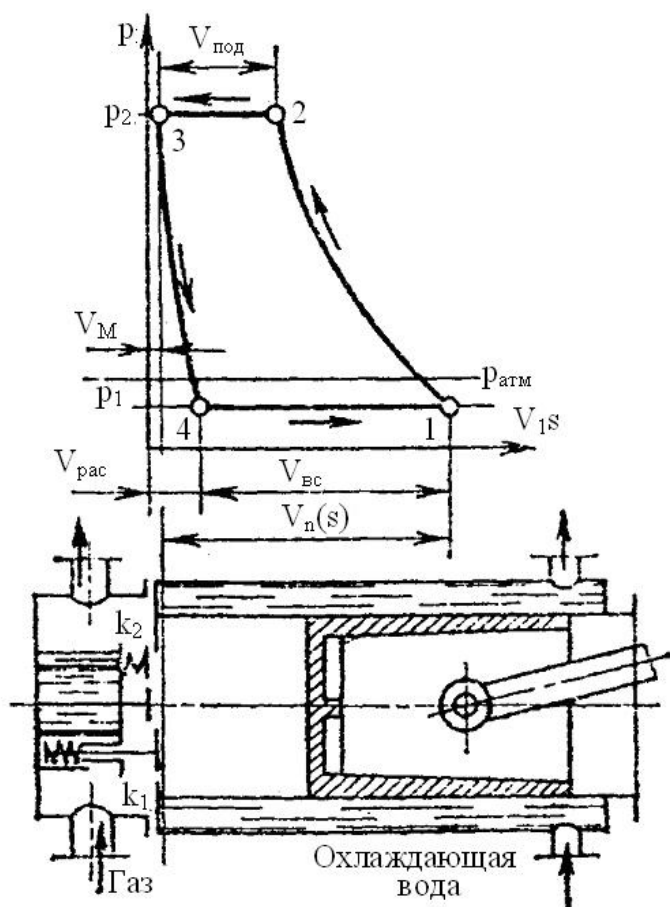


Рисунок 2.24 – Схема и индикаторная диаграмма поршневого компрессора

вытеснение (подача) газа в сеть по изобаре 2-3. Когда поршень придет в крайнее левое положение, он вытеснит не весь газ, а часть его в объеме  $V_M$  (мертвое пространство), останется в цилиндре. Цилиндры всегда выполняют с мертвым пространством во избежание удара поршня о крышку. Доля мертвого пространства составляет 2,5÷6% от рабочего объема цилиндра. В начале хода поршня вправо остаток газа в мертвом пространстве будет расширяться по политропе 3-4 и при достижении давления  $p_{всас}$  (во всасывающей трубке) откроется всасывающий клапан. При дальнейшем движении поршня вправо по линии 4-1 (изобара) происходит всасывание  $p_4 = p_{всас} = const$ . Полученная замкнутая фигура 1-2-3-4-1 является теоретической индикаторной диаграммой компрессора.

Другим способом уменьшения неравномерности подачи является применение ресивера – емкости, промежуточной между компрессором и сетью.

На рис. 2.24 изображена схема компрессора и его теоретическая индикаторная диаграмма (диаграмма давлений по ходу поршня). Теоретическая диаграмма: ход поршня влево – сжатие по политропе 1-2; при давлении  $p_2 = p_{сети}$  открывается нагнетательный клапан и при постоянном давлении  $p_2$  происходит вытесне-

Действительная индикаторная диаграмма, получаемая с помощью специального устройств – индикатора, несколько отличается от теоретической (рис. 2.25):

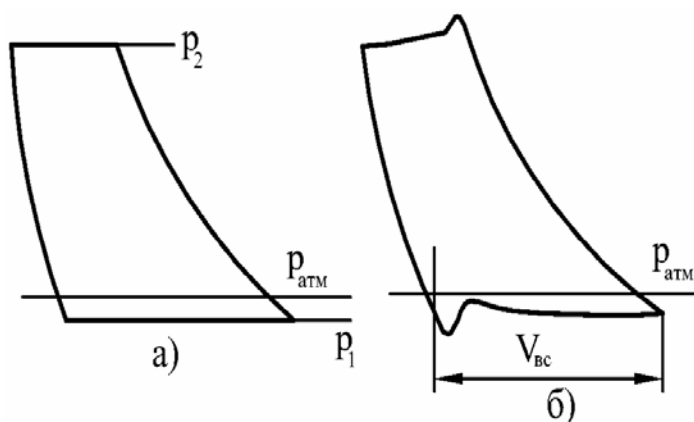


Рисунок 2.25 – Индикаторные диаграммы компрессора:

а–теоретическая; б–действительная

в точке 2) или понижается (в точке 4), что связано с преодолением инерции клапанов (прилипания клапанов к седлам).

Так как охлаждение цилиндра недостаточно при  $\varepsilon > 6$ , достижение высоких давлений осуществляется в многоступенчатых компрессорах с промежуточным охлаждением газа. Многоступенчатые компрессоры выполняются в двух вариантах:

- со ступенями сжатия в разных цилиндрах;
- со ступенями сжатия в одном цилиндре с дифференциальными поршнями.

В компрессорах, работающих по первой схеме, после сжатия в цилиндре первой ступени газ охлаждается, затем поступает в цилиндр второй ступени, затем охлаждается и т.д.

Когда в первой ступени при ходе поршня влево происходит сжатие, газ, сжатый в первой ступени с давлением  $p_2$ , через охладитель поступает во вторую ступень, в которой происходит всасывание; когда поршень идет вправо, сжатый газ из второй ступени с давлением  $p_3$  поступает в сеть, а в первую ступень засасывается газ с начальным давлением  $p_1$ . Объемы цилиндров первой и второй ступени отличаются объемом штока.

Объемы каждой последующей ступени меньше предыдущей. Используя принцип создания ступеней с помощью поршня переменного диаметра можно сконструировать компрессор с большим количеством ступеней.

1. давление  $p_2 > p_{\text{сети}}$ , так как необходимо преодолеть сопротивление нагнетательных клапанов;
2. давление  $p_4 > p_{\text{всас}}$ , так как необходимо преодолеть сопротивление всасывающего клапана;
3. перед открытием клапанов давление резко повышается (в

Пример конструктивного выполнения многоступенчатого (шесть ступеней,  $Q=720 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $p_k=25 \text{ МПа}$ ) приведен на рис. 2.26. Охлаждение производится после каждой ступени.

Элементы конструкции компрессоров:

– цилиндры: обычно литые из чугуна, если  $p > 8 \text{ МПа}$  – стальное литье или стальные поковки; масло для смазки подается насосом; имеют штуцера для подвода и отвода охлаждающей воды и для установки термометров и манометров;

– поршни: материал чугун, сталь; плотность между цилиндром и поршнем достигается уплотняющими поршневыми кольцами;

– сальники применяют в местах прохождения штоков через крышки корпуса; имеют водяное охлаждение;

– подшипники снабжаются специальным масляным насосом (например, шестиренчатым).

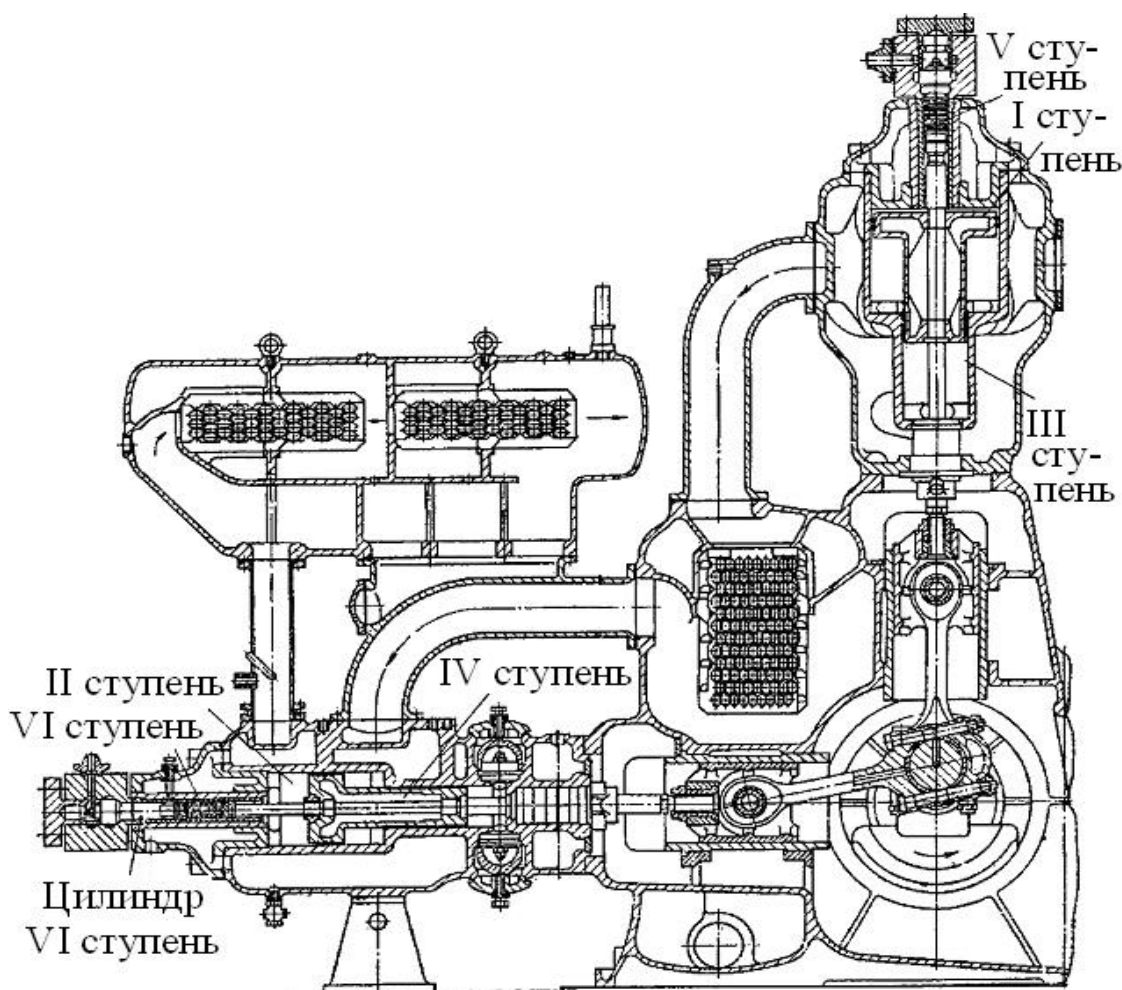


Рисунок 2.26 – Угловой шестиступенчатый поршневой компрессор

## 3 ПАРОВЫЕ КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

### 3.1 Виды, характеристики и описание котлов

#### 3.1.1 Понятие и классификация теплогенерирующих установок

Теплогенерирующие установки (ТГУ) – это устройства для получения теплоносителя в виде: перегретого и насыщенного пара, горячей воды, горячего воздуха. Для металлургического производства основным видом ТГУ являются паровые котлы, вырабатывающие пар энергетических параметров.

ТГУ (или котельные установки), работающие на органическом топливе, различают по следующим признакам:

- *по назначению:*

- энергетические, вырабатывающие пар энергетических параметров, предназначенный для использования в паровых турбинах. Получаемый перегретый пар имеет давление, не менее 3,9МПа и температуру 450-565°С;

- отопительно-производственные, вырабатывающие пар с параметрами ниже энергетических, предназначенных для отопления или для технологических нужд производства, или для того и другого.

- *по вырабатываемому теплоносителю:*

- паровые;
- водогрейные;

- *по материалу поверхностей нагрева:*

- чугунные;
- стальные;

- *по характеру движения пароводяного потока:*

- котлы с естественной многократной циркуляцией;
- котлы с принудительной многократной циркуляцией;
- прямоточные котлы;

- *по устройству топки:*

- слоевые;
- камерные;

- *по аэродинамическому режиму:*

- с разрежением (уравновешенная тяга);
- с наддувом;

- *по условиям перемещения греющих дымовых газов и нагреваемого теплоносителя:*
  - жаротрубные (газотрубные), в которых газы проходят внутри труб, а нагреваемая вода движется в межтрубном пространстве;
  - водотрубные, в которых нагреваемая вода движется в внутри труб, омываемых снаружи дымовыми газами;
- *по транспортабельности:*
  - стационарные котлоагрегаты, установленные на неподвижном фундаменте;
  - передвижные, установленные на ходовой части;
- *по виду топлива:*
  - на твердом; жидком; газообразном.

Состав котельной установки (КУ) – определяется совокупностью физических и химических процессов. К процессам, протекающим со стороны греющих дымовых газов (далее «газов»), т.е. с внешней стороны относятся:

- процессы горения топлива;
- процессы теплообмена между газами и поверхностями нагрева;
- процессы загрязнения, износа, коррозии, окалинообразования.

К процессам, протекающим со стороны рабочего тела (вода, пароводяная смесь, пар), т.е. с внутренней стороны, относятся:

- передача теплоты рабочему телу;
- изменение температуры и агрегатного состояния рабочего тела (нагрев и кипение воды);
- гидродинамика и циркуляция рабочего тела;
- сепарация пара;
- выпадение солей жесткости или в объеме воды в виде шлама, или в виде накипи на поверхности нагрева.

На рис. 3.1 представлена схема паровой котельной установки. С помощью топливосжигающего устройства 2 в топку 1 подается топливо и подогретый воздух. В топке вдоль внутренних поверхностей топки располагаются радиационные поверхности нагрева, которые состоят и из ряда близко расположенных труб (3), экранирующих стены топки. По этим трубам, внутри которых идет процесс испарения воды, пароводяная смесь поднимается и поступает в барабан-сепаратор (4). Вода из барабана по опускным необогреваемым трубам (5)



опускается в нижний барабан или коллектор (6). Разреженный пучок подъемных труб, пересекающих газоход, называется фестом (7) и представляет собой конвективную поверхность нагрева. Подъемные трубы – барабан – опускные трубы – коллектор составляют контур

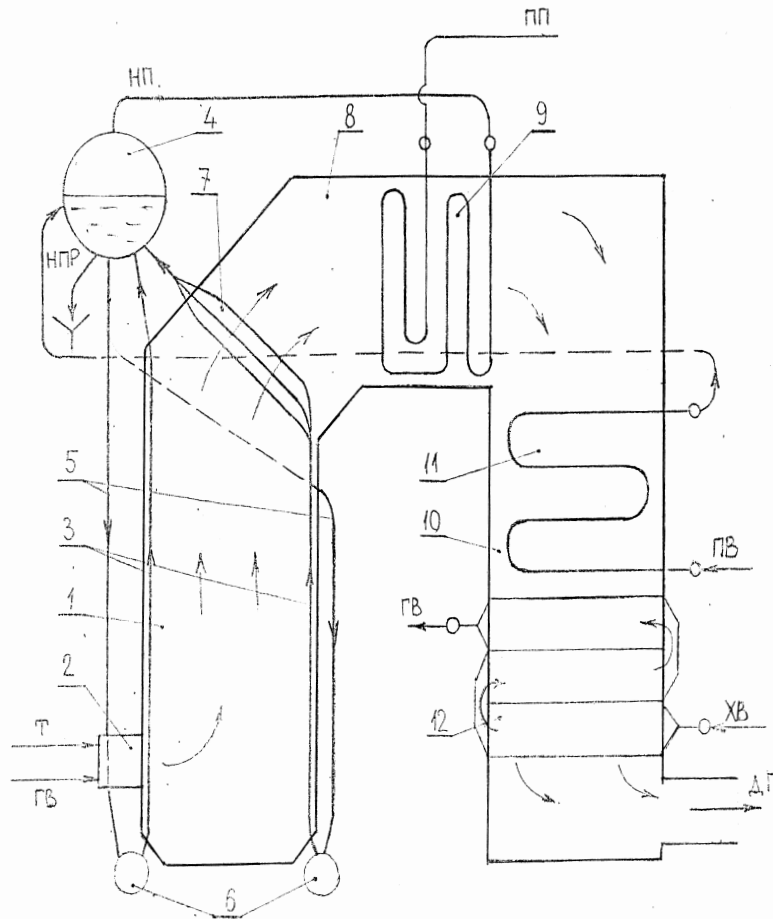


Рисунок 3.1 – Схема парового котла:

1 – топка; 2 – ТСУ; 3 – подъемные трубы (экраны); 4 – барабан; 5 – опускные трубы; 6 – коллекторы; 7 – фест; 8 – газоходы; 9 – пароперегреватель; 10 – хвостовые газоходы; 11 – экономайзер; 12 – воздухоподогреватель; Т – топливо; ХВ – холодный воздух; ГВ – горячий воздух; ПВ – питательная вода; НП – насыщенный пар; ПП – перегретый пар; НПП – непрерывная продувка; ДГ – уходящие дымовые газы

воздухоподогреватель (12) для подогрева воздуха, поступающего к топливосжигающему устройству. Отработанные газы отводятся в атмосферу через систему дымовых каналов и газоочистки.

Из барабана-сепаратора постоянно отводится насыщенный пар в пароперегреватель или к потребителю. В барабан также

коллектор составляют контур естественной циркуляции. Продукты сгорания топлива, отдавшие часть теплоты экранам путем теплового излучения, поступают в газоходы (8), где располагают конвективные поверхности нагрева, например кипяточные трубы (7) и пароперегреватель (9), в котором внешний теплообмен представлен, главным образом, конвекцией. Затем газы поступают в газоход (10), где размещены «хвостовые» поверхности нагрева – экономайзер (11) для подогрева питательной воды и

постоянно подводится питательная подогретая вода из экономайзера. Часть воды из барабана сливается в канализацию (непрерывная продувка).

*К основным элементам котельной установки относятся:*

- котлы, заполняемые водой и обогреваемые теплом продуктов сгорания топлива;
- топки, в которых сжигают топливо и получают нагретые до высоких температур дымовые газы;
- газоходы, по которым перемещаются дымовые газы и, соприкасаясь со стенками котла, отдают свою теплоту;
- дымовые трубы, с помощью которых дымовые газы перемещаются по газоходам, а затем после охлаждения удаляются в атмосферу.

Топочное устройство служит для сжигания топлива и превращение его химической энергии в теплоту нагретых газов. Питательные устройства (насосы, инжекторы) предназначены для подачи воды в котел.

*К вспомогательным элементам котельной установки относят:*

- устройства топливоподачи и пылеприготовления;
- золоуловители, применяемые при сжигании твердых видов топлива, для очистки отходящих дымовых газов;
- дутьевые вентиляторы, необходимые для подачи воздуха в топку котлов;
- дымососы-вентиляторы, способствующие усилению тяги и тем самым уменьшению размеров дымовой трубы;
- питательные устройства (насосы), необходимые для подачи воды в котлы;
- устройства для очистки питательной воды, предотвращающие накипеобразование в котлах и их коррозию;
- водяной экономайзер для подогрева питательной воды до ее поступления в котел;
- воздухоподогреватель для подогрева воздуха перед его поступлением в топку горячими газами, покидающими котлоагрегат;
- приборы теплового контроля и средства автоматизации, обеспечивающие нормальную и бесперебойную работу всех звеньев котельной.

Кроме того, в котельных установках, работающих на жидком топливе, имеется мазутное хозяйство, а при сжигании газа – газорегуляторные пункты.

### 3.1.2 История развития котельных установок

Несмотря на большие различия в устройстве во всех котлах по существу протекают два одинаковых основных процесса: горение топлива с образованием газов высокой температуры (продуктов сгорания) и передача теплоты от этих газов воде.

Простейшим котлом, производящим насыщенный пар низкого давления, является цилиндрический котел, имеющий топку с колосниковой решеткой, на которой сжигается сортированный кусковой уголь, а воздух для горения поступает снизу через решетку. Поверхностью нагрева является нижняя часть горизонтального цилиндра (барабана) диаметром 1,2...1,6 м, и заполненного на 3/4 объема водой, которую омывают горячие газы после сжигания топлива. Котел имеет самую простую конструкцию, при этом выдает относительно небольшое количество насыщенного пара и имеет низкий КПД из-за высокой температуры газов, уходящих из котла (200...300 °С).

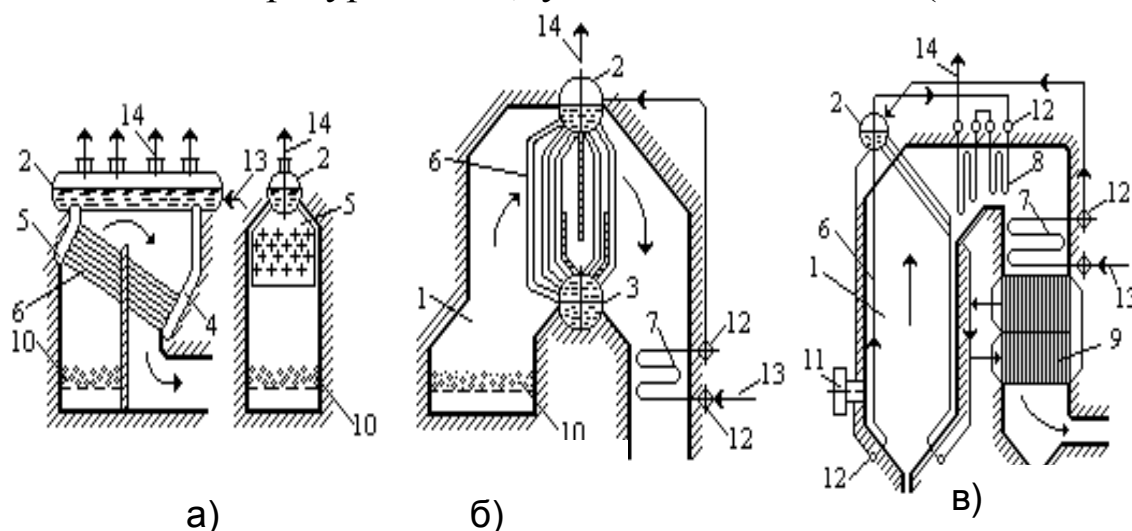


Рисунок 3.2 а, б, в. – Схема развития типов водотрубных котлов: б - камерный горизонтальноводотрубный; в - двухбарабанный вертикальноводотрубный; г - однобарабанный факельный вертикальноводотрубный; 1 - топка; 2 - барабан-сепаратор; 3 - нижний барабан; 4, 5 - раздающая и отводящая плоские камеры; 6 - обогреваемые паробразующие трубы; 7 - экономайзер; 8 - пароперегреватель; 9 - воздухоподогреватель; 10 - колосниковая решетка; 11 - горелка; 12 - распределительный коллектор; 13 - вход воды в котел; 14 - выход пара

Развитием этого типа котлов стала серия водотрубных котлов (рис.3.2.а,б,в) с тепловоспринимающей поверхностью в виде большого числа труб малого диаметра, находящихся непосредственно в потоке горячих газов (рис. 3.1 а, б).

В результате значительно возросли паропроизводительность котла и давление насыщенного пара, большая доля теплоты газов используется полезно на нагрев и испарение воды. В конструкции рис. 3.1б в опускном газоходе после выхода из теплообменной парообразующей трубной поверхности установлена трубная змеевиковая поверхность для подогрева поступающей в барабан воды - экономайзер. В экономайзере уходящие газы дополнительно отдают теплоту воде и удаляются из котла при 150...180°С, что приводит к повышению КПД котла. Современным типом котла является вертикально - водотрубный котел (рис. 3.1в), в котором обеспечивается получение перегретого пара в змеевиковой поверхности пароперегревателя, а сжигание топлива осуществляется во взвешенном состоянии в большом свободном объеме топочной камеры. Все стены камеры закрыты вертикальными трубами, где нагревается и частично испаряется вода при высоком давлении. Подача топлива и воздуха для сжигания производится через горелки, обеспечивающие необходимое смешение топлива и воздуха в топочном объеме на выходе из горелки. При этом уголь предварительно измельчается до состояния мелкой взвешенной в воздухе пыли. Для улучшения сжигания топлива воздух подогревается в опускном газоходе котла в воздухоподогревателе, что приводит к дополнительному снижению температуры газов на выходе из котла.

Дальнейшим развитием типов паровых котлов явилось создание так называемых *прямоточных котлов* (рис.3.3). Такой котел не имеет барабана, в нем вода, а затем пароводяная смесь и пар последовательно проходят все поверхности нагрева котла, в котле нет четкой границы между экономайзерной, испарительной и перегревательной поверхностями. Прямоточные котлы, в отличие от барабанных, могут работать и при сверхкритическом давлении рабочей среды, при котором нет процесса испарения и исключается сепарация пара от воды. Таким образом, при сверхкритическом давлении нет необходимости в наличии барабана - сепаратора.

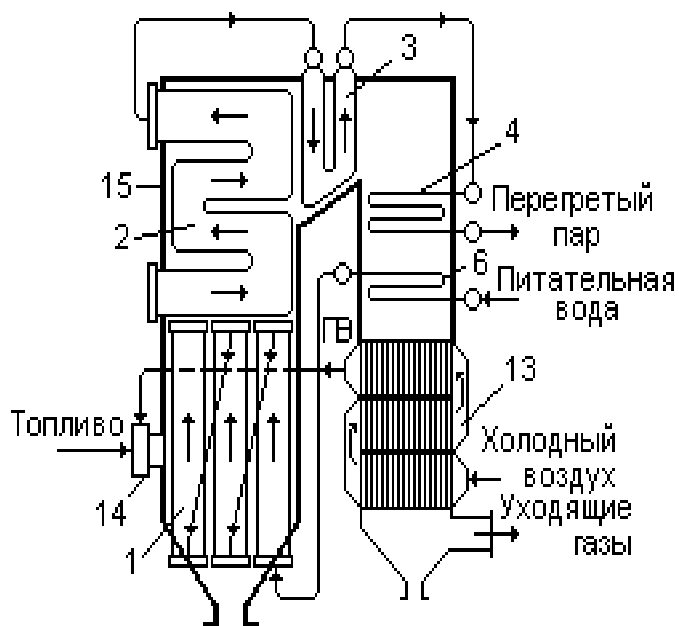


Рисунок 3.3 – Общая схема прямооточного парового котла: 1 – нижняя радиационная часть; 2 – верхняя радиационная часть; 3 – ширмовый полурадиационный пароперегреватель; 4 – конвективный пароперегреватель; 6 – экономайзер; 13 – трубчатый воздухоподогреватель; 14 – вихревая горелка; 15 – тепловая изоляция котла (обмуровка); ГВ – горячий воздух

На рис. 3.4а, б показаны конструктивное выполнение и графические схемы *баранных котлов докритического давления* для сжигания газа и мазута. Топливо сжигается во взвешенном состоянии в большом объеме топочной камеры, стены которой закрыты (экранированы) одним рядом плотно расположенных труб (испарительная поверхность), внутри которых движется вверх в барабан кипящая вода и образующийся насыщенный пар высокого давления. В барабане большого диаметра (1,6-2,0 м) происходит их разделение. Далее насыщенный пар поступает в пароперегреватель, состоящий из большого числа (змеевиков), объединенных входным и выходным коллекторами. Продукты сгорания на выходе из топки при температуре около  $1000^{\circ}\text{C}$  омывают змеевиковые трубные поверхности перегревателя, а затем змеевиковые поверхности экономайзера. Нагрев воздуха, поступающего в горелки, происходит в трубчатом воздухоподогревателе, где обеспечивается перекрестное движение воздуха по отношению к газам.

Воздухоподогреватель состоит из вертикальных труб диаметром 40 мм, внутри которых движутся горячие газы, а снаружи между трубами в поперечном направлении перемещается воздух. Многократность пересечения газовых труб воздухом обеспечивается установкой промежуточных трубных досок и коробов воздуха, перебрасывающих поток воздуха на следующий проход. Продукты сгорания после воздухоподогревателя имеют температуру  $120...160^{\circ}\text{C}$ .

Дальнейшая утилизация теплоты продуктов сгорания экономически нецелесообразна.

Котел для сжигания твердого топлива имеет в нижней части топки устройство для удаления шлаков, образующихся в зоне ядра горящего факела. Охлаждение шлаков достигается сближением двух противоположных экранов топки, охлаждаемых изнутри на этом участке водой. Это устройство называется холодной воронкой. При сжигании газа и мазута отсутствует холодная воронка и нижняя часть топки имеет горизонтальный под, выложенный огнеупорным материалом.

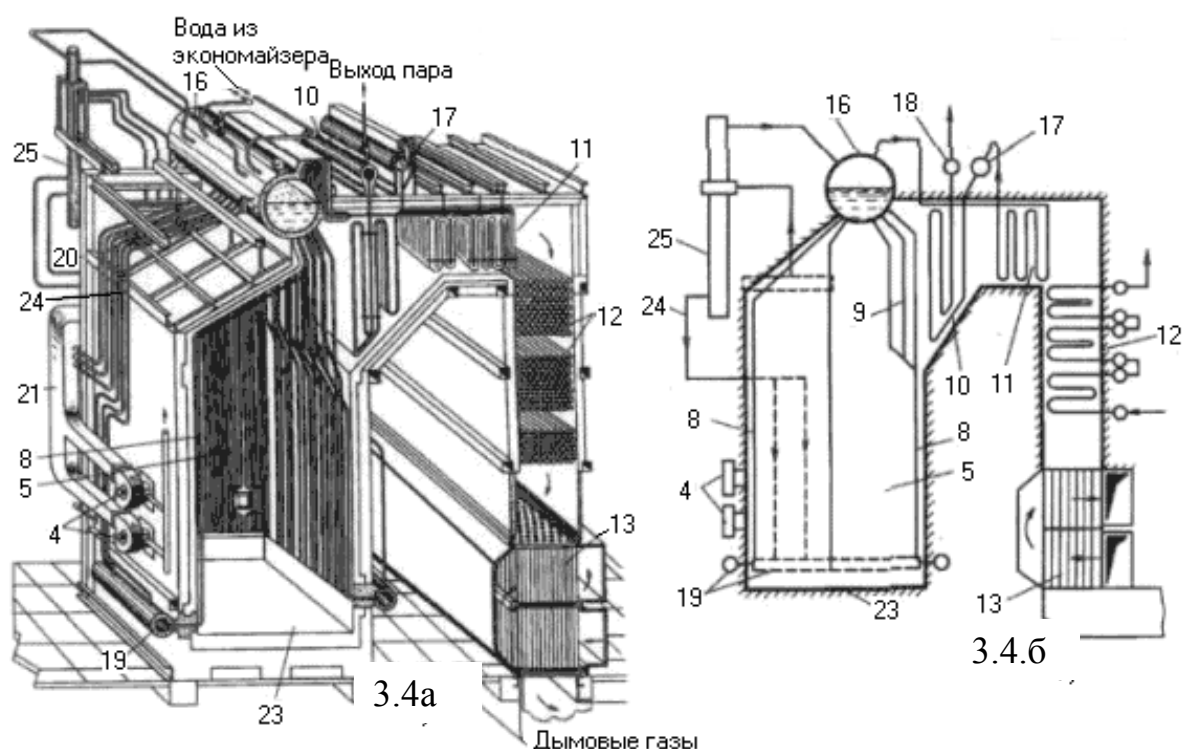


Рисунок 3.4 а, б – Конструктивное выполнение и схемы барабанных паровых котлов: а - для сжигания газа и мазута; б - то же, схема котла; 1 - топливный бункер (бункер сырого топлива); 2 - скребковый питатель мельницы; 3 - углеразмольная мельница с сепарационной шахтой; 4 - горелка; 5 - топочная камера; 6 - холодная воронка для удаления шлака; 7 - шлакоприемная ванна; 8 - настенные трубные экраны; 9 - многорядный пучок труб (фестон); 10, 11 - вторая и первая ступени конвективного пароперегревателя; 12, 14 - то же конвективного экономайзера; 13, 15 - то же воздухоподогревателя; 16 - барабан; 17 - регулятор перегрева пара; 18 - выходная камера пароперегревателя; 19 - нижний коллектор топочного экрана; 20 - каркас котла; 21 - короб подвода горячего воздуха; 22 - обмуровка котла; 23 - горизонтальный под топки; 24 - опускные трубы; 25 - выносной циклон-сепаратор.

Обмуровка стен топочной камеры и газоходов крепится к специальному каркасу котла. Каркас котла принимает на себя также нагрузку от всех поверхностей нагрева, коллекторов и барабана.

В паровых котлах сверхкритического давления нет четкой границы раздела в процессе перехода рабочей среды из состояния воды к состоянию пара. Зона постепенного перехода, в которой по мере получения теплоты рабочей средой плавно меняется плотность, теплоемкость, теплопроводность и другие теплофизические характеристики, приближаясь к характеристикам пара, называется зоной фазового перехода (ЗФП). По происходящему процессу зона фазового перехода соответствует области парообразования при докритическом давлении. Котел сверхкритического давления (рис. 3.5),

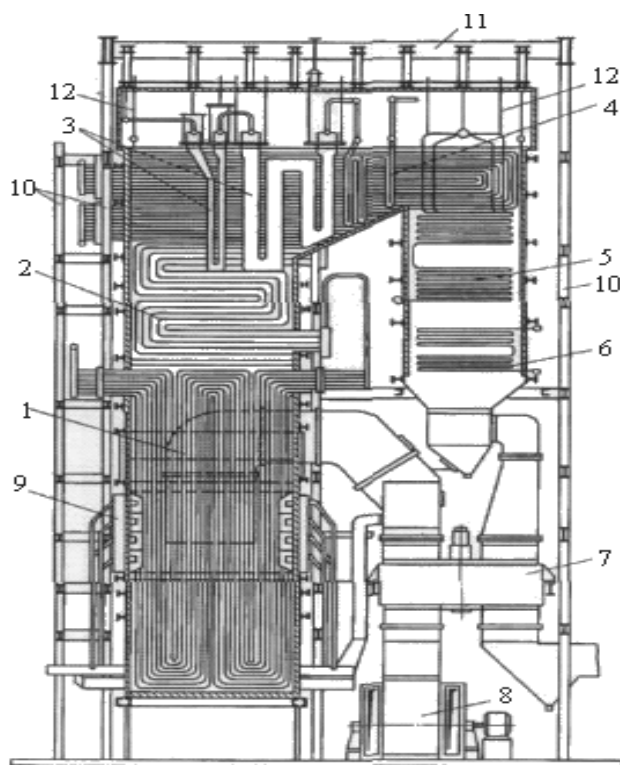


Рисунок 3.5 – Прямоточный котел сверхкритического давления: 1 - нижняя радиационная часть; 2 - верхняя радиационная часть; 3 - ширмовый полурадиационный пароперегреватель; 4 - конвективный пароперегреватель; 5 - промежуточный пароперегреватель среднего давления; 6 - экономайзер; 7 - регенеративный воздухо-подогреватель; 8 - дутьевой вентилятор; 9 - прямооточные горелки; 10 - колонны каркаса котла; 11 - верхняя балка каркаса; 12 - подвески конструкций котла

естественно, не имеет барабана - сепаратора. Топочные экраны, как правило, разделяются на два типа по конструкции – нижняя радиационная часть (НРЧ), в пределах которой находится радиационная часть экономайзера и зона фазового перехода, и верхняя радиационная часть (ВРЧ), где обеспечивается начальный этап перегрева пара. Далее располагаются

последующие поверхности перегрева пара с преимущественным конвективным тепловосприятием.

По конструкции типовой паровой котел чаще всего имеет П-образный профиль (см. рис. 3.4 а, б, и 3.5), в котором выделяются следующие основные элементы: топочная камера (топка), в которой во взвешенном состоянии сжигается органическое топливо и создается наиболее высокая температура продуктов сгорания. Тепловоспринимающие поверхности в виде труб (топочные экраны) расположены на ограждающих камеру стенах из огнеупорных материалов и получают теплоту из газового объема за счет радиации (радиационный теплообмен); горизонтальный газоход, где движение газов от подъемного изменяется на горизонтальное. В объеме этого газохода располагаются поверхности пароперегревателя, в которых происходит радиационно-конвективный (на выходе из топки), и конвективный теплообмен между газовыми продуктами сгорания (газами) и рабочей средой внутри труб; конвективная шахта, где газы имеют опускное движение, а объем шахты заполнен плотными пакетами поверхностей промежуточного пароперегревателя и экономайзера; в них преобладает конвективный теплообмен. В нижней части конвективной шахты располагается поверхность воздухоподогревателя, которая обеспечивает более глубокое охлаждение газов перед их удалением в окружающую среду и нагрев воздуха, необходимый для интенсивного горения топлива и его полного сжигания за короткое время пребывания газов в топке. В котлах большой мощности воздухоподогреватель выносят за пределы опускной конвективной шахты. Тепловосприятие рабочей среды в поверхностях нагрева, расположенных в газоходах котла, распределяется следующим образом: в экранах топочной камеры – 45...50%, горизонтальном газоходе – около 20%, в конвективной шахте – 30...35%, в том числе тепловосприятие воздуха в воздухоподогревателе – около 10% общего полезного тепловосприятия от газового потока.

### **3.1.3 Паровые котлы с естественной циркуляцией**

Отличительной конструктивной особенностью такого котла является наличие барабана, выполняющего роль сепаратора пара



из потока пароводяной смеси, поступающей в него из парогенерирующих труб топочных экранов.

Барабан котла вместе с системой необогреваемых опускных труб, выходящих из него, и подъемных (экранных) труб внутри топочной камеры образует замкнутый циркуляционный контур, в котором при горении топлива в топке организуется движение воды (опускные трубы) и пароводяной смеси (подъемные трубы). Движение рабочей среды происходит за счет возникновения естественного напора  $\Delta p$ , определяемого разностью гидростатических давлений массы воды и пароводяной смеси в опускных и подъемных трубах и называемого движущим напором естественной циркуляции (рис. 3.4а, б) ( $\Delta p = gh(\rho_{оп} - \rho_{см})$ , Па, где  $\rho_{оп}$  и  $\rho_{см}$  соответственно плотности воды в опускных и пароводяной смеси в подъемных трубах;  $h$  – высота контура циркуляции).

Возникающий в контуре циркуляции движущий напор обеспечивает движение рабочей среды в подъемных трубах с небольшой скоростью (около 1 м/с), при этом за один проход через подъемные трубы происходит частичное испарение воды (от 0,03 до 0,25 кг/кг), поэтому полное испарение исходного 1 кг воды произойдет при многократном прохождении контура. Отношение массового расхода циркулирующей воды  $G_0$ , кг/с, к количеству образовавшегося пара в единицу времени  $D$ , кг/с, называется кратностью циркуляции:

$$K_{ц} = G_0/D. \quad (3.1)$$

В паровых котлах с естественной циркуляцией кратность циркуляции обычно составляет от 10 до 30. Таким образом, расход воды в контуре циркуляции в  $K_{ц}$  раз больше паропроизводительности котла.

В барабанном котле с естественной циркуляцией начальный перегрев пара обычно производят в радиационном потолочном перегревателе, экранирующем весь потолок над топкой и горизонтальным газоходом, после чего пар поступает в полурadiационный (ширмовый) или конвективные змеевиковые пакеты перегревателя, расположенные в горизонтальном газоходе. Общее сопротивление водопарового тракта барабанного котла определяется гидравлическим сопротивлением

при движении воды в трубах экономайзера от входного коллектора до поступления воды в барабан котла.

### 3.1.4 Паровые котлы с принудительной циркуляцией

Движущий напор в котлах с естественной циркуляцией снижается с повышением давления, так как при этом  $\rho_{\text{см}} \rightarrow \rho_{\text{оп}}$ , но в парообразующих трубах можно организовать принудительное движение рабочей среды за счет специального насоса, установленного на опускных трубах. Движущий напор циркуляции в этом случае в несколько раз превышает напор естественной циркуляции. Это позволяет увеличить скорость движения и размещать парообразующие трубы в топке любым образом (наклонно, горизонтально), исходя из условий установки котла в ограниченных по высоте помещениях. Повышается надежность циркуляции рабочей среды в экранных трубах. Однако значительным оказывается расход электроэнергии на привод насоса принудительной циркуляции, поэтому уменьшается значение кратности циркуляции до  $K_{\text{ц}} = 3 \dots 5$ .

По схеме принудительной циркуляции рабочей среды работают котлы-утилизаторы, использующие теплоту отходящих из тепловых технологических агрегатов продуктов сгорания. Принудительное движение воды применяется также в элементах испарительного охлаждения высокотемпературных тепловых агрегатов и в комбинированных энерготехнологических агрегатов. Наличие в паровых котлах последних типов барабана-сепаратора насыщенного пара позволяет использовать их только при докритическом давлении, обычно не более  $p = 18$  МПа.

Принудительная циркуляция применяется в водогрейных котельных агрегатах, в парогенерирующих элементах АЭС, а также в котельных агрегатах парогазовых установок (ПГУ).

### 3.1.5 Прямоточный паровой котел

Прямоточный котел характеризуется последовательным включением и однократным прохождением рабочей средой всех поверхностей нагрева (рис. 3.3). Вода, поступающая в экономайзер, практически с тем же расходом проходит прямотоком одним ходом все поверхности, включая топочные экраны, полностью испаряется, перегревается в пароперегревателе и затем перегретый пар по паропроводу

направляется к турбине. В такой конструкции котла в общем случае отсутствует четкое разделение экономайзерной, парообразующей и перегревательной поверхностей, отчего при переменных режимах работы изменяется положение границ между ними, что влияет на выходные параметры пара и, прежде всего, на температуру пара. Поддержание параметров пара обеспечивается постоянным соотношением между расходом топлива (тепловыделением) и расходом воды. В связи с этим прямоточный котел требует применения более совершенной быстродействующей системы автоматического регулирования расходов топлива и воды. При движении воды и пара в трубах возникает гидравлическое сопротивление, которое преодолевается избыточным напором питательного насоса.

Поверхность экономайзера в конвективной шахте обеспечивает нагрев поступающей из турбинного отделения питательной воды до температуры, близкой к насыщению при рабочем давлении воды. После прохождения поверхности экономайзера питательная вода поступает в нижние коллекторы топочных экранов. Окончательный догрев воды до кипения и испарение происходят в топочном экране. Полное экранирование стен топочной камеры достигается в этом случае соединением нескольких самостоятельных панелей из труб, по которым организуется последовательное движение рабочей среды. По высоте топочная камера разделяется на две или три части (на рис. 1.7 – две таких части) с перемешиванием потока рабочей среды в коллекторах для выравнивания температур. В каждой из частей конструкция экранирующих панелей может быть различной.

В прямоточном котле экранируются панелями из пароперегревательных труб также боковые стены горизонтального газохода, поворотной камеры и потолочное перекрытие котла, после чего пар на котлах большой мощности поступает в полурadiaционную ширмовую поверхность, расположенную в горизонтальном газоходе, и затем в выходную конвективную поверхность, откуда перегретый пар направляется в паровую турбину.

Отсутствие процесса отделения пара от воды в рабочем тракте котла позволяет использовать котел не только при докритическом, но и при сверхкритическом давлении рабочей среды. В связи с этим прямоточные котлы являются

универсальными, применимыми для любых давлений пара и в настоящее время широко используются в энергетике.

Питательная вода, поступающая в котел с температурой 230...270°C, содержит небольшое остаточное количество взвешенных и растворенных веществ. В прямоточном котле докритического давления по мере движения воды в трубах топочных экранов увеличивается паросодержание потока и соответственно повышается концентрация примесей в оставшейся воде вплоть до насыщения, в результате чего начинается выпадение твердой фазы на внутренних стенках труб (накись из солей жесткости и оксидов металлов, прежде всего железа). Малая теплопроводность отложений, в десятки раз меньше теплопроводности стали, ухудшает теплоотдачу от стенки к воде и при интенсивном обогреве труб возможен их перегрев. Под воздействием внутреннего давления это может привести к разрыву труб.

Наибольшее количество отложений концентрируется в области завершения испарения. Поверхность нагрева, включающую эту стадию процесса (конец испарения - начало перегрева), называют переходной зоной и для надежности работы металла иногда размещают в области относительно низких тепловых нагрузок конвективной шахты.

В прямоточных котлах обеспечивают высокую степень очистки питательной воды, в этом случае переходную зону от воды к пару (зону фазового перехода) оставляют в топочной камере, но размещают в области относительно низких тепловых потоков.

В котлах с естественной и принудительной циркуляцией при относительно малом парообразовании заметных отложений на стенках труб не допускается. Накопление примеси в котловой воде (пар практически не имеет загрязнений в сравнении с поступающей в котел питательной водой) исключается выводом небольшой части более загрязненной котловой воды из барабана (непрерывная продувка) и из нижних барабанов и коллекторов (периодическая продувка)

## **3.2 Состав котельной установки, назначение элементов**

### **3.2.1 Топливоприготовление**

Топливоприготовление включает в себя комплекс элементов оборудования и механизмов транспорта, обеспечивающих размол и непрерывную подачу подготовленного для сжигания топлива в горелки парового котла. Подготовка твердого топлива происходит в две стадии: сначала дробление кусков топлива в дробилках до размера частиц 15...25 мм (дробленка), а затем размол в углеразмольных мельницах до мельчайшей угольной пыли (пылеприготовление). Последняя стадия происходит для данного котла непосредственно в котельном отделении, и оборудование пылеприготовления включается в состав котельной установки. Наиболее универсальной, применимой для всех видов топлив и всего диапазона их твердости при размоле (размолоспособности), является схема с шаровой барабанной мельницей (ШБМ), в которой размол топлива происходит при ее вращении за счет массы металлических шаров, перекатывающихся в барабане. Поскольку ШБМ не экономична при частичной загрузке топливом, в схеме предусмотрено отделение готовой пыли в циклоне и хранение ее в специальном бункере пыли, после которого питатели пыли (регуляторы расхода) обеспечивают подачу необходимого количества пыли в горелки котла в соответствии с его тепловой мощностью. Указанная схема более полно представлена на рис. 3.6.

Совместная работа воздушного и газового трактов котла может быть организована двумя способами. По первому способу газоздушный тракт котла включает в себя дутьевые вентиляторы для подачи под давлением 2,5...5 кПа атмосферного воздуха через воздухоподогреватели к горелкам и части горячего воздуха в углеразмольные мельницы. Сопротивление газового тракта котла, а также аппаратов золоулавливания и газоходов до дымовой трубы преодолевается дымососами, создающими напор 2,0...3,5 кПа. В этом случае весь воздушный тракт на участке вентилятор - топка находится под давлением выше атмосферного. Продукты сгорания удаляются из котла дымососами, в связи с чем топка и все газоходы находятся под разрежением.

Такую схему тяги и дутья называют уравновешенной. Контрольным фактором, обеспечивающим согласование работы дутьевых вентиляторов и дымососов, является давление газов на

выходе из топочной камеры. Здесь устанавливается и автоматически поддерживается небольшое разрежение (давление ниже атмосферного), составляющее 30...50 Па (3...5 мм.вод.ст.). Дутьевой вентилятор подает столько воздуха, сколько необходимо для полного сжигания топлива, а регулирующие устройства дымососов изменяют производительность так, чтобы вверху топки постоянно сохранять указанное небольшое разрежение.

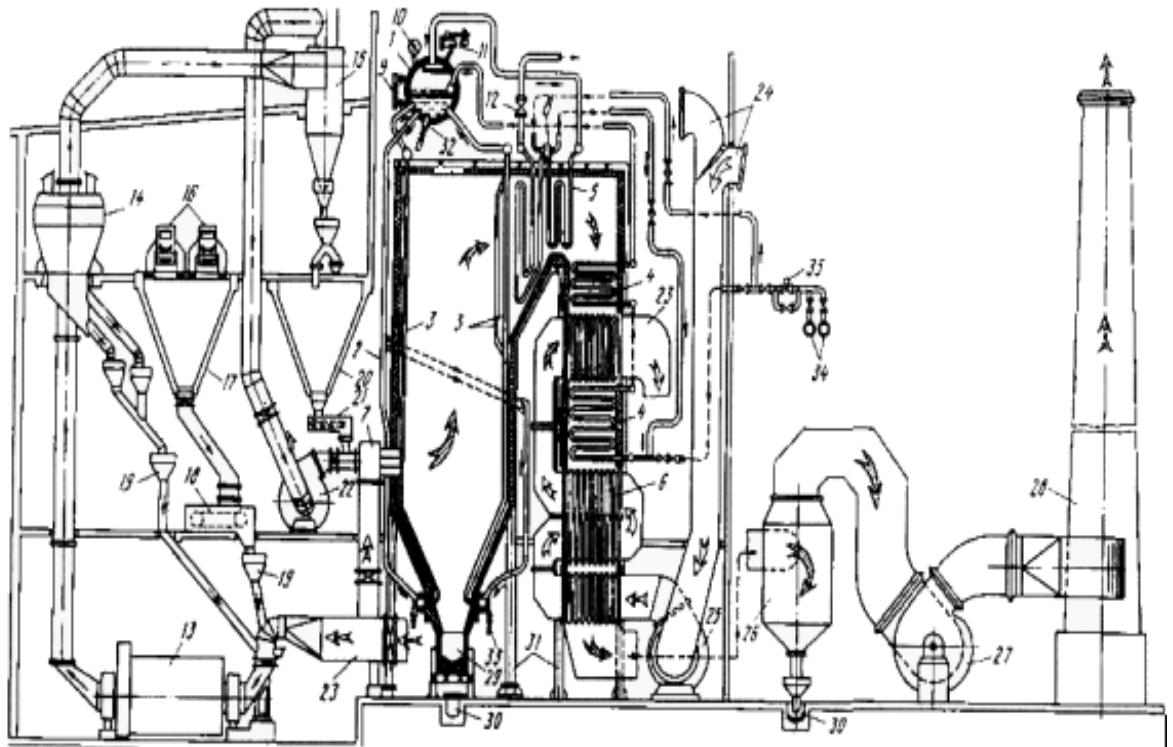


Рисунок 3.6 – Котельная установка с барабанным паровым котлом при сжигании твердого топлива: 1 – барабан-сепаратор; 2 - опускные трубы из барабана; 3 - экранные подъемные трубы; 4 - экономайзер; 5 - пароперегреватель; 6 - воздухоподогреватель; 7 - горелочное устройство; 8 - парохладитель; 9 - указатель уровня воды; 10 - манометр; 11 - предохранительный клапан; 12 - главная паровая задвижка; 13 - углеразмольная шаровая барабанная мельница; 14 - сепаратор пыли; 15 - пылевой циклон; 16 - транспортер сырого угля; 17 - бункер сырого угля; 18 - питатель сырого угля; 19 - клапан для пропуски угля или пыли; 20 - бункер пыли; 21 - регулятор подачи пыли; 22 - мельничный вентилятор; 23 - короб горячего воздуха; 24 - воздухозаборник; 25 - дутьевой вентилятор; 26 - скрубберный золоуловитель; 27 - дымосос; 28 - дымовая труба; 29 - шлакоприемник; 30- канал шлако- или золоудаления; 31 - колонны каркаса котла; 32 - непрерывная продувка из барабана; 33 - продувка нижних коллекторов поверхностей нагрева; 34 - трубопровод питательной воды; 35 - питательный регулирующий клапан

В газовый тракт при давлении ниже атмосферного через неплотности его ограждений присасывается окружающий воздух, что увеличивает объем перекачиваемых дымососами газов. В среднем доля присосов воздуха  $\Delta V_{\text{прс}}$  составляет около 20...30 % объема газов  $V_{\text{Г}}$ , образующихся в топке при горении топлива.

### 3.2.2 Тепловосприятие поверхностей нагрева

Передача теплоты от продуктов сгорания топлива (газов) к рабочему телу (воде, пару, воздуху, пароводяной смеси) происходит всеми видами теплообмена: излучением, конвекцией, теплопроводностью, в т.ч.:

- от газов к внешней поверхности труб – излучением и конвекцией;
- через стенку труб, наружное и внутренне загрязнение – теплопроводностью;
- от внутренней поверхности труб к воде, пароводяной смеси, воздуху – конвекцией и излучением.

По определяющему виду внешнего теплообмена поверхности нагрева разделяют на:

- радиационные (экраны в топке);
- конвективные (другие поверхности, размещенные в газоходах и распределенные по сечению газохода).

Тепловой расчет теплообмена в топке и газоходах котла может быть поверочным и конструктивным. В первом случае по известным значениям поверхностей нагрева определяют температуру газов на выходе из топки или участка газохода, во втором – по заданной температуре на выходе определяют поверхность нагрева.

Эффективная и надежная работа котельного агрегата возможна только при рациональной компоновке и схеме расположения отдельных элементов газового тракта, в котором происходит охлаждение продуктов сгорания топлива путем теплопередачи к нагреваемой рабочей среде в водопаровом тракте и к предназначенному для сжигания топлива воздуху в воздухоподогревателе. Для решения этой задачи необходимо знать все варианты конструктивного исполнения элементов поверхностей нагрева и достигаемых при их работе показателей – изменении температуры и давления теплоносителей.

Парообразующие поверхности паровых котлов различных систем заметно отличаются друг от друга, но всегда располагаются в основном в топочной камере и воспринимают теплоту радиацией. В зависимости от вида сжигаемого топлива топочные экраны воспринимают 40...50% полного количества теплоты, отдаваемой рабочей среде в котле в целом. В поверхностях нагрева горизонтального газохода это тепловосприятие составляет 20...25%, а на поверхности конвективной шахты приходится 30...40% теплоты.

Так, при среднем давлении (4 МПа) теплоты, получаемой экранами радиационным теплообменом в топке, недостаточно для покрытия полной его потребности на парообразование (62%), в связи с чем часть теплоты, затрачиваемой на испарение воды, передается в экономайзере и в конвективных котельных пучках труб на выходе из топки. Поэтому в барабанных котлах среднего давления обычно экономайзер становится кипящим, в нем питательная вода не только подогревается до температуры насыщения, но и частично превращается в пар. Для этих котлов характерны конвективные испарительные поверхности, образованные из трех-четырёх рядов труб на выходе из топки с собственным нижним коллектором, питаемым водой из барабана, а также разводка труб заднего экрана в два-три ряда в зоне пересечения ими горизонтального газохода (фестон).

В барабанных котлах высокого давления (10 МПа и выше) доля теплоты, используемая на парообразование, в значительной мере снижается, и тепловосприятие экранов в топочной камере становится достаточным для получения требуемого количества пара, в связи с чем экономайзер выполняет только свою основную функцию: подогревает поступающую питательную воду. При сверхвысоком (18,5 МПа) и особенно при сверхкритическом давлении расширяется область подогрева воды, поэтому не только в конвективных пакетах экономайзера, но и в нижней части топочных экранов происходит нагрев воды до зоны фазового перехода (радиационный экономайзер), а далее расположены поверхности, в которых происходит фазовый переход от состояния воды к состоянию пара и начальный перегрев пара (средняя и верхняя радиационные части экранов топки).



При высоком и сверхкритическом давлениях пароперегревательные поверхности потребляют значительную долю тепловосприятия и не могут разместиться только в горизонтальном газоходе котла (тепловосприятие поверхностей здесь не превышает 20-22 %), поэтому часть поверхности пароперегревателя занимает верх топки (потолок, настенные панели), а выходной конвективный пакет часто находится в верхней части конвективной шахты.

В паровых котлах СКД заметно увеличивается доля тепловосприятия пароперегревательных поверхностей, при этом значительная часть этих поверхностей располагается на стенах топки, в зоне высоких тепловых потоков, что ставит специальные задачи по защите металла труб от перегрева.

На тепловосприятие конвективного экономайзера и воздухоподогревателя в конвективной шахте приходится около 30...35% общего тепловосприятия поверхностей котла. Воздухоподогреватель получает в конвективной шахте необходимое количество теплоты для доведения воздуха до заданной температуры, а на долю экономайзера отводят оставшуюся часть.

### **3.2.3 Конструкции топочных экранов**

По конструкции различают экраны гладкотрубные, в которых трубы расположены вдоль стены топки с небольшим зазором 4...6 мм и газоплотные, которые могут быть выполнены двух типов: либо из таких же гладких труб, но с вваренными между ними проставками шириной 6...12 мм либо с применением плавниковых труб, сваренных между собой.

Экраны из таких сваренных между собой панелей образуют монолитную цельносварную газоплотную конструкцию, их называют мембранными. Для создания в топке зоны устойчивого воспламенения малореакционных топлив, требующих высокой температуры для их интенсивного горения, экраны всех типов на соответствующих участках покрывают огнеупорной массой с закреплением ее на приваренных к трубам шипах. Такие экраны называются футерованными экранами.

Гладкотрубные экраны применяются в паровых котлах всех систем, работающих под разрежением газового тракта. При естественной циркуляции в целях повышения надежности

движения рабочей среды в трубах топочные экраны располагаются почти исключительно вертикально и в отдельных случаях круто наклонно. Парообразующие поверхности нагрева прямоточных котлов и котлов с многократной принудительной циркуляцией можно ориентировать в пространстве любым способом, выполняя топочные экраны вертикальными, горизонтальными и подъемно-опускными, поскольку здесь есть возможность организации движения пароводяной смеси со скоростью, предотвращающей нарушение гидравлических режимов.

### 3.2.4 Виды пароперегревателей

Пароперегреватель предназначен для перегрева поступающего в него насыщенного пара до заданной температуры перегрева и является одним из наиболее ответственных элементов котла. При высокой температуре пара металл перегревателя работает в условиях, близких к предельно допустимым. По тепловосприятию и конструкции различают пароперегреватели:

- *конвективные*, располагаемые в конвективных газоходах котла и получающие теплоту, главным образом, конвекцией;
- *радиационные*, размещаемые на стенах и потолке топочной камеры и горизонтального газохода и получающие теплоту, в основном радиацией от высоконагретых газов;
- *полурadiационные*, находящиеся в верхней части топки на входе в горизонтальный газоход и выполняемые в виде плоских ширм или лент, собранных из пароперегревательных труб, находящихся друг за другом в одной плоскости.

По назначению пароперегреватели делятся на основные, в которых перегревается пар высокого и сверхкритического давления, и промежуточные – для повторного (вторичного) перегрева пара, частично отработавшего в турбине.

Конвективные пароперегреватели выполняются из стальных труб наружным диаметром 32...42 мм для высокого и сверхкритического давления и толщиной стенки 5...7 мм. В промежуточных пароперегревателях при более низком давлении пара используют диаметр труб 42...50 мм при толщине стенки 4...5 мм. Обычно для пароперегревателей применяются гладкие трубы, так как они технологичны в производстве, мало

подвержены наружным отложениям и легче от них освобождаются. Недостатком гладкотрубных поверхностей нагрева - невысокое тепловосприятие при умеренных скоростях газового потока. Из труб пароперегревателя образуются змеевики с радиусами гибов труб не менее  $1,9d$ . Концы змеевиков приварены к коллекторам круглого сечения. Так образуются змеевиковые пакеты перегревателя.

### 3.2.5 Водяные экономайзеры

Экономайзеры выполняются подобно пароперегревателям с горизонтальными змеевиками в конвективной шахте, их применяют при любом рабочем давлении.

Для интенсификации теплообмена и уменьшения загрязнения змеевики экономайзера выполняются из стальных труб уменьшенного диаметра: наружный 28...32 мм при толщине стенки 2,5...3,5 мм. Концы змеевиков, как и в других поверхностях нагрева, объединены входным и выходным коллекторами. В паровых котлах, работающих под разрежением, для обеспечения газовой плотности и уменьшения потерь теплоты входные и выходные коллекторы помещены в теплоизолирующие камеры, а заданный шаг труб в пакете обеспечивается опорными стойками, которые крепятся к специальным воздухоохлаждаемым балкам, находящимся внутри газохода, и передают на них нагрузку от змеевиков экономайзера.

В газоплотных котлах почти всегда внутри газохода помещены и коллекторы, служащие одновременно опорой для змеевиков экономайзера. Расположение труб экономайзера обычно шахматное, коридорное расположение по условиям теплообмена нецелесообразно. Движение воды в экономайзере - восходящее, что обеспечивает свободный выход с водой выделяющихся при нагреве газов и образующегося в случае кипения воды в экономайзере пара. Для удобства ремонта и эксплуатации поверхность экономайзера по ходу продуктов сгорания разделена на пакеты высотой до 1 м. Разрывы между пакетами 650...800 мм.

На электростанциях питательная вода до поступления в котел подогревается в регенеративных подогревателях за счет отбора пара из турбины до 215...270°C, что уменьшает поверхность экономайзера. Коллекторы экономайзеров обычно

размещены вдоль малой (боковой) стороны конвективной шахты. Массовая скорость воды в трубах экономайзера должна быть не менее  $500...600 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$ , в кипящих частях экономайзера  $800...1000 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$ . Для обеспечения необходимой скорости движения определяется общее число параллельно включенных труб и по условиям их приварки к коллекторам и создания необходимого шага между трубами устанавливается число параллельных потоков воды в пакетах экономайзера (обычно имеет место 2...4 потока).

Для интенсификации теплопередачи с газовой стороны и повышения компактности пакетов увеличивают поверхность нагрева путем сварки гладких труб на прямых участках с помощью проставок из листовой стали толщиной 3...4 мм. Получаются пакеты так называемых мембранных экономайзеров. Мембранный экономайзер занимает меньший объем газохода, и за счет тепловоспринимающей поверхности проставок расход гладких труб уменьшается на 25...30% при одинаковом тепловосприятии обычного и мембранного экономайзеров.

В паровых котлах большой мощности (200 МВт и выше) сильно возрастает число параллельных змеевиков экономайзера в одном ходе, при этом трубы должны выходить из коллектора по его периметру в количестве 6...8 шт, что невозможно выполнить. Поэтому обычно удваивают число входных и выходных коллекторов для обеспечения надежности (прочности) стенки коллектора за счет уменьшения числа отверстий.

Конструкцию экономайзера характеризуют следующие показатели:

*удельный объем*, занимаемый экономайзером в конвективной шахте,  $V_{ЭК}/Q_{П.К}$ ,  $\text{м}^3/\text{МВт}$  - габаритная характеристика экономайзера;

*удельный расход металла* на экономайзер -  $G_{ЭК}/Q_{П.К}$ ,  $\text{кг}/\text{МВт}$  - массовая (весовая) характеристика экономайзера.

С уменьшением диаметра трубок указанные характеристики улучшаются, но предельный диаметр труб определяется технологией производства и ростом внутреннего гидравлического сопротивления при сохранении необходимой массовой скорости воды. В настоящее время минимальный технологически осуществимый наружный диаметр труб составляет 28 мм при толщине стенки 3 мм.

### 3.2.6 Воздухоподогреватели

Воздухоподогреватели по конструкции выполняются трубчатыми (рекуперативные) и пластинчатыми (регенеративные). Рекуперативные воздухоподогреватели имеют неподвижную трубчатую поверхность нагрева, через которую непрерывно передается теплота от продуктов сгорания к нагреваемому воздуху. В регенеративных воздухоподогревателях пластинчатая поверхность нагрева вращается и омывается попеременно продуктами сгорания и воздухом, вначале нагреваясь и затем охлаждаясь, отдавая теплоту нагреваемому воздуху.

Воздухоподогреватель работает с наименьшим температурным напором между греющими продуктами сгорания и нагреваемым воздухом и имеет низкий коэффициент теплопередачи по сравнению с другими поверхностями котла. Поэтому поверхность нагрева воздухоподогревателя превышает суммарную поверхность нагрева всех элементов водопарового тракта и для котла мощного блока достигает десятков и сотен тысяч квадратных метров. Трубчатый воздухоподогреватель (ТВП) имеет вертикально расположенную трубную систему выполненную из стальных труб наружным диаметром 30...40 мм при толщине стенки 1,2...1,5 мм. Трубы прямые вертикальные, концами приварены к трубным доскам и расположены в шахматном порядке.

Внутри труб движутся продукты сгорания (продольное омывание), теплота которых передается воздуху, движущемуся между трубами (поперечное смывание). Для образования перекрестного тока воздуха трубная система по высоте делится на несколько ходов промежуточными перегородками - досками; в местах поворота установлены воздушные перепускные короба. Трубы расширяются при нагревании, при этом верхняя трубная доска имеет возможность перемещений и в то же время обеспечивается плотность газохода за счет установки линзового компенсатора по всему ее периметру.

Трубчатый воздухоподогреватель выполняется в виде отдельных кубов (секций), удобных для монтажа и транспорта, которые заполняют все сечение газохода. Трубные доски секций между собой уплотняются линзовыми компенсаторами.

Воздух в воздухоподогреватель обычно подается одним потоком по его широкой стороне. Такая схема называется однопоточной. Двухпоточная по воздуху схема позволяет уменьшить высоту хода, увеличить число ходов и соответственно повысить температурный напор. При большой мощности котла переходят к многопоточной схеме движения воздуха. Из-за невысокого коэффициента теплопередачи  $15...20 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$  и низкого температурного напора между газами и нагреваемым воздухом ( $50...80^\circ\text{C}$ ) трубчатый воздухоподогреватель имеет большую теплообменную поверхность и габариты, особенно при большой тепловой мощности котла.

При последовательном размещении вдоль газового тракта экономайзера и воздухоподогревателя – одноступенчатой компоновке поверхностей в конвективной шахте, возникает ограничение температуры подогрева воздуха.

Поскольку масса и теплоемкость воздуха меньше, чем эти показатели в газовом потоке, повышение температуры воздуха происходит в большей мере, чем снижение температуры газов, и перепад температур между газами и воздухом по мере нагрева воздуха снижается. Предельная температура подогрева воздуха в воздухоподогревателе соответствует минимальному перепаду температур газ-воздух  $\Delta t=30^\circ\text{C}$  и составляет  $250-320^\circ\text{C}$  (значения  $300-320^\circ\text{C}$  относятся к газоплотным котлам и топливам).

Для подогрева воздуха до более высокой температуры ( $350...450^\circ\text{C}$ ) трубчатые воздухоподогреватели выполняются двухступенчатыми, с расположением второй ступени воздухоподогревателя выше поверхности экономайзера в зоне более высоких температур газов. Этим достигается значительное увеличение начального перепада температур газ - воздух, что обеспечивает дальнейший нагрев воздуха и способствует снижению габаритов второй ступени воздухоподогревателя.

Трубчатые воздухоподогреватели выполняются из углеродистой стали, для которой максимально допустимая температура металла не превышает  $500^\circ\text{C}$ , что при температуре подогрева воздуха до  $400^\circ\text{C}$  соответствует температуре продуктов сгорания не более  $600^\circ\text{C}$ . Обычно температура продуктов сгорания за пароперегревателем высокого давления выше, а поэтому для защиты металла второй ступени

воздухоподогревателя, если в схеме котла нет промежуточного перегревателя, располагают вторую ступень экономайзера.

Трубчатые воздухоподогреватели просты по конструкции, надежны в работе, значительно более плотны в сравнении с воздухоподогревателями других систем. Однако в большей мере подвергаются коррозии при конденсации влаги и паров  $H_2SO_4$ , в результате чего в трубках образуются сквозные отверстия и воздух перетекает на газовую сторону, увеличивая потери теплоты с уходящими газами и затраты на перекачку увеличенного объема продуктов сгорания.

Защита труб от коррозии достигается подогревом поступающего холодного воздуха в паровых калориферах (при подогреве воздуха свыше  $50^\circ C$ ) либо путем рециркуляции части горячего воздуха на вход в трубчатый воздухоподогреватель (при нагреве до  $50^\circ C$ ). Однако при этом снижается экономичность работы котла, так как одновременно происходит повышение температуры уходящих газов и рост потери теплоты.

В последнем случае ограничиваются частичными мерами снижения скорости коррозии (обеспечение так называемой допустимой скорости коррозии), а первый ход воздуха отделяют от других, чтобы в случаях коррозии нижнего трубного пакета иметь минимальную замену металла трубчатого воздухоподогревателя.

Пластинчатый воздухоподогреватель – регенеративный вращающийся воздухоподогреватель (РВП), в котором поверхность теплообмена во вращающемся корпусе (роторе) попеременно находится в газовом потоке, нагреваясь от высокотемпературных газов, а затем поступает в холодный воздушный поток и греет воздух, отдавая избыточную теплоту. Поверхностью теплообмена служат тонкие гофрированные и плоские стальные листы (пластины) образующие каналы малого эквивалентного диаметра ( $d_э = 8...9$  мм) для прохода продуктов сгорания и воздуха. Пластины объединяются в секции и заполняют цилиндрический пустотелый ротор, который по сечению разделен глухими радиальными перегородками на изолированные друг от друга сектора. Ротор воздухоподогревателя медленно вращается с частотой 1,5 ... 2,2 об/мин, его вал имеет привод от электродвигателя через

шестеренчатую передачу. Диаметр ротора РВП в зависимости от типоразмера составляет от 5,4 до 9,8 м, а высота от 1,4 до 2,4 м.

Применение волнистых (гофрированных) листов-пластин обеспечивает интенсификацию конвективного теплообмена и тем самым более быстрый нагрев пластин и затем более глубокое их охлаждение, хотя удельное аэродинамическое сопротивление такой поверхности увеличивается.

Регенеративные воздухоподогреватели конструктивно сложнее, но они компактны, требуют меньшего расхода металла, имеют невысокое общее аэродинамическое сопротивление. При значительном перепаде давлений между воздушным и газовым потоками и невозможности полной их герметизации в условиях вращающегося ротора имеют место перетоки воздуха по радиусу ротора на газовую сторону, а также потери воздуха по периферии воздушной части ротора и одновременно присосы окружающего воздуха в газовый поток по периферии ротора в газовой его части (в условиях, когда газовый поток находится под разрежением). Утечки воздуха и присосы его в газовый поток примерно равны и их можно условно также рассматривать как перетоки.

Предварительный подогрев воздуха до 70...100°C перед его поступлением в воздухоподогреватель котла (трубчатый или регенеративный) обеспечивается в паровом калорифере, который выполняется в виде трубчатого теплообменника. Внутри вертикальных труб движется слабоперегретый пар с температурой около 120°C. Пар конденсируется на стенках труб и отдает теплоту конденсации потоку холодного воздуха, омывающему трубы снаружи перекрестным потоком.

Для усиления теплообмена трубы с воздушной стороны имеют оребрение (кольцевое или прутковое). По принципу работы паровой калорифер близок к трубчатому воздухоподогревателю, в котором газовая теплоотдающая среда заменена конденсирующимся паром.

Предварительный подогрев воздуха необходим при сжигании в котле сернистых твердых топлив и мазута для снижения низкотемпературной коррозии металла воздухоподогревателя. Подогрев воздуха в паровых калориферах осуществляется также в зимнее время при использовании малосернистых или бессернистых топлив (природный газ), чтобы обеспечить температуру металла воздухоподогревателя не ниже



50°С для исключения конденсации водяных паров из газового потока.

### 3.2.7 Водоподготовка

Природная вода содержит различные примеси, характер и количество которых определяет качество воды, т.е. характеризует возможность использования ее для различных целей. Содержащиеся в воде примеси можно разделить на следующие группы:

- грубодисперсные (взвешенные вещества)
- коллоиды (размер частиц от 1 до 100 нм)
- молекулярные-монодисперсные

Поскольку соли в водном растворе в значительной степени диссоциированы, то наиболее часто встречаются следующие ионы: катионы  $\text{Ca}^{2+}$ ,  $\text{Na}^+$ ,  $\text{Mg}^{2+}$ ; анионы  $\text{Cl}^-$ ,  $\text{SO}_4^{2-}$ ,  $\text{HCO}_3^-$ .

*Показатели качества природной воды:*

1. Взвешенные вещества
2. Сухой остаток- суммарное количество растворенных в воде нелетучих минеральных органических веществ. Определяется методом выпаривания определенного объема предварительно фильтрованной воды (мг/кг). Помимо сухого различают прокаленный, сульфатный и минеральный остатки. Минеральный остаток - это сумма концентраций всех найденных анализом катионов и анионов, в том числе  $\text{CO}_3^{2-}$ ,  $\text{Al}_2\text{O}_3$ ,  $\text{Fe}_2\text{O}_3$ ,  $\text{SiO}_2$ .
3. Окисляемость – характеризует загрязненность воды органическими веществами. Выражается в количестве миллиграммов окислителя (кислорода или перманганата калия  $\text{KMnO}_4$ ) необходимого для окисления в определенных условиях органических веществ, содержащихся в 1 кг исследуемой воды (мг/кг). Если содержание 10-12 мг  $\text{O}_2$ /кг воды говорит о том, что вода загрязнена промышленными стоками.
4. Жесткость - это сумма концентраций катионов кальция и магния выраженная количеством миллиграммов эквивалента в 1 кг воды. По жесткости и щелочности вода делится на нещелочную и щелочную. Жесткость может быть:  $\text{Ж}_\text{К}$ -карбонатная (временная) и обуславливается присутствием в воде бикарбонатов Са и Mg;  $\text{Ж}_\text{НК}$ - некарбонатная (постоянная), обуславливается присутствием в воде хлоридов и сульфатов.

Катионы магния и кальция являются накипеобразующими:

$$Ж_{\text{общ}} = Ж_{\text{к}} + Ж_{\text{нк}}$$

Карбонатная жесткость изменяется при нагреве выше 70°C, соединения распадаются и образуются слабо растворимые соли  $\text{CaCO}_3$  и  $\text{MgCO}_3$ , которые выпадают в виде шлама и удаляются при продувке. Некарбонатная жесткость при нагревании и кипячении не изменяется, однако выпадение из раствора твердой фазы происходит на поверхностях нагрева и называется накипью. Малая жесткость - 1,5 мг·эquiv./кг (или мг·эquiv./л, при этом 1 мг·эquiv./кг соответствует 0,5 ммоль/кг для ионов кальция  $\text{Ca}^{2+}$  и магния  $\text{Mg}^{2+}$ ), высокая > 12 мг экв./кг. Мягкая вода обладает только общей, либо остаточной жесткостью, присутствие в воде Na не прибавит жесткости. Массой эквивалента называется такое количество, которое без остатка соединяется с 1 граммом водорода или кислородная:

$$\mathcal{E}_{\text{эл}} = \frac{A}{n}$$

где  $A$  - атомная масса элементов

$n$  - абсолютная величина степени окисления.

5. Щелочность – это общее содержание в воде веществ, которые обуславливают при диссоциации, либо в результате гидролиза повышенную концентрацию  $\text{OH}^-$  и определяется количеством кислоты, затраченной на титрование с индикатором метилоранж. В зависимости от того, какой анион присутствует щелочность делится на:  $\text{OH}^-$  гидратная,  $\text{CO}_3^-$  карбонатная,  $\text{HCO}_3^-$  бикарбонатная,  $\text{SiO}_3^-$  силикатная,  $\text{PO}_4^-$  фосфатная, (соли органических веществ) - гуматная
6. Прозрачность - выражается в см высоты столба воды, которая налита в стеклянный цилиндр, сквозь еще возможно чтение печатного текста (определение прозрачности по шрифту) либо наблюдение крестообразных черных полосок толщиной 1 мм (прозрачность по кресту)
7. Содержание в воде коррозионно активных газов:  $\text{O}_2$ , угольная кислота. Чем выше давление, тем растворимость лучше .
8. Водородный показатель:  $\text{pH}=7$  нейтральная среда,  $\text{pH}>7$  щелочная среда,  $\text{pH}<7$  кислая среда.

Молекула воды диссоциирует на  $\text{H}^+$  - катион,  $\text{OH}^-$  анион. Произведение концентраций ионов H и OH является величиной

постоянной и называются ионным произведением воды при температуре 22°C

$$K_B = C_H \cdot C_{OH} \quad K_B = 10^{-14}$$

Реакция воды нейтральна, если  $C_H = C_{OH} = 10^{-7}$ . С целью удобства вместо отрицательной степени используют отрицательный логарифм. Водородным показателем называют отрицательный логарифм концентрации ионов водорода  $pH = -\ln C_H$

Выражение  $pOH = -\ln C_{OH}$  – гидроксильным показателем:  $pOH = 7$  нейтральная среда,  $pOH > 7$  кислая среда,  $pOH < 7$  щелочная среда.

Требования к качеству воды регламентируются стандартами. Так общая жесткость питательной воды для паровых котлов не должна превышать 0,015...0,02 мг-экв/л, для водогрейных котлов – 0,5...0,7 мг-экв/л. Жесткость исходной воды в зависимости от источника составляет 5...10 мг-экв/л.

*Обработка воды в общем случае включает:*

- удаление взвешенных примесей (осветление);
- снижение жесткости (умягчение);
- поддержание заданной щелочности;
- снижение общего солесодержания;
- удаление растворимых агрессивных газов (деаэрация).

*Осветление* – это процесс удаление из воды коллоидных и грубодисперсных примесей. Фильтрация – это процесс осветления воды, путем пропуска ее через пористый материал, проходя сквозь который вода теряет грубодисперсные примеси. Фильтрация происходит под воздействием разности давлений.

При загрязнении фильтр ставится на промывку, интервал между промывками  $\approx 8$  часов. Фильтр характеризуется грязеемкостью – это количество задерживаемых фильтром загрязнений за 1 цикл. В качестве фильтрующих материалов используют: древесный уголь, кварцевый песок, кокс.

Работа фильтра состоит из фильтрования воды (рабочий период) и промывки фильтра (простой). В первый период наблюдают за степенью осветления воды, которая характеризуется прозрачностью, нагрузкой фильтра и потерей напора (сопротивление фильтра). Промывка фильтра осуществляется пропуском воды обратным током, т.е. снизу вверх.

Удаление коллоидно-дисперсных примесей достигается *коагулированием*, т.е. слипанием мелких частиц в более крупные, для этого вода обрабатывается реагентами. Процесс завершается выпадением примесей в осадок. Реагенты называются коагулянтами:  $\text{Al}_2(\text{SO}_4)_3$ ,  $\text{Fe}_2(\text{SO}_4)_3$ ,  $\text{FeCl}_3$  (серно-кислый алюминий, железный купорос, хлорное железо) мг-экв/кг. Из избытка свободной энергии коллоиды на поверхности раздела абсорбируют на своей поверхности ионы из раствора одного знака, образуя абсорбционный слой. Коллоидная частица с абсорбционным слоем называется гранула. Она имеет электрический заряд и притягивает к себе ионы противоположного знака, образуя диффузионный слой. Приемлемая температура коагуляции  $\approx 40^\circ\text{C}$ .

Обработка воды методом осаждения накипеобразователей или процессом *умягчения* – это основной этап водоподготовки. Снижение жесткости более значимо для паровых котлов, чем для водогрейных, так как в водогрейных котлах циркулирует практически одна и та же вода, за исключением небольших добавок на компенсацию утечек. В паровых котлах питательная вода постоянно пополняется исходной, компенсирующей потери конденсата и потери продувочной воды. Соли жесткости не выносятся с паром, а остаются в котловой воде, постепенно увеличивая ее жесткость. Для поддержания концентрации солей на нужном уровне котловую воду непрерывно и периодически обновляют.

Для снижения жесткости применяют внутрикотловую и докотловую обработку воды. Внутрикотловая обработка допускается для паровых с паропроизводительностью до 0,7 т/ч, не имеющих экранных поверхностей и работающих на твердом топливе, может осуществляться или путем ввода осадительных агентов (антинакипинов), или путем магнитной обработки. Антинакипины (фосфатные смеси, состоящие из тринитрофосфата, кальцинированной или каустической соды и дубильного экстракта) переводят накипеобразующие соли в шлам, не прикипающий к стенкам труб и удаляемый во время периодической продувки. В случае магнитной обработки вода перед поступлением в котел подвергается воздействию магнитного поля, в результате чего накипеобразующие соли

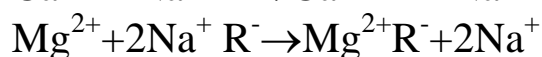
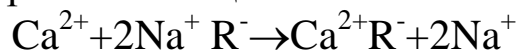
выделяются в виде мелкодисперсных частиц, которые становятся центрами кристаллизации, а соли переходят в твердую фазу не на поверхностях нагрева, а в водном объеме, превращаются в шлам и удаляются продувкой.

*Докотловая обработка* (основной способ умягчения воды) чаще всего осуществляется методом ионного обмена, в частности катионированием. Возможны варианты: натрий (Na)-катионирование, водород (H<sub>2</sub>)-катионирование, натрий-аммоний(NH<sub>3</sub>)-катионирование, смешанное катионирование. Метод основан на способности некоторых практически нерастворимых в воде органических и неорганических веществ, называемых катионитами, обменивать содержащиеся в них активные группы катионов Na<sup>+</sup>, H<sup>+</sup>, NH<sub>3</sub><sup>+</sup> на катионы Ca<sup>++</sup> и Mg<sup>++</sup>. Сырую воду пропускают через фильтр, загруженный катионитовым материалом, при этом катионы Ca<sup>++</sup> и Mg<sup>++</sup> переходят из воды в катионит, а в воду переходят катионы Na<sup>+</sup> в результате чего вода умягчается. В процессе работы умягчающая способность катионита снижается и ее восстанавливают регенерацией. Если в результате обработки воды происходит обмен анионами, то процесс называют *анионированием*.

Метод ионного обмена отличается от метода осаждения накипеобразователей тем, что удаленные из воды примеси не образуют осадка и не требуют постоянного дозирования реагентов.

В качестве ионита используют сульфауголь и синтетические смолы. При взаимодействии с водой иониты разбухают.

*Na катионирование:* обмен иона Na<sup>+</sup>. При фильтровании жесткой воды через слой натрий катионита происходит обмен катионитов натрия на кальций и магний.

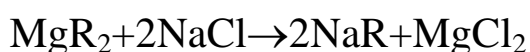
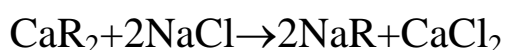


R<sup>-</sup> сложный радикал катионита нерастворимый в воде.

После замены обменного иона катионит истощается и теряет способность умягчать воду, т.е. щелочность воды не уменьшается. После замены обменного иона катионит имеет рабочую обменную емкость обменная емкость (гр-екв. поглощенного/1 м<sup>3</sup> набухшего).

Например, катионит сульфуголь СК-1 имеет емкость  $e_p=(550-600)$  г-экв катионов Са и Mg отнесенной к  $m^3$  катионита. А катионит КУ-2, изготовляемый из стирола и дивинилбензола имеет емкость  $e_p=(1500-1700)$  г-экв/ $m^3$

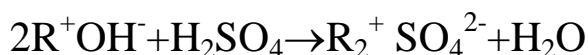
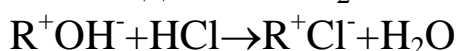
Для восстановления работы обменной емкости необходимо удерживаемые катионитом катионы удалить и заменить объем катионом натрия, этот процесс называется регенерацией катионита и производится путем фильтрования раствором поваренной соли NaCl через слой истощенного катионита:



Уплотнение катионита устраняется путем взрыхления фильтра водой по обратному току.

*Анионирование* – это процесс обмена анионов между растворенными в воде электролитами и твердым, зернистым веществом погруженным в воду и называемым анионитом. В качестве обменного аниона чаще всего используется  $OH^-$ , но могут быть и  $Cl^-$ ,  $CO_3^{2-}$ ,  $HCO_3^-$ . Наиболее эффективно анионирование в кислой среде.

Для достижения глубокого удаления анионов обрабатываемую воду в начале фильтруют через Н катионит, а затем через анионит, при фильтровании через анионид кислой Н-катионированной воды происходит замена анионов кислот, обменным анионитом, в результате чего образуется слабо диссоциированные соединения  $H_2O$  и  $CO_2$ , реакция необратима.



$R^-$  сложный радикал анионита нерастворимый в воде- это искусственно приготовленный материал, который делится на две группы слабо основные и сильно основные.

В отличие от катионита, обменная емкость анионитов возрастает с увеличением концентрации улавливаемого аниона, т.к. при анионировании не возникает противоионов в заметных количествах, в связи с тем, что продукты реакции ионного обмена слабо диссоциированные сильноосновные аниониты, характеризуются кремнеемкостью- это количество  $SiO_3^{2-}$  гр-экв, которая поглощает  $1 m^3$  анионита.

Под *обессоливанием* воды понимают удаление из нее катионов и анионов, растворенных в ней веществ. На обессоливание подается обычная предварительно обработанная вода, которая обращаясь проходит цепочку фильтров: катионитных и анионитных. По мере удаления из воды ионов ее удельное электрическое сопротивление возрастает, а удельная электропроводность уменьшается.

Обессоливание воды может быть осуществлено разными способами:

- 1) Химический (ионообменный)
- 2) Термический
- 3) Электродиализ
- 4) Гиперфильтрация (обратный осмос)
- 5) Магнитный

Химический способ требует затрат больших количеств реагентов, значительная часть уходит со сточными водами, таким образом этот способ не соответствует природоохранным требованиям.

Электродиализ – процесс удаления из растворов ионизирующих веществ, путем переноса их через мембрану в поле постоянного электрического тока. В такой системе возникает направленное движение ионов растворенных солей, а также ионов  $H^+$ ,  $OH^-$  причем катионы движутся к катоду, анионы к аноду. Для предотвращения переноса ионов  $H^+$  и  $OH^-$  электрический деаэзатор разделяют на отсеки с помощью специальных мембран, которые проницаемы только для катионов или только для анионов

При направленном движении ионов к соответствующим электродам катионы встречающие на своем пути катионно-проницаемую мембрану свободно проникают через нее, когда в тоже время для анионов эти мембраны являются практически непроницаемыми. В зависимости от знака заряда ионита и исходного вещества мембраны их подразделяют на катионитные и анионитные, а по методу получения на гетерогенные и гомогенные.

Если чистую воду и водной раствор какого либо вещества поместить в два отсека, обе стороны которых – полунепроницаемая мембрана, которая способна пропускать только молекулы воды, то в этой системе будет наблюдаться

следующее. Из-за разности давления (концентрации) молекул  $H_2O$  в разных отсеках осуществляется переход молекул воды в объем с их меньшей концентрацией, т.е. в отсек концентрированного раствора. Объем раствора при этом постепенно увеличивается, сам раствор разбавляется и разность давлений  $\Delta p$  уменьшается, тормозя дальнейший перенос молекул воды.

Количественно процесс осмоса характеризуется значениями осмотического давления, которое прямо пропорционально концентрации растворенных веществ и абсолютной температуре раствора. Чтобы осуществить обработку высокоминерализованной воды нужно создать в отсеке с раствором избыточное давление, которое превысит осмотическое и заставить молекулы воды диффундировать через полупроницаемую мембрану со стороны высокоминерализованной воды в отсек чистой воды.

При гиперфильтрационной гипотезе в полупроницаемой мембране имеются поры диаметром, достаточном для прохода молекул воды, но не достаточном для прохода гидротированных ионов и молекул растворенных веществ.

Для обратно-осмотических установок применяют полимерные мембраны из ацетатов целлюлозы, полученные путем частичного испарения растворителя и последующего охлаждения полимера.

*Способы борьбы с отложениями на поверхности нагрева и методы борьбы с ними:*

- 1) Состав, свойства, количество отложений
- 2) Методы борьбы с отложениями
- 3) Удаление образовавшихся отложений

В результате воздействия тепла и реагентов, а также по причине упаривания в котловой воде протекают различные физико-химические процессы, обуславливающие разрушение одних соединений и образование других. Образующиеся трудно растворимые вещества, выделяются из пересыщенных растворов в виде осадка образующего при некоторых условиях накипи и шламы.



*Накипь* – достаточно плотное отложение, возникающее на поверхности нагрева и способное нарушать нормальную работу котельного агрегата.

*Шлам* – рыхлое отложение, получающееся в результате оседания, скопления и уплотнения взвешенных веществ, образовавшихся в воде. Так-же это может быть осадок (взвесь) и илистые скопления.  $\text{CaCO}_3$ - удаляется продувкой.

Наиболее важным свойством накипных отложений является малая теплопроводность. Результатом является повышение температуры стенки и, как следствие, возможность пережога. Для предотвращения образования в барабане котельного агрегата накипи используются следующие меры:

- 1) Глубокое умягчение добавленной в питательную систему воды
- 2) Предотвращение загрязнения питательной воды и ее составляющих продуктами коррозии
- 3) Устранение присоса охлаждающей воды в конденсаторах турбин
- 4) Ограничение внутрикотловой обработки воды и поддержание рационального режима
- 5) Устранение местных высоких тепловых нагрузок парогенераторных труб

Для внутрикотловой обработки воды в агрегат вводят соли ортофосфорной кислоты (фосфатирование) или этилендиаминетриуксусной кислоты (ЭДТА) – трилонирование.

Фосфатирование – 3-4 мг/л  $\text{PO}_4^{3-}$ , поступает в котельный агрегат. Катионы Ca и Mg способны давать трудно растворимые соединения с различными анионами, находящимися в котловой воде. Фосфатирование имеет целью создать в котловой воде условия при которой накипеобразователи выделились в форме неприкипающего шлама, оно предупреждает образование кальциевой накипи, а не накипи вообще. Фосфатирование целесообразно применять для барабанных котлов с  $p > 1,6$  МПа

Борьба с обрастанием труб микроорганизмами ведется хлорированием. Удаление образовавшихся отложений производится двумя способами:

- 1) Механический – основан на использовании скребковых и режущих инструментов.
- 2) Химический – использование растворов химических реагентов, щелочей кислот и комплексообразователей.

В условиях работы теплосилового оборудования электростанций растворенный в воде кислород является основным фактором определяющим интенсивность коррозии. Он является деполяризатором и обеспечивает работу коррозионных элементов, результатом коррозии железа с участием кислорода является образование нитрата двухвалентного кислорода.



Важным фактором влияющим на протекание коррозии является наличие в воде угольной кислоты  $\text{CO}_2$ . Она при растворении в воде образует угольную кислоту  $\text{H}_2\text{CO}_3$ , которая в свою очередь диссоциирует с образованием ионов водорода.

*Деаэрация воды* – процесс имеющий целью удаление из раствора агрессивных газов (кислорода и угольной кислоты). Удаление из воды одного кислорода называется *обескислороживание*. Деаэрация осуществляется термическим способом, обескислороживание химическим.

Термическая деаэрация воды (наиболее распространенная) основана на уменьшении растворимости в воде газов с понижением их парциальных давлений в пространстве над водой, для чего ее доводят до температуры кипения при данном давлении. Численное значение давления, под которым находится деаэрируемая вода практически не влияет на эффект деаэрации, поэтому она может быть осуществлена при давлении как выше, так и ниже атмосферного, т.е. вакууме.

По давлению деаэраторы подразделяют на:

- 1) Вакуумные  $p=30-50$  кПа,  $t_s=69-81^\circ\text{C}$ ;
- 2) Атмосферные  $p=120-170$  кПа,  $t_s=104-110^\circ\text{C}$ ;
- 3) Повышенного давления  $p=170-700$  кПа,  $t_s=110-115^\circ\text{C}$ .

По способу разделения в них пара и воды их делят на пленочные, струйные, капельные, борботажные.

Химическое обескислороживание воды основано на связывании растворимого в ней кислорода веществами, способными вступать с ним в интенсивное химическое взаимодействие в условиях водного раствора.

К ним относят:

- 1) Сульфат натрия  $\text{Na}_2\text{SO}_3$  (сульфатирование)
- 2) Гидрозин  $\text{N}_4\text{H}_4$  (обработка воды гидрозином)

### 3.3 Тепловой баланс и КПД котла

Тепловой баланс котлоагрегата составляют с целью определения расхода топлива и коэффициента полезного действия. Для любого типа котла справедливо уравнение теплового баланса:

$$Q_p^p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_{\text{бшл}}, \text{ кДж}/(\text{м}^3 \text{ кг})$$

где  $Q_p^p$  – располагаемая теплота топлива,

$$Q_p^p = Q_n^p + Q_{\text{в.вн}} + i_{\text{тл}},$$

$Q_n^p$  – химическая теплота топлива,

$Q_{\text{в.вн}}$  – физическая теплота воздуха при его внешнем подогреве (вне котлоагрегата);

$i_{\text{тл}}$  – физическая теплота топлива (учитывается при паровом подогреве мазута);

$Q_1$  – полезно использованная теплота на отопление или приготовление горячей воды;

$Q_2$  – потери теплоты с дымовыми газами, ушедшими из котла;

$Q_3$  – потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива;

$Q_4$  – потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива;

$Q_5$  – потери теплоты через ограждения из-за рассеивания в окружающую среду;

$Q_{\text{шл}}$  – потери с теплом шлака, удаляемого из топки котла (учитывается при сжигании твердого топлива).

Значения каждой составной части теплового баланса могут быть выражены в единицах энергии (обычно в кДж или ккал). Если обе части этого уравнения разделить на количество внесенной в топку котла теплоты ( $Q_p^p$ ) и умножить на 100, то получится уравнение теплового баланса, выраженное в процентах:

$$q_i = 100 Q_i / Q_p^p$$

то уравнение баланса примет вид:

$$100 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_{\text{бшл}};$$

Из уравнения теплового баланса видно, что коэффициент полезного действия конкретного котла (а это не что иное, как  $q_1$ ) – это все то, что останется от энергии сожженного топлива за минусом всех потерь и находится как остаточный член уравнения баланса:

$$q_1 = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_{\text{шлл}}).$$

Потеря теплоты от химической неполноты сгорания  $Q_3$  обусловлена наличием в дымовых газах продуктов неполного окисления горючих веществ топлива. При этом из не полностью сгоревших компонентов не выделяется теплота, которая может быть использована для нагрева теплоносителя в котле. Признаком химической неполноты сгорания является наличие в дымовых газах окиси углерода и метана при сжигании газообразного и жидкого топлива и наличие окиси углерода (угарного газа) при сжигании твердых видов топлива. Содержание, например, 1% окиси углерода в дымовых газах котла влечет за собой потерю 5-7% теплоты. Современная отопительная техника при правильной настройке работает практически с отсутствием химической неполноты сгорания. Этого добиваются подачей необходимого количества воздуха для горения топлива, поддержанием соответствующей температуры в топке котла (при низких температурах углерод не вступает в реакцию окисления), хорошим перемешиванием топлива с воздухом и достаточным временем пребывания частиц топлива в топке. Величина  $q_3 = 0,5\%$  при сжигании природного газа и мазута при коэффициенте расхода воздуха в топке  $\alpha_T = 1,10-1,15$ .

Потеря теплоты от механической неполноты сгорания  $Q_4$  характерна для котлов, работающих на твердых видах топлива. Несгоревшие частицы топлива могут проваливаться через колосники топки в зольник или уноситься в дымоход. Потери от механической неполноты сгорания во многом определяются конструкцией колосниковой решетки, силы тяги, размерами кусков топлива. Важна однородность кусков твердого топлива, загружаемого в топку котла. При смеси крупных кусков с мелочью горение получается неоднородным: мелочь быстрее сгорает и уносится в дымоход, в слое топлива образуются воронки, в которые поступает лишний воздух. При этом на поверхности оставшихся крупных кусков топлива образуется

шлаковая корка, которая не дает возможности полностью сгореть топливу. Потеря от механической не полноты сгорания при сжигании газообразного топлива отсутствует полностью.

Конструкция внешней облицовки котла и его рабочая нагрузка во многом определяют потери теплоты в окружающую среду  $Q_5$ . Задача котла - передать максимум энергии сжигаемого топлива теплоносителю, а не обогреть помещение, в котором он находится. Поэтому современные котлы имеют хорошую тепловую изоляцию наружных стенок. Величина потерь теплоты в окружающую среду для большинства образцов техники составляет в тепловом балансе всего 0,5-2%.

Потери  $Q_{\text{шл}}$  с теплом шлака, удаляемого из топки, которые характерны только для котлов на твердом топливе – чем больше золы, тем больше шлака и больше потери теплоты.

Одна из самых больших составляющих потерь котельного агрегата - это потери с теплом дымовых газов ( $Q_2$ ). В процентном выражении для котлов, работающих на твердом топливе, это 10-15%, для газовых и жидкотопливных котлов величина потерь с теплотой дымовых газов составляет 7-12%. Теоретически, чтобы эта потеря отсутствовала, необходимо дымовые газы на выходе из котла охладить до температуры окружающего воздуха. На практике этого не делают. Если дымовые газы котла охладить до определенного значения температуры, то из находящегося в них пара начнет конденсироваться влага. Водяной пар образуется в дымовых газах двумя путями: непосредственно из влаги сжигаемого топлива и при реакции окисления топлива. Причем последняя – основной поставщик водяных паров дымовых газов. При полном сгорании топлива углерод и водород, входящие в состав топлива, окисляются, образуя соединения углекислого газа  $\text{CO}_2$  и водяной пар  $\text{H}_2\text{O}$ . Так, например, при сжигании 1 кг жидкого топлива образуется около 1,3 кг, а 1 м<sup>3</sup> природного газа - 1,6 кг водяных паров. Влага, смешиваясь с другими компонентами дымовых газов, образует разбавленные растворы кислот. Образующийся конденсат обладает кислыми свойствами. И эта смесь, стекая по стенкам теплообменника котла и дымохода, может разрушить их в очень короткое время. Ржавчина секций котла, коррозионные язвы теплообменника, осыпавшийся кирпичный дымоход – это не полный перечень возможных последствий конденсации водяного пара,

содержащегося в дымовых газах. Критическая температура конденсации водяного пара различна для разных типов топлива. Например, для природного газа она составляет около 55°C, для дизельного топлива -100-110°C, для мазута – 150-180°C. Именно поэтому рекомендуемая температура дымовых газов на выходе из котла – 100-150°C для газовых котлов, 160-180°C – для дизельных и 230-250°C – для мазутных. Возможно, использование и этой части теплоты в виде конденсационных котлов, которые на выходе имеют очень низкую, по сравнению с традиционными котлами, температуру дымовых газов. Конденсационные котлы дополнительно имеют за счет конденсации дымовых газов более высокий КПД (на 7-14 %). Конструктивно теплообменники и дымоходы для конденсатных котлов изготавливают из нержавеющей стали.

$$q_2 = (I_{yx} - \alpha_{yx} \cdot I_{xв}^0) (100 - q_4) / Q_p^p,$$

где  $I_{yx}$  – энтальпия уходящих дымовых газов при коэффициенте расхода воздуха  $\alpha_{yx}$  и температуре уходящих газов  $\nu_{yx}$ . Определяется  $I, \nu$  – по диаграмме, построенной по расчету горения топлива;

$I_{yx}^0$  – энтальпия теоретически необходимого количества холодного воздуха. Определяется по таблице, построенной в расчете горения топлива;

$\alpha_{yx}$  – коэффициент расхода воздуха определяется по формуле:

$$\alpha_{yx} = \alpha_T + \Delta\alpha_{yx}$$

где  $\alpha_T$  – коэффициент расхода топлива в топке;

$\Delta\alpha_{yx}$  – изменение коэффициента расхода воздуха на пути движения газов от топки до выхода из котла (присосы).

КПД котлоагрегата:

$$\eta = q_1 = 100 - \Sigma q_{пот.}$$

Коэффициент сохранения теплоты:

$$\phi = 1 - q_5 / (\eta + q_5).$$

Расход топлива определяется из выражения:

$$B = [D(i_{п} - i_{пв}) + D_{пр}(i_{кип} - i_{пв})] / (Q_p^p \cdot \eta), \text{ м}^3/\text{с}$$

где  $D$  – паропроизводительность котлоагрегата, кг/с;

$D_{пр}$  – расход воды на непрерывную продувку, кг/с;

$$D_{пр} = (p \cdot D) / 100;$$

где  $p$  – непрерывная продувка, в % ( $p=2-5\%$ );

$i_{п}$  – энтальпия пара, кДж/кг;  
 $i_{пв}$  – энтальпия питательной воды;  
 $i_{кип}$  – энтальпия воды в барабане на линии насыщения при заданном давлении.

*Коэффициента полезного действия* котлоагрегата характеризует экономичность работы: чем выше КПД, тем ниже затраты топлива на производство теплоты в теплогенераторе. Например, в паровом котле удельный расход топлива:

$$b = B/D \sim 1/\eta.$$

Коэффициентом полезного действия отопительного котла называют отношение полезной теплоты, израсходованной на выработку пара (или горячей воды), к располагаемой теплоте отопительного котла. Не вся полезная теплота, выработанная котельным агрегатом, направляется потребителям, часть теплоты расходуется на собственные нужды. С учетом этого различают КПД отопительного котла по выработанной теплоте (КПД-брутто) и по отпущенной теплоте (КПД-нетто).

По разности выработанной и отпущенной теплоты определяется расход на собственные нужды. На собственные нужды расходуется не только теплота, но и электрическая энергия (например, на привод дымососа, вентилятора, питательных насосов, механизмов топливоподачи), т.е. расход на собственные нужды включает в себя расход всех видов энергии, затраченных на производство пара или горячей воды.

В итоге КПД-брутто отопительного котла характеризует степень его технического совершенства, а КПД-нетто – коммерческую экономичность. Для котельного агрегата КПД-брутто, %:

*по уравнению прямого баланса:*

$$\eta_{бр} = 100 Q_{пол} / Q_r^p$$

где  $Q_{пол}$  – количество полезно используемой теплоты, МДж/кг;  
 $Q_r^p$  – располагаемая теплота, МДж/кг.

По уравнению обратного баланса:

$$\eta_{бр} = 100 - (q_2 + q_3 + q_5)$$

Тогда КПД-нетто отопительного котла по уравнению обратного баланса

$$\eta_{\text{нетто}} = \eta_{\text{бр}} - q_{\text{с.н}}$$

где  $q_{\text{с.н}}$  – расход энергии на собственные нужды, %.

Определение КПД по уравнению прямого баланса проводят преимущественно при отчетности за отдельный период (декада, месяц), а по уравнению обратного баланса – при испытании отопительного котла. Вычисление КПД отопительного котла по обратному балансу значительно точнее, так как погрешности при измерении потерь теплоты меньше, чем при определении расхода топлива.

Таким образом, для повышения эффективности отопительного котла недостаточно стремиться к снижению тепловых потерь (в первую очередь потери теплоты с уходящими газами  $q_2$ ); необходимо также сокращать расходы тепловой и электрической энергии на собственные нужды, которые составляют в среднем 3...5% теплоты, располагаемой котельным агрегатом.

$$I_{\text{yx}} = (V_{\text{r}}^0 + (\alpha_{\text{yx}} - 1) I_{\text{yx}} V^0) C_{\text{yx}} \nu_{\text{yx}},$$

Видно, что для снижения  $I_{\text{yx}}$  нужно уменьшить температуру уходящих газов  $\nu_{\text{yx}}$  и коэффициент расхода воздуха на выходе из котла  $\alpha_{\text{yx}}$  (здесь  $V^0$  – теоретически необходимый расход воздуха,  $V_{\text{r}}^0$  – выход продуктов сгорания при  $\alpha=1,0$ ).

Коэффициент расхода воздуха определяется в основном присосами атмосферного воздуха по газовому тракту и зависит от герметичности последнего. Минимальная температура  $\nu_{\text{yx}}$  ограничена:  $\nu_{\text{yx}} < 120-150^\circ\text{C}$  при максимальной нагрузке колоагрегата.

*Мгновенный КПД котла* – это соотношение полезной мощности, сообщаемой греющему контуру, и мощности, потребляемой котлом (теплопотребление). Мгновенный КПД котла зависит от нескольких параметров: качества горелки, работы теплообменника, качества и чистоты сгорания, управления горелкой и изоляции котла. Современные жидкотопливные и газовые котлы имеют КПД от 92 до 95 %. Конденсационные котлы обеспечивают еще более высокий КПД (от 98 до 105%). Однако мгновенный КПД – не единственный параметр, по которому оценивается производительность котла.



Лучший показатель энергопроизводительности котла – это годовая эксплуатационная эффективность, которая учитывает и систему отопления, и систему ГВС.

### **3.4 Мероприятия, повышающие экономичность работы котельных установок**

Перевод котельных установок на сжигание газообразного топлива создает все необходимые условия для повышения производительности и экономичности. Особенно заметное повышение производительности и экономичности наблюдается в котельных установках малой производительности, имевших слоевой способ сжигания твердого топлива. Однако, в ходе эксплуатации не используются все имеющиеся возможности и вследствие этого экономичность котельных агрегатов после перевода на газ, хотя и повышается, но не достигает возможного максимального значения. Для повышения экономичности установок имеются два пути: малой и капитальной модернизации оборудования. Малая модернизация оборудования, хотя и дает меньший экономический эффект по сравнению с капитальной, но не требует больших затрат и, как правило, может быть осуществлена силами предприятия в короткий срок. Практика показывает, что только за счет малой рационализации и повышения культуры эксплуатации в промышленных и отопительных котельных можно получить до 10-15% экономии топлива и повысить производительность котельной на 15-20%.

К мероприятиям, повышающим культуру эксплуатации, и мероприятиям малой рационализации относятся:

- а) проведение наладочных режимных испытаний;
- б) повышение экономичности работы газогорелочных устройств путем ликвидации химического недожога при одновременном уменьшении избытка воздуха в топке;
- в) ликвидация неплотностей по газовому и воздушному тракту;
- г) улучшение работы конвективных поверхностей нагрева;
- д) снижение сопротивления газовоздушного тракта и приведение тяго-дутьевой установки в соответствие с производительностью КУ и сопротивлением газового и воздушного трактов;

е) наиболее экономичное распределение нагрузки между установленными котлоагрегатами;

ж) изоляция горячих поверхностей (паропроводов, воздухопроводов горячего воздуха, трубопроводов питательной воды и т. д.);

з) внедрение экономичных способов регулирования производительности тяго-дутьевых машин.

К мероприятиям капитальной рационализации относятся:

а) полная замена основного котельного оборудования;

б) замена газогорелочных устройств;

в) установка хвостовых поверхностей нагрева (водяного экономайзера и воздухоподогревателя);

г) экранирование топочной камеры;

д) организация водоподготовки;

е) установка теплофикационных экономайзеров;

ж) автоматизация отдельных процессов (установка автоматов питания котла водой, автоматического регулирования процесса горения, автоматического регулирования температуры перегрева пара и т. д.).

Обследование ряда промышленных котельных, переведенных на сжигание газа, показало, что они работают с химическим недожогом до 3-5% ввиду того, что наладка горелочных устройств не производилась и отсутствуют режимные карты работы котлоагрегатов. Как выявили режимно-наладочные испытания, только за счет регулировки работы газогорелочных устройств и снижения избытка воздуха в уходящих газах удавалось повысить к. п. д. котлоагрегатов как минимум на 5-6% и заметно снизить расход электроэнергии на привод тяго-дутьевых устройств.

Предотвращение коррозии хвостовых поверхностей нагрева обеспечивается их рациональным расположением, например, последний по ходу газов участок воздухонагревателя работает по прямоточной схеме, а высокотемпературный подогрев воздуха обеспечивается путем установки части подогревателя между секциями экономайзера, и т.д.

Перспективным с точки зрения повышения КПД является решение проблемы конденсации водяных паров уходящих газов, так как газы покидают котел в газообразном состоянии при

температуре выше точки росы ( $\approx 63^{\circ}\text{C}$ ) и уносят скрытую теплоту парообразования. Глубокая утилизация теплоты в конденсационных котлах возможна в случае обеспечения хвостовых поверхностей нагрева путем защитных покрытий, а также применения нержавеющей материалов.

В качестве примера приведены результаты испытаний КУ, оборудованных инжекционными горелками полного предварительного смешения, до и после наладки процесса горения. В результате испытаний было установлено, что горелки не подсасывают необходимого количества воздуха из-за слишком большого диаметра сопел. Однако пойти на уменьшение диаметра сопел и, соответственно, – на повышение инжекционной способности горелок было нельзя, так как из-за недостаточного давления газа перед горелками это привело бы к снижению производительности котлоагрегата.

Для снижения потери тепла от химического недожога было решено подавать в топочную камеру вторичный воздух за счет естественного присоса его через имеющиеся гляделки и лючки котла. Это мероприятие заметно снизило потерю тепла от химического недожога, но все же она оставалась достаточно высокой. Для дальнейшего повышения экономичности работы котла было предложено включить в работу имевшийся дутьевой вентилятор, а в поде топки проделать окна, удалив отдельные кирпичи, для поступления в нее воздуха от дутьевого вентилятора. Это заметно снизило потерю тепла от химического недожога и, несмотря на повышение потери тепла с уходящими газами (вследствие значительного увеличения избытка воздуха за котлом), КПД котлоагрегата увеличился на 3,3%.

Даже в тех случаях, когда горелочные устройства работают удовлетворительно, удастся повысить к. п. д. установки за счет режимной наладки, т.е. благодаря выбору наиболее экономичных режимов работы котла.

Особое внимание следует уделять ликвидации присосов воздуха в газовый тракт котельного агрегата, а также утечек из воздушного тракта. Присосы воздуха в газовый тракт не только снижают КПД котлоагрегата вследствие возрастания потери тепла с уходящими газами, но и увеличивают расход электроэнергии на привод тяго-дутьевых устройств.

Для улучшения работы конвективных поверхностей нагрева необходимо правильно организовать омывание поверхностей нагрева продуктами сгорания. В ряде случаев продукты горения движутся в газоходе неполным сечением, что приводит к выключению части рабочей поверхности нагрева.

При эксплуатации следует обращать внимание на плотность газовых перегородок. При наличии неплотностей в газовых перегородках часть продуктов горения протекает мимо поверхности нагрева, что повышает температуру уходящих газов и снижает КПД котлоагрегата.

Перевод котлоагрегатов на газообразное топливо, как показали многочисленные испытания, позволяет значительно снизить расход электроэнергии на собственные нужды в котельных установках. При сжигании твердого топлива электроэнергия расходуется на пылеприготовление или привод механических топочных устройств, тягу, дутье, приготовление и подачу питательной воды, транспорт твердого топлива и удаление очаговых остатков. При сжигании газообразного топлива расход электроэнергии на подачу и приготовление питательной воды сохраняется без изменения, а на пылеприготовление или привод механических топочных устройств, транспорт твердого топлива и очаговых остатков – отсутствует.

В котельных установках промышленных предприятий и электростанций значительное количество электроэнергии затрачивается на привод тяго-дутьевых устройств. Расход ее составляет около 40% от общего расхода на собственные нужды. Одним из источников снижения расхода электроэнергии является приведение тяго-дутьевой установки в соответствие с производительностью котлоагрегата и сопротивлением газового и воздушного трактов, а также внедрение в эксплуатацию экономичных способов регулирования производительности тяго-дутьевых машин.

В условиях эксплуатации при устойчивом сезонном газоснабжении значительный эффект может быть получен путем уменьшения диаметра рабочего колеса дымососа (вентилятора) на период работы котлоагрегата на газообразном топливе. Для этого необходимо иметь запасное рабочее колесо, рассчитанное для работы котлоагрегата на газообразном топливе.

При рациональной организации процессов сжигания топлива и теплообмена в котельных установках возможно привести к минимуму затраты первичной энергии топлива, снизить экологическую нагрузку на среду обитания и повысить надежность энергоснабжения. Для решения этих задач необходимо знание всех закономерностей движения сред и потоков теплоты, которые создают требуемое температурное поле в элементах котельного агрегата и обеспечивают производительность и надежную работу всей котельной установки.

Находящиеся в эксплуатации энергетические, промышленные и отопительные котельные установки изготовлены по разнообразным конструктивным схемам, что связано, с одной стороны, с различием в требованиях потребляющих установок, а с другой стороны – с различием в рабочих характеристиках топлива, что требует адекватной организации процессов горения и теплообмена.

## 4 ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ. ПАРОТУРБИННЫЕ И ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ

### 4.1 Общие понятия о тепловых двигателях, классификация

Тепловые двигатели составляют наибольшую группу среди первичных двигателей и используют первичные энергетические ресурсы в виде химического или ядерного топлива. Они состоят как минимум из двух преобразователей энергии – теплогенератора и расширительной машины. В теплогенераторе происходит преобразование химической (ядерной) энергии в тепловую энергию рабочего тела: пара или продуктов сгорания. В расширительной машине происходит термодинамический процесс расширения, в результате которого тепловая энергия рабочего тела преобразуется в механическую работу. Теплогенератор и расширительная машина могут быть пространственно как соединены (двигатели внутреннего сгорания), так и разъединены (паротурбинные установки, газотурбинные установки, паропоршневые двигатели, двигатели внешнего сгорания, и т.д.).

В химических, или огневых теплогенераторах преобразование химической энергии топлива в тепловую энергию рабочего тела может происходить в одну или две стадии. *Одностадийное* преобразование химической энергии в тепловую происходит при горении топлива в камере сгорания с образованием рабочего тела в виде продуктов сгорания при высоком давлении и высокой температуре (двигатели внутреннего сгорания, газотурбинные установки, воздушно-реактивные двигатели). Работа одностадийных теплогенераторов характеризуется тепловой мощностью (Вт), объемным теплонпряжением (Вт/м<sup>3</sup>), коэффициентом полезного действия теплогенератора (%). Рабочее тело, поступающее в расширительную машину, имеет заданные температуру и давление, определяемые жаростойкостью материала лопаток, сопл и др., а также моторесурсом. *Двухстадийное* преобразование химической энергии топлива в тепловую энергию рабочего тела происходит в паровых котлах (парогенераторах) и состоит из стадий:

- сжигание топлива в топках котлов с образованием высокотемпературных продуктов сгорания;

- получение рабочего тела в виде перегретого пара высокого давления в поверхностных теплообменниках путем передачи тепловой энергии от греющих продуктов сгорания к нагреваемому рабочему телу (жидкость, парожидкостная смесь, пар) через стенку поверхности нагрева.

Работа двухстадийного парогенератора характеризуется тепловой мощностью (Вт), коэффициентом полезного действия (%), удельным расходом топлива (кг/Дж). Рабочее тело (перегретый пар) имеют начальную энтальпию и температуру перегрева достаточные, чтобы в конце процесса расширения иметь влажность не более 13-14%; в расширительных машинах (паровых турбинах) большой мощности практикуется промежуточный перегрев пара, что дает возможность осуществить процесс расширения до предельно низкого давления с сохранением допустимой сухости пара.

Расширительные машины различают по конструкции рабочих органов – поршневые, роторно-поршневые, лопаточные (турбинные) и сопловые (реактивные). В *поршневых* машинах основными элементами являются: цилиндр, внутри которого поршень совершает возвратно-поступательное движение, преобразуемое с помощью кривошипно-шатунного механизма во вращательное движение, и органы впуска-выпуска рабочего тела. Последние являются золотниковыми, если рабочее тело подается в готовом виде, где впуск производят поочередно с двух сторон поршня, что позволяет сделать процесс непрерывным. Поршневые расширительные машины с внешним приготовлением рабочего тела малоэкономичны и практически вытеснены поршневыми двигателями внутреннего сгорания (ДВС), в которых рабочее тело с температурой до 2200-2400°C (продукты сгорания) готовятся внутри охлаждаемого цилиндра; в таких машинах применяются органы впуска-выпуска в виде клапанов. По числу ходов поршня (тактов), за которое совершается один рабочий цикл, различают четырехтактные и двухтактные ДВС.

По месту и способу приготовления смеси топлива с воздухом различают ДВС с внешним смесеобразованием (карбюраторные) и с внутренним (дизельные). В карбюраторных двигателях применяется принудительное воспламенение (электрические свечи зажигания или форсунки), в дизельных – самовоспламенение за счет более высокой степени сжатия. ДВС

используют в основном как транспортные: автомобильные, тракторные, судовые и т.д. для обеспечения непрерывности работы и получения необходимой мощности их делают многоцилиндровыми с однорядным, двухрядным V- и W-образным расположением блоков цилиндров.

Наилучшие результаты по удельной мощности и коэффициенту полезного действия достигаются в *турбопоршневых двигателях*, которые представляют собой комбинацию поршневого ДВС с турбокомпрессорной установкой, служащей для наддува.

*Сопловые* расширительные машины в простейшем варианте – это воздушно-реактивные двигатели прямоточного типа без каких-либо подвижных частей. Экономичность таких двигателей, установленных на летательных аппаратах, зависит от числа Маха: при  $M=0,8$  эффективный КПД  $\eta_e = 0,06$ , при  $M=3,0$   $\eta_e \cong 0,5$ . Турбокомпрессорные воздушно-реактивные двигатели работают с высокой экономичностью и на средних скоростях летательных аппаратов ( $M=0,5 \div 1,0$ ), т.к. степень сжатия воздуха лишь частично зависит от скорости набегающего потока.

#### *Классификация тепловых двигателей:*

Тепловые двигатели (ТД) можно различать по следующим признакам:

- источнику энергии: химические (топливные), ядерные, солнечные.
- виду рабочего тела: паровые, газовые, парогазовые.
- конструкции расширительной машины: поршневые, турбинные, сопловые (реактивные), комбинированные.

Области применения: стационарные, транспортные, теплоэнергетические (автомобильные, тракторные, судовые, авиационные и т.п.). Внутри каждого классификационного признака могут быть уточняющие признаки.

Различные типы тепловых двигателей имеют различные показатели экономичности, определяемой коэффициентом полезного действия. Предельные значения эффективного КПД ( $\eta_e$ ) приведены ниже:

- двигатели внутреннего сгорания (ДВС)	40-42
- паротурбинные установки (ПТУ)	42-43
- газотурбинные установки (ГТУ)	35-38
- парогазотурбинные установки (ПГТУ)	47-52



Предельная мощность двигателей также зависит от их типа. В общем, мощность всех генераторов полезной энергии ограничивается предельным значением мощности потока энергии. Помимо этого для каждого типа теплового двигателя имеются свои ограничения мощности. Так, предельная мощность паровых турбин, превышающая ныне уже 1200 МВт, определяется пропускной способностью последней ступени, т.е. допустимой по соображениям прочности длиной ее лопаток (до 1,5м). Предельная мощность газовых турбин значительно меньше, чем паровых – до 150 МВт. Поскольку отношение объемов газа в первой и последней ступени ГТ невелико (от 3 до 4), высота лопаток первой ступени равна примерно половине высоты лопаток последней ступени и при большой мощности имеет немалую величину (до 0,5м и больше). Высокая температура газа в зоне лопаток первой ступени создает для них особо тяжелые условия.

## 4.2 Паротурбинные установки

### 4.2.1 Назначение и классификация паровых турбин

Паротурбинная установка (ПТУ) включает следующий минимум составляющих элементов (рис. 4.1): паровой котел, в котором химическая энергия топлива преобразуется в тепловую энергию водяного пара; пароперегреватель, в котором происходит перегрев насыщенного пара; паровая турбина, в которой тепловая энергия пара преобразуется в механическую энергию ротора, приводящего в движение потребитель, например, электрогенератор; конденсатор, в котором отработанный пар конденсируется; насос, который подает конденсат в паровой котел.

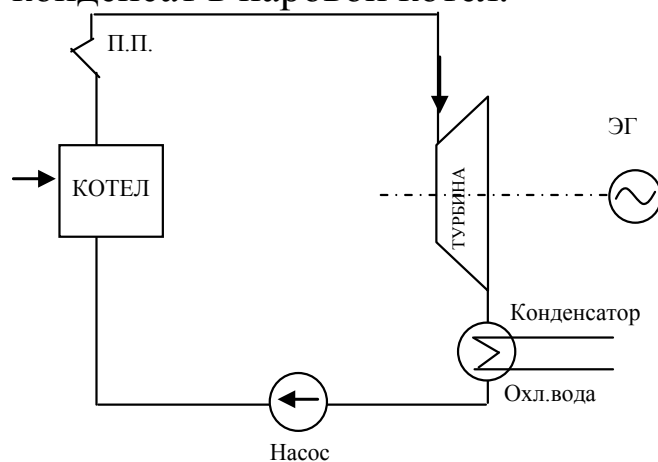


Рисунок 4.1 –  
Простейшая тепловая  
схема паротурбинной  
установки

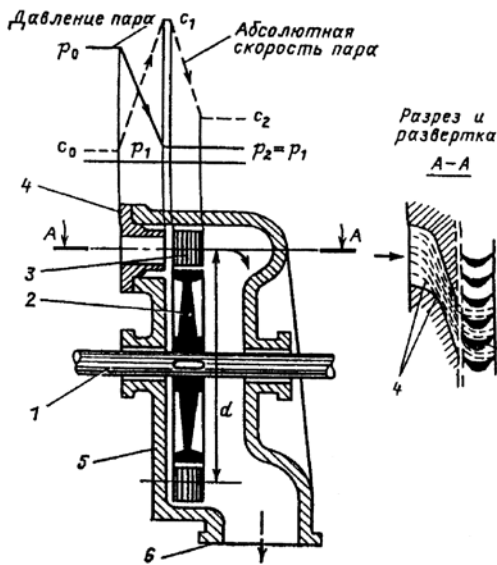


Рисунок 4.2 – Схематический разрез одноступенчатой активной турбины: 1 – вал; 2 – диск; 3 – рабочие лопатки; 4 – сопловая решетка; 5 – корпус; 6 – выпускной патрубок

турбины принято называть *активными*: преобразование потенциальной тепловой энергии пара в кинетическую осуществляется в соплах, а кинетическая энергия пара преобразуется в механическую работу в рабочих лопатках только за счет изменения направления движения потока при постоянном давлении. Скорость вращения в одноступенчатой активной турбине достигает огромных значений (до 30000 об/мин), поэтому ограничен диаметр диска  $d$  по условиям прочности, ограничена пропускная способность по пару, а, следовательно, ограничена и мощность. В многоступенчатой активной турбине со ступенями

Основной составляющей паротурбинной установки является паровая турбина. Первые паровые турбины Г.Лавалья (Швеция, 1883г.) были одноступенчатыми (рис. 4.2). Пар поступал в одно или несколько параллельно расположенных сопл, приобретал в них максимальную скорость при полном расширении от начального давления  $p_0$  до конечного  $p_1$ , и направлялся в рабочие лопатки, расположенные на ободе диска, сидящего жестко на валу турбины, и образующие решетку рабочих каналов. Давление до и после рабочих лопаток не изменялось, т.е.  $p_1=p_2$ . Такие

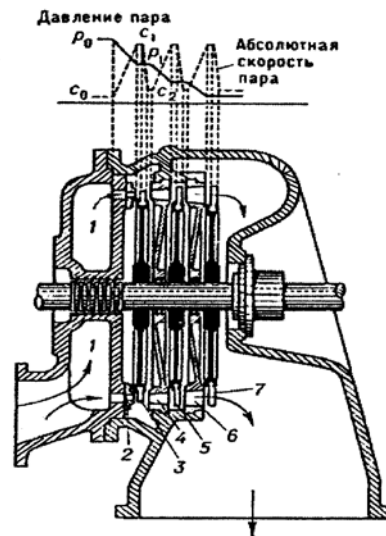


Рисунок 4.3 – Схематический продольный разрез активной турбины с тремя ступенями давления: 1–кольцевая камера свежего пара; 2–сопла 1-й ступени; 3–рабочие лопатки 1-й ступени; 4–сопла 2-й ступени; 5–рабочие лопатки второй ступени; 6–сопла 3-й ступени; 7–рабочие лопатки 3-й ступени.

давления (рис. 4.3), пар расширяется в несколько последовательно расположенных группах сопел, что способствует увеличению мощности двигателя. Активные турбины со ступенями скорости имеют обычно 2-3 ступени и обладают большой мощностью при малом размере и относительно низком КПД, особенно при высоких скоростях пара.

*Реактивные турбины* (рис. 4.4) (Ч.Парсонс, Англия, 1884г.) состоят из ступеней, включающих сопловые и рабочие лопаточные решетки, и расширение пара происходит как в той, так и в другой преобразуется в механическую работу в рабочих лопатках не только за счет изменения направления движения потока, но и за счет реакции как следствие увеличения относительной скорости при расширении пара в межлопаточных каналах рабочей решетки.

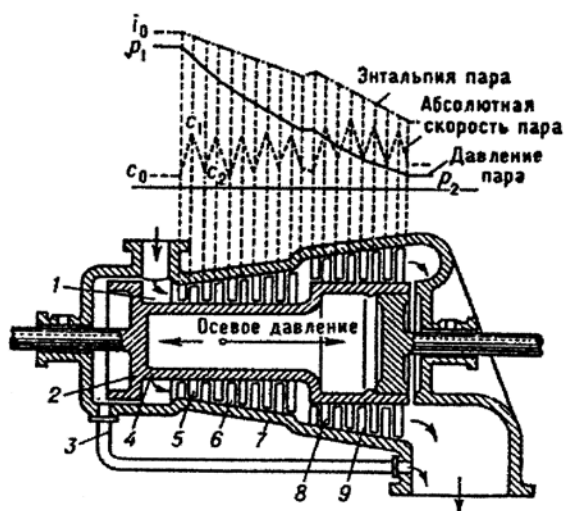


Рисунок 4.4 – Схематический разрез небольшой реактивной турбины: 1 – кольцевая камера свежего пара; 2 – разгрузочный поршень; 3 – соединительный паропровод; 4 – барабан ротора; 5, 8 – рабочие лопатки; 6, 9 – направляющие лопатки; 7 – корпус.

*Классификация* паровых турбин возможна по различным признакам:

- принципу преобразования тепловой энергии в механическую: активные; активные с реакцией; реактивные; смешанные
- параметрам свежего пара:
  - турбины среднего давления –  $p=3,45$  МПа,  $t=435^{\circ}\text{C}$ ;
  - турбины повышенного давления –  $p=8,8$  МПа,  $t=535^{\circ}\text{C}$ ;
  - турбины высокого давления –  $p=12,75$  МПа,  $t=565^{\circ}\text{C}$ ;
  - турбины сверхкритических параметров –  $p=23,55$  МПа,  $t=565^{\circ}\text{C}$ ;
- направлению движения рабочего тела:
  - радиальные (центростремительные и центробежные);
  - осевые, или аксеальные
- характеру теплового процесса и конечному состоянию рабочего тела:
  - конденсационные паровые турбины, в которых весь расход свежего пара, за исключением отборов на регенерацию,

протекая через проточную часть и расширяясь в ней до давления, меньшего чем атмосферное, поступает в конденсатор, где теплота отработавшего пара отдается охлаждающей воде и полезно не используется;

- турбины с противодавлением, отработавший пар которых с давлением, больше атмосферного, направляется к тепловым потребителям, использующим теплоту для отопительных или производственных целей;
- конденсационные турбины с регулируемым отбором пара, в которых часть пара отбирается из промежуточной ступени и отводится к тепловому потребителю при автоматически поддерживаемом постоянном давлении, а остальное количество пара продолжает работать в последующих ступенях и направляется в конденсатор;

В турбостроении приняты следующие обозначения турбин. Первая буква характеризует тип турбины: К – конденсационная, Т – конденсационная с теплофикационным отбором пара, П – с производственным отбором пара для промышленного производителя, ПТ – с производственным и теплофикационным регулируемые отборами пара, Р – с противодавлением, ПР – с производственным отбором и противодавлением. После буквы в обозначении указываются мощность турбины, МВт (если дробь, то в числителе номинальная, а в знаменателе – максимальная мощность), а затем начальное давление пара перед стопорным клапаном, турбины, кгс/см<sup>2</sup>. Под чертой для турбин типов П, ПТ, Р и ПР указывается номинальное давление производственного отбора или противодавление, кгс/см<sup>2</sup>. Например:

- Т – 250/300 – 240 – теплофикационная турбина с номинальной электрической мощностью 250 МВт, максимальной электрической мощностью 300 МВт и начальным давлением пара 240 кгс/см<sup>2</sup> (23,5 МПа);
- ПТ – 135/165 – 130/15 – конденсационная турбина с теплофикационным и производственным отборами пара с номинальной электрической мощностью 135 и максимальной 165 МВт, начальным давлением пара 130 кгс/см<sup>2</sup> (12,75 МПа) и давлением производственного отбора 15 кгс/см<sup>2</sup> (1,49 МПа).

Конденсационные турбины мощностью свыше 150 МВт работают с промежуточным перегревом пара.

#### 4.2.2 Принцип действия турбины. Состав турбины, назначение отдельных элементов

Паровая турбина является двигателем, в котором потенциальная энергия пара превращается в механическую работу вращающегося ротора. Всякая турбина (рис. 4.5) состоит из неподвижных и вращающихся частей. Совокупность всех неподвижных частей принято называть *статором* турбины, а вращающихся – *ротором*. Рассмотрим в качестве примера конструкцию одноцилиндровой конденсационной турбины мощностью 50 МВт с начальными параметрами пара 8,8 МПа, 535<sup>0</sup>С. В этой турбине применен комбинированный ротор. Первые 19 дисков, работающих в зоне высокой температуры, откованы как одно целое с валом турбины, последние три диска – насадные. Применение насадных дисков в зоне высокой температуры, как правило, не допускается во избежание ослабления натяга их на валу из-за ползучести. Выполнение же трех последних дисков цельноковаными потребовало бы увеличения диаметра поковки ротора.

Совокупность неподвижной сопловой решетки, закрепленной в сопловых коробках или диафрагмах, со своей вращающейся рабочей решеткой, закрепленной на следующем по ходу пара диске, принято называть *ступенью турбины*. Проточная часть рассматриваемой одноцилиндровой турбины состоит из 22 ступеней, из которых первая называется *регулирующей*, вторая – *первой нерегулируемой*, а все остальные, кроме последней, – *промежуточными*.

В каждой сопловой решетке поток пара ускоряется в сопловых каналах специально выбранного профиля и приобретает необходимое направление для безударного входа в каналы между рабочими лопатками. Усилия, развиваемые потоком пара на рабочих лопатках, вращают диски и связанный с ними вал.

По мере понижения давления пара при прохождении от первой к последней ступени удельный объем пара сильно растет, что требует увеличения проходных сечений сопловых и рабочих решеток, и соответственно высоты лопаток и среднего диаметра ступеней.

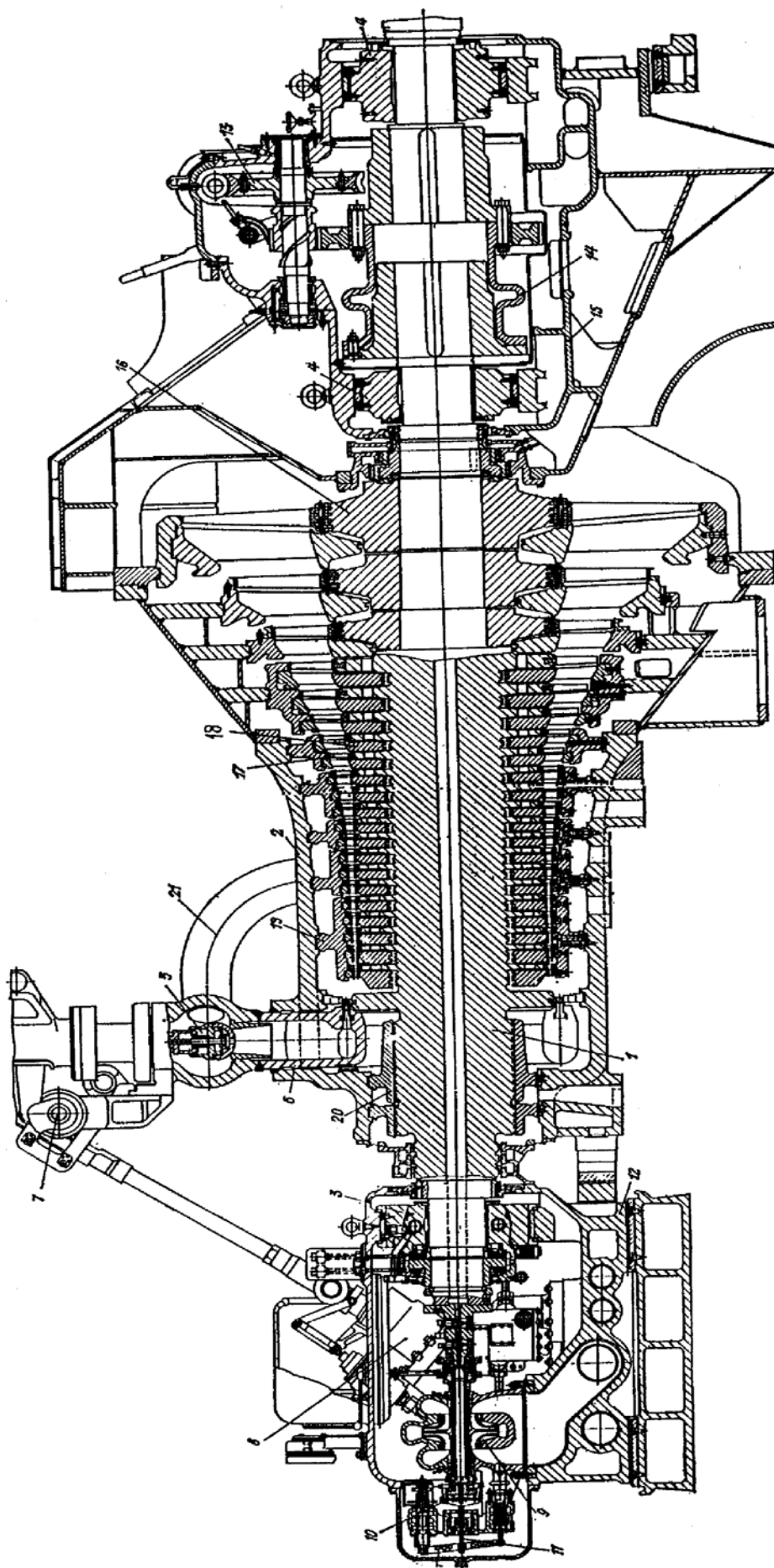


Рисунок 4.5 – Продольный разрез турбины К-50-90: 1 – ротор турбины; 2 – корпус турбины; 3 – опорно-упорный подшипник; 4 – опорный подшипник; 5 – регулирующий лопатки; 6 – сопловая коробка; 7 – кулачковый вал; 8 – сервомотор; 9 – главный масляный насос; 10 – регулятор скорости; 11 – следящий золотник; 12 – картер переднего подшипника; 13 – валоповоротное устройство; 14 – соединительная муфта; 15 – выхлопной патрубков турбины; 16 – насадные диски; 17 – рабочие лопатки; 18 – диафрагмы; 19 – обоймы диафрагм; 20 – обоймы диафрагмы; 21 – перепускная труба (от стопорного к регулирующему клапану).

К переднему торцу ротора прикреплен приставной конец вала, на котором установлены бойки предохранительных выключателей (датчики автомата безопасности), воздействующие на стопорный и регулирующие клапаны и прекращающие доступ пара в турбину при повышении частоты вращения ротора на 10-12% по сравнению с расчетной.

Приставной конец вала с помощью гибкой муфты соединен с валом главного масляного насоса, корпус которого своим всасывающим патрубком прикреплен к приливу картера переднего подшипника.

Главный масляный насос предназначен для подачи масла в систему смазки подшипников турбины и генератора (при давлении 0,15 МПа) и в систему регулирования (при давлении 2 МПа), обеспечивающую автоматическое поддержание заданной частоты вращения ротора турбины. Датчиком частоты вращения является быстроходный упругий регулятор скорости, установленный на конце вала насоса. Со стороны выхода пара ротор турбины соединен полугибкой муфтой с ротором генератора.

Статор турбины состоит из корпуса, в который вварены сопловые коробки, соединенные с помощью сварки с клапанными коробками, установлены обоймы концевых уплотнений, обоймы диафрагм, сами диафрагмы и их уплотнения. Корпус этой турбины кроме обычного горизонтального разъема имеет два вертикальных разъема, разделяющих на переднюю, среднюю части и выходной патрубок. Передняя часть корпуса – литая, средняя и выходной патрубок – сварные.

К неподвижным частям турбины относятся также картеры ее подшипников. В переднем картере расположен опорно-упорный подшипник, в заднем – опорные подшипники роторов турбины и генератора.

Передний картер установлен на фундаментной плите и при тепловом расширении корпуса турбины может свободно перемещаться по этой плите. Задний же картер выполнен за одно целое с выхлопным патрубком турбины, который при тепловых расширениях остается неподвижным благодаря его фиксации пересечением поперечной и продольной шпонок, называемым фиксунктом, или мертвой точкой.

Передняя часть корпуса турбины соединена с передним картером с помощью специальных лап, предусмотренных на корпусе, и поперечных шпонок, установленных на боковых приливах картера. Благодаря такому соединению тепловые расширения корпуса турбины при прогреве и тепловые укорочения его при остывании полностью передаются переднему картеру, который, скользя по фундаментной плите, с помощью упорного подшипника перемещает ротор на такую величину, как и тепловое удлинение или укорочение корпуса, что обеспечивает неизменность в допустимых пределах осевых зазоров в проточной части турбины между вращающимися и неподвижными элементами. В заднем картере турбины расположено валоповоротное устройство, предназначенное для медленного вращения ротора при пуске и остановке турбины. Оно состоит из электродвигателя, к ротору которого присоединен червяк, входящий в зацепление с червячным колесом, насаженным на промежуточный валик. На винтовой шпонке этого валика установлена ведущая цилиндрическая шестерня, которая при включении валоповоротного устройства входит в зацепление с ведомой цилиндрической шестерней, сидящей на валу турбины. После подачи пара в турбину частота вращения ротора повышается и ведущая шестерня автоматически выходит из зацепления из-за проворачивания ее по винтовой шпонке.

Основным назначением валоповоротного устройства является предотвращение теплового искривления ротора и нагрева баббитовой заливки подшипников при остывании и пуске турбины.

Основные узлы системы регулирования рассматриваемой турбины: четыре клапана, регулирующих подачу пара в турбину, распределительный кулачковый валик, проворачиваемый зубчатой рейкой поршневого сервомотора, получающего импульс от регулятора скорости и открывающего или закрывающего клапаны. Профили кулачков выполнены таким образом, что регулирующие клапаны открываются поочередно один за другим. Такое последовательное открытие или закрытие их позволяет исключить дросселирование пара, проходящего через полностью открытые клапаны при сниженных нагрузках турбины, т.е. дросселируется лишь та часть пара, которая проходит через частично открытый клапан.



Эта система парораспределения называется *сопловой* в отличие от *дроссельной*, где все количество пара как при полной, так и при сниженных нагрузках проходит через один или несколько одновременно открывающихся клапанов и, дросселируясь, поступает к соплам первой ступени с пониженным давлением. Понижение давления приводит к уменьшению располагаемого теплоперепада и соответствующему снижению экономичности турбины.

Основная потеря теплоты в турбинной установке происходит в ее конденсаторе. Для уменьшения этой потери в корпусе турбины предусмотрено несколько патрубков, через которые пар отбирается из промежуточных ступеней на подогрев питательной воды, подаваемой в котел.

### 4.2.3 Преобразование энергии в турбинной ступени

Под *турбинной ступенью* понимается совокупность неподвижного ряда сопловых лопаток, в каналах которых ускоряется поток пара или газа, и подвижного ряда рабочих лопаток, в которых энергия движущегося пара или газа преобразуется в механическую работу на вращающемся роторе по преодолению сил сопротивления приводимой машины.

На рис. 4.6 представлен схематический чертеж турбинной ступени осевого типа: в продольном разрезе вдоль оси ротора (верхняя часть от оси ротора) и развертка цилиндрического сечения диаметра  $d$  по части сопловых и рабочих лопаток. В каналах сопловых лопаток рабочее тело (пар или газ паровой или газовой турбины) расширяется от давления перед сопловыми лопатками  $p_0$  до давления в зазоре между сопловыми и рабочими лопатками  $p_1$ . На выходе из сопловых лопаток рабочее тело приобретает в процессе расширения скорость  $c_1$ , направленную под углом  $\alpha_1$  к вектору окружной скорости рабочих лопаток. Направление потока под углом задается соответствующей формой и установкой сопловых лопаток, которые хорошо видны на рис. 4.6. Рабочие лопатки перемещаются перед соплами с окружной скоростью  $u$ . Значение этой скорости зависит от диаметра  $d$ , на котором расположены рабочие лопатки, и от частоты вращения ротора  $n$ :  $u = \pi d n$

На входе в рабочие лопатки рабочее тело в относительном движении перемещается с относительной скоростью  $W_1$ . Вектор

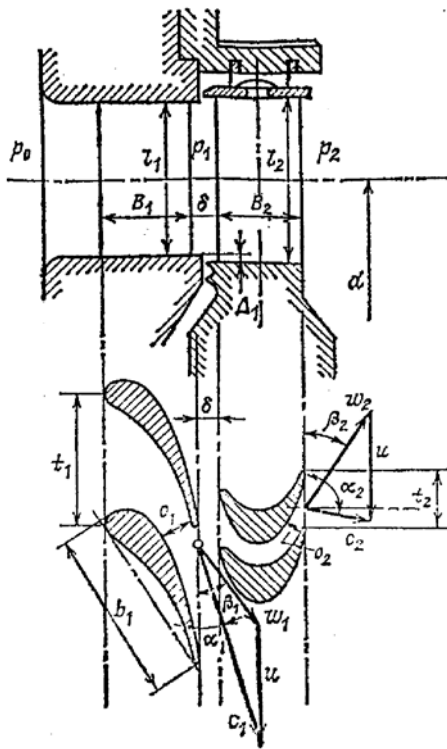


Рисунок 4.6 – Проточная часть осевой ступени и развертка цилиндрического сечения по среднему диаметру ступени:  $O_1$ ,  $O_2$  – размеры горла сопловой и рабочей решеток

относительной скорости  $\bar{w}_1$ , как известно, определяется геометрическим вычитанием из абсолютной скорости  $\bar{c}_1$  переносной скорости  $\bar{u}$ . Векторы абсолютной  $\bar{c}_1$ , переносной  $\bar{u}$  и относительной скорости  $w_1$  образуют треугольник скоростей на входе в рабочие лопатки. Угол между векторами относительной и переносной (окружной) скоростей обозначают  $\beta_1$ . Направление входных кромок рабочих лопаток при изготовлении определяется направлением относительной скорости, т.е. углом  $\beta_1$ . Направление входных кромок рабочих лопаток при изготовлении определяется направлением относительной скорости, т.е. углом  $\beta_1$ . При течении в каналах рабочих лопаток происходит дальнейшее расширение рабочего тела от давления  $p_1$  до давления  $p_2$  за рабочими лопатками, а также поворот потока. За счет поворота потока и расширения рабочего тела на рабочих лопатках создается усилие и, следовательно, крутящий момент на роторе, который и производит работу по преодолению сил сопротивления приводимой машины. За счет поворота потока в каналах рабочих лопаток создается активная часть усилия, а за счет ускорения потока в каналах рабочих лопаток – реактивная часть усилия, действующего на рабочие лопатки.

На выходе из каналов рабочих лопаток относительная скорость рабочего тела обозначается  $w_2$  и определяется кинетической энергией в относительном движении на входе в каналы рабочей решетки и энергией при расширении рабочего тела от давления  $p_1$  до давления  $p_2$ . Сложив векторы относительной  $\bar{w}_2$  и переносной  $\bar{u}$  (окружной) скоростей, получим вектор абсолютной скорости  $\bar{c}$ . Угол вектора скорости  $\bar{w}_2$  с направлением, обратным  $\bar{u}$ , обозначают  $\beta_2$ , а его значение

относительной скорости  $\bar{w}_1$ , как известно, определяется геометрическим вычитанием из абсолютной скорости  $\bar{c}_1$  переносной скорости  $\bar{u}$ . Векторы абсолютной  $\bar{c}_1$ , переносной  $\bar{u}$  и относительной скорости  $w_1$  образуют треугольник скоростей на входе в рабочие лопатки. Угол между векторами относительной и переносной (окружной) скоростей обозначают  $\beta_1$ . Направление входных кромок рабочих лопаток при изготовлении определяется направлением относительной скорости, т.е. углом  $\beta_1$ . Направление входных кромок рабочих лопаток при изготовлении определяется направлением относительной скорости, т.е. углом  $\beta_1$ . При течении в каналах рабочих лопаток происходит дальнейшее

определяется формой профиля рабочей лопатки и ее установкой на роторе; при этом направлением выходной кромки рабочей лопатки определяется направление относительной скорости потока на выходе из рабочих лопаток. Угол вектора скорости  $\bar{c}_2$  с направлением, обратным  $\bar{u}$ , обозначают  $\alpha_2$ . Треугольник скоростей, образованный векторами  $\bar{w}_2$ ,  $\bar{u}$  и  $\bar{c}_2$ , называют *выходным*.

Процесс течения рабочего тела в турбинной ступени изображен на рис. 4.7 в  $h,s$ - диаграмме. Расширение рабочего тела в сопловых каналах ступени от состояния перед ступенью,

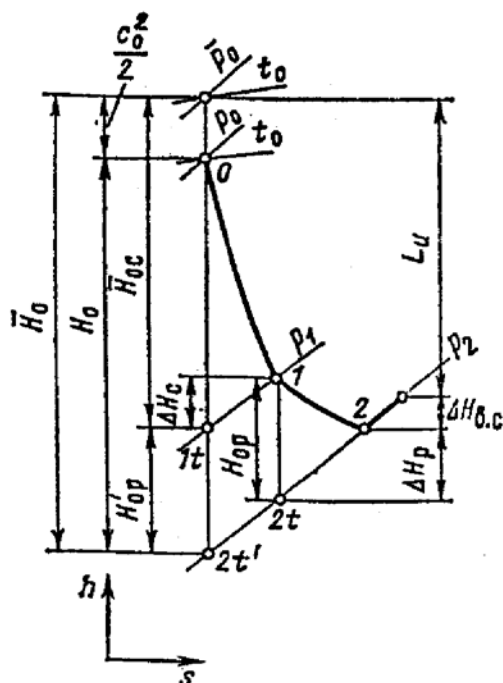


Рисунок 4.7 – Процесс течения пара (газа) в турбинной ступени в  $h,s$ -диаграмме

определяемое точкой  $0$ , до точки  $1t$  теоретическому (изоэнтропному) процессу течения в соплах. Реальный процесс в соплах сопровождается потерями энергии  $\Delta H_c$ , которые в виде теплоты вновь возвращаются в поток и повышают энтальпию за соплами. Действительное состояние рабочего тела за соплами изображается точкой  $1$ . Разность энтальпий  $h_0 - h_{1t}$  в сумме с кинетической энергией на входе в сопла  $c_0^2/2$  составляет располагаемую энергию в соплах  $\bar{H}_{0c}$ , равную кинетической энергии потока на выходе из сопел  $c_{1t}^2/2$  при истечении без потерь энергии. В соответствии с уравнением энергии теоретическая скорость потока на выходе из сопел определяется по формуле:

$$c_{1t} = \sqrt{2(h_0 - h_{1t}) + c_0^2} = \sqrt{2\bar{H}_{0c}}.$$

Действительная скорость истечения из сопел из-за потерь энергии в соплах меньше  $c_{1t}$ :  $c_1 = \varphi c_{1t}$ , где  $\varphi$  – коэффициент скорости сопла.

Теоретический процесс расширения рабочего тела в рабочих лопатках изображается линией от точки  $1$  до точки  $2t$ ; разность

определяемое точкой  $0$ , до точки  $1t$  теоретическому (изоэнтропному) процессу течения в соплах. Реальный процесс в соплах сопровождается потерями энергии  $\Delta H_c$ , которые в виде теплоты вновь возвращаются в поток и повышают энтальпию за соплами.

Действительное состояние рабочего тела за соплами изображается точкой  $1$ . Разность энтальпий  $h_0 - h_{1t}$  в сумме с кинетической энергией на входе в сопла  $c_0^2/2$  составляет располагаемую энергию в соплах  $\bar{H}_{0c}$ , равную кинетической энергии потока на выходе из сопел  $c_{1t}^2/2$  при истечении без потерь энергии. В соответствии с уравнением энергии теоретическая скорость потока на выходе из сопел определяется по формуле:

$h_1 - h_{2t}$  обозначается  $H_{0p}$  и называется *располагаемым теплоперепадом рабочих лопаток*, разность  $h_2 - h_{2t}$  представляет собой потери энергии в рабочих лопатках  $\Delta H_p$ . Для потока в относительном движении в каналах рабочих лопаток уравнение энергии для сечений на входе и выходе из каналов рабочих лопаток запишется в следующем виде:

$$h_1 + \frac{w_1^2}{2} = h_2 + \frac{w_2^2}{2}.$$

В правой части этого уравнения отсутствует член, характеризующий отводимую от рабочих лопаток к ротору турбины механическую работу, так как механическая работа силы взаимодействия между лопаткой и потоком в координатах движущейся лопатки равна нулю. Выражение для определения теоретической скорости потока в относительном движении имеет вид:

$$w_{2t} = \sqrt{2(h_1 - h_{2t}) + w_1^2}.$$

Действительная скорость на выходе из рабочих лопаток будет меньше  $w_{2t}$ :  $w_2 = \psi w_{2t}$ ,

где  $\psi$  - коэффициент скорости рабочих лопаток.

Потери энергии  $\Delta H_p$  находятся по формуле:  $\Delta H_p = \frac{w_{2t}^2}{2} - \frac{w_2^2}{2}$ .

На рис. 4.7 отрезок  $H_0$ , равный разности  $h_0 - h_{2t}$ , изображает располагаемый теплоперепад ступени по статическим параметрам, а отрезок  $H_0$ , включающий кинетическую энергию скорости на входе в сопла  $c_0^2/2$ , изображает располагаемый теплоперепад ступени по параметрам полного торможения перед ступенью и статическому давлению за ступенью. Если на выходе из рабочих лопаток поток, обладающий кинетической энергией  $c_0^2/2 = \Delta H_{в.с.}$ , попадает в емкую камеру, то эта энергия расходуется на повышение температуры рабочего тела вследствие изобарического торможения в этой камере. Величина  $\Delta H_{в.с.}$  называется *потерей энергии с выходной скоростью ступени* и изображается в  $h, s$ -диаграмме, как показано на рис. 4.6.

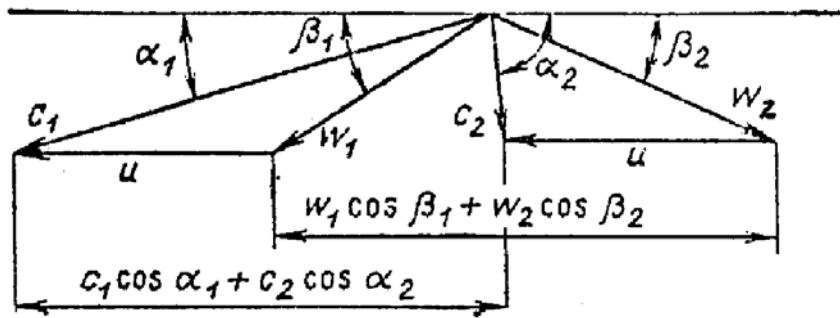


Рисунок 4.8 – Треугольники скоростей для потока пара (газа) в турбинной ступени

Изображенные на рис. 4.6 треугольники скоростей на входе и выходе из рабочих лопаток при расчете турбинной ступени обычно совмещают вершинами в одну точку (рис. 4.8). Для построения треугольников скоростей угол  $\alpha_1$  вектора скорости  $c_1$  выбирают в интервале от  $11^\circ$  до  $20-25^\circ$ . Из геометрии входного треугольника скоростей определяют относительную скорость  $w_1$  и угол  $\beta_1$ . Для построения выходного треугольника скоростей определяют относительную скорость  $w_2$ , а угол  $\beta_2$  вектора скорости  $\bar{w}_2$  обычно вычисляют по уравнению неразрывности, составленному для выходного сечения рабочих лопаток.

Соотношения между скоростями и углами потока в турбинной ступени в большой степени зависят от *степени реактивности ступени*  $\rho$ . Под степенью реактивности ступени понимается отношение располагаемого теплоперепада рабочих лопаток к сумме располагаемых теплоперепадов сопловых и рабочих лопаток, которая приближенно равна располагаемому теплоперепаду ступени по параметрам торможения:

$$\rho = \frac{N_{\text{ор}}}{\bar{N}_{\text{ос}} + N_{\text{ор}}} \approx \frac{N_{\text{ор}}}{\bar{N}_0}$$

Чем выше степень реактивности  $\rho$ , тем больше ускоряется поток в рабочих лопатках и, следовательно, относительная скорость на выходе  $w_{2t}$ , увеличивается по сравнению со скоростью  $w_1$ . Ступень со степенью реактивности, равной нулю, называется *активной*. В активной ступени в рабочих лопатках не происходит расширения рабочего тела, давление перед рабочими лопатками равно давлению за рабочими лопатками  $p_1 = p_2$ .

Турбинные ступени со степенью реактивности до 0,2-0,25 относят также к активному типу. Турбинные ступени, в которых степень реактивности равна 0,4-0,6 и более, называют *реактивными*. В многоступенчатых реактивных турбинах обычно применяют реактивные ступени со степенью реактивности  $\rho=0,5$ . Степень реакции переменна по высоте лопаток и по длине проточной части. Так, для турбины К-800-240 в первой нерегулируемой ступени корневая степень реакции  $\rho_k=0,06$ , периферийная  $\rho_n=0,32$ , средняя  $\rho=0,20$ . В последней ступени  $\rho_k=0,30$ ,  $\rho_n=0,82$ ,  $\rho=0,69$ .

Как правило, чисто активные ступени ( $\rho=0$ ) не используют на практике. Реальные активные ступени всегда имеют некоторую положительную реактивность для обеспечения конфузурности течения в каналах рабочих лопаток. Как известно из гидрогазодинамики, при конфузурности течения снижаются потери энергии в потоке.

#### 4.2.4 Тепловой цикл и КПД

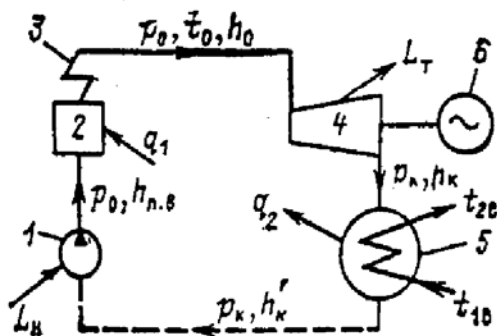


Рисунок 4.9 – Принципиальная схема теплоэнергетической установки: 1 – питательный насос; 2 – котел; 3 – перегреватель; 4 – турбина; 5 – конденсатор; 6 – электрический генератор

Простейшая теплоэнергетическая паротурбинная установка (рис. 4.9) состоит из парового котла, пароперегревателя, паровой турбины, потребителя механической энергии (например, электрогенератора), конденсатора, питательного насоса. В установке применяется цикл с полной конденсацией отработавшего пара – цикл Ренкина. Идеальный цикл для паросиловой установки, работающей с перегретым паром представлен на рис. 4.10:  $aa'$  – процесс адиабатного сжатия воды

в питательном насосе (повышение энтальпии рабочего тела  $L_n=h_{пв}-h_k$  при этом незначительно и составляет всего  $\sim 3$  кДж/кг);  $a,b$  – процесс нагрева воды в котле до температуры кипения;  $bc$  – испарение воды в котле;  $cd$  – перегрев пара в перегревателе;  $de$  –

изоэнтропное расширение пара в турбине;  $ea'$  - конденсация отработавшего пара в конденсаторе.

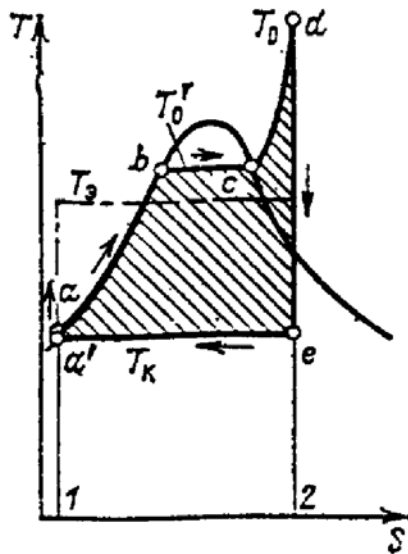


Рисунок 4.10 – Идеальный цикл теплоэнергетической установки (цикл Ренкина) в  $T,s$ -диаграмме

Процессы нагрева, испарения и перегрева воды в котле происходят при постоянном давлении. Следовательно, все количество теплоты  $q_1$ , переданное 1 кг воды и пара, целиком идет на повышение энтальпии рабочего вещества от энтальпии питательной воды  $h_{п.в.}$  до энтальпии свежего пара  $h_0$  и равно из разности:  $q_1 = h_0 - h_{п.в.}$ . Это количество теплоты в  $T, s$  – диаграмме изображается площадью  $1abcd21$ .

Из турбины пар поступает в конденсатор, где при постоянном давлении конденсируется и отдает теплоту  $q_2$  охлаждающей воде. Эту теплоту можно определить как разность энтальпий отработавшего пара при изоэнтропном расширении его в турбине  $h_{kt}$  и конденсата  $h'_k$  (в идеальном цикле Ренкина):

$$q_2 = h_{kt} - h'_k.$$

Полезная теоретическая работа 1 кг пара равна разнице между подведенной и отведенной теплотой:

$$L = q_1 - q_2 = (h_0 - h_{п.в.}) - (h_{kt} - h'_k) = (h_0 - h_{kt}) - (h_{п.в.} - h'_k)$$

Разность энтальпий  $h_0 - h_{kt}$  представляет собой работу 1 кг пара в идеальной турбине. Разность энтальпий  $h_{п.в.} - h'_k$  есть работа, затрачиваемая на сжатие 1 кг воды в питательном насосе.

Полезная теоретическая работа 1 кг пара эквивалентна заштрихованной площади в  $T,s$ -диаграмме. Отношение этой работы к подведенной теплоте называется *абсолютным*, или *термическим*, КПД идеальной установки:

$$\eta_t = \frac{L}{q_1} = \frac{(h_0 - h_{kt}) - (h_{п.в.} - h'_k)}{h_0 - h_{п.в.}}$$

Вычитая и прибавляя в знаменателе этого выражения величину  $h'_k$  получаем:

$$\eta_t = \frac{(h_0 - h_{kt}) - (h_{п.в.} - h'_k)}{(h_0 - h'_k) - (h_{п.в.} - h'_k)}$$

Если экономичность турбинной установки рассматривать без учета работы питательного насоса, то абсолютный КПД идеального цикла будет равен

$$\eta_t = \frac{h_0 - h_{kt}}{h_0 - h'_k} = \frac{H_0}{h_0 - h'_k},$$

где величину  $H_0 = h_0 - h_{kt}$  принято называть *располагаемым теплоперепадом* турбины.

Значения располагаемого теплоперепада  $H_0$  удобно определять при помощи  $h,s$  – диаграммы. Значение  $H_0$  можно определить также расчетным путем. При этом, если расширение заканчивается в области перегретого пара, используется уравнение идеального газа:

$$H_0 = \frac{k}{k-1} p v_0 \left( 1 - \left( \frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right),$$

где  $k=1,3$  – показатель изоэнтропы для перегретого пара,  $p_0, p_k$  – начальное и конечное давление пара;  $v_0$  – начальный удельный объем пара.

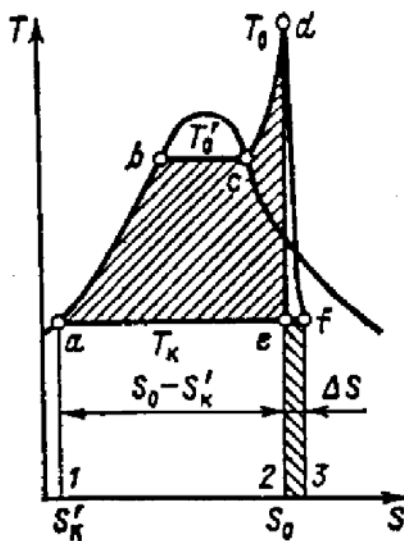


Рисунок 4.11 – Действительный тепловой цикл в  $T,s$ -диаграмме

В действительности процесс расширения пара в турбине имеет значительную степень необратимости, так как течение его в проточной части сопровождается заметными потерями работы. Поэтому линия процесса расширения отклоняется от изоэнтропы на диаграммах  $h,s$  и  $T,s$  (рис. 4.11) в сторону увеличения энтропии.

В результате увеличения



энтропии отработавшего пара при неизменном давлении энтальпия его повышается, разность начальной и конечной энтальпий, представляющая собой действительную работу, развиваемую 1 кг пара в турбине, соответственно уменьшается и становится равной  $L_T = h_0 - h_k = H_i$ .

Действительную работу, которую развивает 1 кг пара внутри турбины, принято называть *использованным теплоперепадом*  $H_i$  турбины. Отношение использованного теплоперепада  $H_i$  к располагаемому  $H_0$  называется относительным внутренним КПД  $\eta_{oi}$  турбины:  $\eta_{oi} = H_i / H_0$ .

Отношение использованного теплоперепада  $H_i$  к теплоте, подведенной к 1 кг рабочего вещества в котле  $q_1$ , называется *абсолютным внутренним КПД* турбоустановки  $\eta_i$ :

$$\eta_i = \frac{H_i}{q_1} = \frac{H_i}{h_0 - h'_k} = \frac{H_0 H_i}{(h_0 - h'_k) H_0} = \eta_t \eta_{oi}.$$

Абсолютный внутренний КПД можно представить и как отношение внутренней мощности турбины  $N_i$  к секунднему расходу теплоты  $Q$ , подведенной к рабочему веществу в котле:

$$\eta_i = \frac{L_T G}{q_1 G} = \frac{N_i}{Q}.$$

Эффективная мощность  $N_e$ , которая может быть передана валу приводимой машины, меньше внутренней мощности  $N_i$  на величину механических потерь  $\Delta N_m$  турбины:  $N_e = N_i - \Delta N_m$ .

Отношение эффективной мощности к внутренней называется *механическим КПД* турбины:  $\eta_m = N_e / N_i$ .

Теоретическая мощность идеальной турбины, в которой использованный теплоперепад равен располагаемому, определяется уравнением:  $N_0 = G H_0$ .

Отношение эффективной мощности к теоретической называется относительным эффективным КПД  $\eta_{oe}$  турбины:

$$\eta_{oe} = \frac{N_e}{N_0} = \frac{N_i N_e}{N_0 N_i} = \eta_{oi} \eta_m.$$

Отношение эффективной мощности турбины к расходуемому количеству теплоты, подведенной в котле, называется *абсолютным эффективным* КПД турбоустановки:

$$\eta_e = \frac{N_e}{Q} = \frac{N_i N_e}{Q N_i} = \eta_i \eta_m = \eta_t \eta_{oi} \eta_m = \eta_t \eta_{oe}.$$

Отношение мощности на зажимах электрического генератора  $N_g$  к эффективной мощности  $N_e$  называется КПД электрического генератора  $\eta_{эг}$ :  $\eta_{эг} = N_g / N_e$ .

Отношение электрической мощности генератора к теоретической мощности идеальной турбины называется *относительным электрическим* КПД турбоагрегата:

$$\eta_{оэ} = \frac{N_g}{N_0} = \frac{N_e N_g}{N_0 N_e} = \eta_{oe} \eta_{эг} = \eta_{oi} \eta_m \eta_{эг}.$$

Произведение абсолютного (термического) КПД на относительный электрический называется *абсолютным электрическим* КПД турбоустановки:  $\eta_o = \eta_t \eta_{оэ} = \eta_t \eta_{oi} \eta_m \eta_{эг}$ .

Из последнего выражения следует, что существуют два пути повышения экономичности турбоустановки. Первый путь направлен на увеличение термического КПД цикла за счет повышения разности средней температуры подвода теплоты в котле и температуры, при которой отводится теплота в конденсаторе. Второй путь заключается в совершенствовании конструкции турбины и генератора, главным образом в уменьшении потерь в проточной части турбины, механических потерь и потерь в генераторе. Классификация КПД и мощностей турбинной установки приведена в табл. 4.1.

При оценке эффективности электрической станции в целом необходимо дополнительно учитывать потери теплоты в котле, расход энергии на привод питательных насосов, потери давления и теплоты в паропроводах и др.

Таблица 4.1 – Мощности и КПД турбинных установок

КПД	Относительный КПД	Абсолютный КПД турбоустановки	Мощность
Идеальной турбины	1	$\eta = \frac{H_0}{h_0 - h'_k}$	$N_0 = GH_0$
Внутренний	$\eta_0 = \frac{H_i}{H_0}$	$\eta_i = \eta_t \eta_{oi}$	$N_i = GH_i = N_0 \eta_{oi}$
Эффективный	$\eta_{oe} = \eta_{oi} \eta_m$	$\eta_e = \eta_t \eta_{oe}$	$N_e = GH_i \eta_m = N_0 \eta_{oe}$
Электрический	$\eta_{oэ} = \eta_{oi} \eta_m \eta_{э.}$	$\eta_{э} = \eta_t \eta_{oэ}$	$N_{э} = GH_i \eta_m \eta_{э.г.} = N_0 \eta_{o.э}$

Внутренняя мощность турбины, Дж/с, определяется по формуле:  $N_i = GH_i$ .

Удельный расход пара на выработку 1 кВт·ч электроэнергии равен:  $d_{э} = \frac{3600G}{H_0 \eta_{o.э}}$ .

Экономичность конденсационных турбин, кДж/(кВт ч), как правило, оценивается по удельному расходу теплоты на один выработанный киловатт-час и подсчитывается по формуле

$$q_{э} = d(h_0 - h'_k) = \frac{3600}{\eta_{э}},$$

где  $h_0$  – энтальпия свежего пара, кДж/кг;  $h'_k$  – энтальпия конденсата отработавшего пара, кДж/кг.

Поскольку 1кВт=1кДж/с, отношение расхода теплоты, выраженного в килоджоулях в секунду, к 1кВт является безразмерной величиной:  $Q = 1/\eta_{э}$ , представляющей собой обратную величину абсолютного электрического КПД.

### 4.2.5 Пути повышения КПД

Исследование влияния факторов на КПД турбины дает возможность обосновать следующие направления его повышения:

- повышение параметров свежего пара –  $p_0, t_0$ . Повышение давления должно сопровождаться повышением температуры перегрева. Если при  $p_k$  влажность пара больше 14%, резко падает КПД и возрастает эрозия рабочих лопаток. Поэтому параметры пара современных турбин тепловых электростанций имеют значения:  $p_0=12,75\div 23,5$  МПа,  $t_0=540\div 565^\circ\text{C}$ . Увеличение  $t_0$  сдерживается прочностью металла лопаток;

- *снижение конечного давления  $p_k$* . В современных конденсационных турбинах  $p_k=3,5\div 4$  кПа, соответствует температуре насыщения;

- *промежуточный перегрев пара* (рис. 4.12). Пар после расширения в ЦВД турбины направляется в котел для вторичного перегрева, где его температура повышается от  $t_1$  до  $t_{\text{пп}}$ . Промежуточный перегрев позволяет турбине работать в области

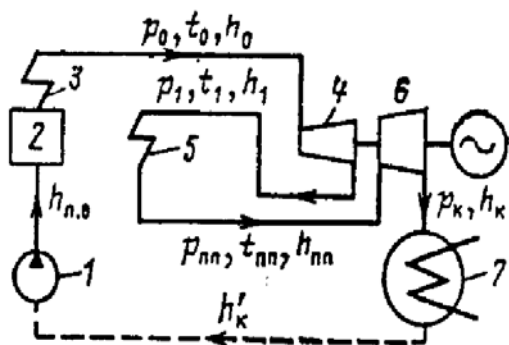


Рисунок 4.12 – Схема теплоэнергетической установки с промежуточным перегревом пара: 1 – питательный насос, 2 – котел, 3 – пароперегреватель, 4 – часть высокого давления турбины, 5 – промежуточный перегреватель, 6 – часть низкого давления турбины, 7 – конденсатор

или близкой к температуре свежего пара:  $t_{\text{пп}}=t_0 \pm (0\div 20)^\circ\text{C}$ .

- *комбинированная выработка теплоты и электрической энергии* позволяет повысить эффективность использования

сухого пара, при этом благодаря уменьшению влажности пара в последних ступенях турбины возрастают относительные внутренние КПД этих ступеней, а следовательно, увеличивается и КПД всей турбины. Кроме того, применение промежуточного перегрева позволяет существенно повысить начальное давление пара при неизменной начальной температуре и обеспечить умеренную конечную влажность. Температура пара после промежуточного перегрева принимается равной

топлива в паротурбинной установке. В конденсационной турбине пар поступает в конденсатор, где он конденсируется и отдает скрытую теплоту парообразования охлаждающей воде. Эта теплота составляет более 60% от подведенной в котле и бесполезно теряется; использование этой теплоты невозможно, т.к. температура охлаждающей воды всего на  $10\div 15^\circ\text{C}$  выше атмосферной, а температура конденсата равна температуре насыщения в зависимости от давления.

Теплоту парообразования можно использовать для подогрева бытовых и технологических нужд, если конденсацию осуществлять при давлении, выше атмосферного при относительно высокой температуре. Для этого частично отработавший пар отбирается из промежуточных ступеней турбины (регулируемые отборы), направляется в подогреватель воды, где конденсируется, а конденсат возвращается в котел. Комбинированная выработка на тепловых электростанциях электрической и тепловой энергией называется *теплофикацией*. Регулируемые отборы, в которых давление поддерживается постоянным на заданном уровне, применяют, чтобы избежать зависимость электрической мощности от количества пара, отводимого на выработку.

- *регенеративный подогрев питательной* воды осуществляется в подогревателях за счет теплоты пара путем отбора его из нескольких ступеней турбины после того, как он произвел работу в предшествующих ступенях. Температура испарения воды в котле равна температуре насыщения в зависимости от давления.

При большой разнице между температурой испарения воды в котле и температурой конденсата, откачиваемого из конденсатора можно подогревать воду паром, используя скрытую теплоту парообразования. Такой подогрев называется регенеративным, а отборы пара – регенеративными (нерегулируемые). На практике, исходя из технико-экономических расчетов, число отборов принимается не более девяти. Температуру питательной воды на входе в котел выбирают равной  $0,65 \div 0,75$  от температуры насыщения, и при сверхкритических параметрах пара и начальном давлении  $p_0=23,5$  МПа она принимается равной  $265 \div 275^\circ\text{C}$ .

В современных паротурбинных установках средней и большой мощности в целях повышения их экономичности применяют широко развитую систему регенерации с большим количеством регенеративных отборов и использованием пара концевых лабиринтовых уплотнений, уплотнений штоков регулирующих клапанов турбины и др.

#### 4.2.6 Тепловые схемы ПТУ

Для обоснования выбора оборудования паротурбинных установок, например, тепловой электрической станции (ТЭС) или теплоэлектроцентрали (ТЭЦ) составляют и рассчитывают принципиальные тепловые схемы. Возможны два основных типа тепловых схем: блочная и с поперечными связями. При блочной схеме (рис. 4.13) котел-турбина все оборудование пароводяного тракта образует автономную систему, не имеющую по воде и пару поперечных связей с соседними блоками. Помимо чистого блока котел-турбина, называемого моноблоком, применяют блоки с двумя котлами на турбину, называемые дубль-блоками. Пар из котла 1 по паропроводу 2 поступает к ЦВД турбины 3. В установках с промежуточным перегревом из ЦВД пар направляется в котел, где он снова перегревается, обычно до начальной температуры, и возвращается в ЦВД (3а). Отработавший пар из ЦВД (3б) поступает в конденсатор 4, из которого конденсат откачивается конденсатным насосом 5, развивающим напор  $1,2 \div 2,0$  МПа, необходимым для подачи конденсата в деаэратор 6. Освобожденная от агрессивных газов вода поступает в бак 7, где содержится запас питательной воды на  $7 \div 20$  мин. работы котла при номинальной производительности. На линии от насоса 5 до аэратора 6 устанавливаются 4 подогреватели 8 низкого давления (ПНД). После питательных насосов 9, перекачивающих деаэрированную питательную воду из бака в котел устанавливаются еще 3-4 подогревателя 10 высокого давления (ПВД). Конденсат греющего пара каскадно сливается из одного подогревателя в другой с более низким давлением. Из первого по ходу воды ПВД закачивается в линию основного конденсата с помощью дренажного насоса 11. В тепловой схеме предусмотрены также охладители основного эжектора 12 и охладитель отсоса пара из уплотнений 13. Основной эжектор служит для отсоса воздуха, поступающий в

конденсатор через неплотности. Эжектирующий пар, а также некоторое количество пара, отсасываемого вместе с воздухом, направляется в охладитель, где пар конденсируется. Эжектор пара уплотнений отсасывает пар из концевых уплотнений турбины, не допуская парения в машинный зал. Как эжектирующий, так и эжектируемый пар уплотнений конденсируется в охладителе, отдавая теплоту конденсату.

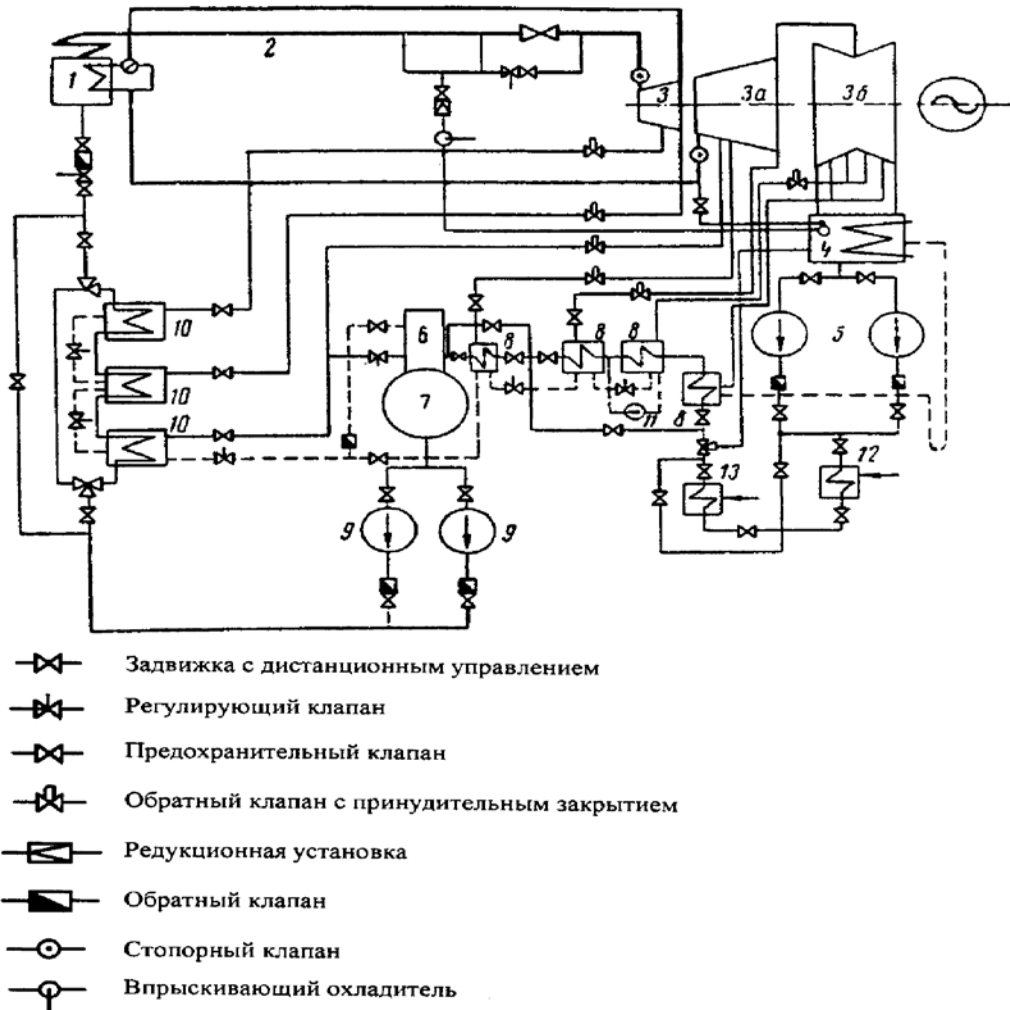


Рисунок 4.13 – Принципиальная блочная схема ТЭС:

1 – паровой котел, 2 – паропровод, 3 – ЦВД турбины, 3а – ЦСД турбины, 3б – ЦНД турбины, 4 – конденсатор, 5 – конденсаторные насосы, 6 – деаэратор, 7 – бак питательной воды, 8 – подогреватели низкого давления (ПНД), 9 – питательные насосы, 10 – подогреватели высокого давления (ПВД), 11 – дренажный насос, 12 – охладитель основного эжектора, 13 – охладитель эжектора пара из уплотнений

В схеме с поперечными связями в отличие от блочной схемы имеется ряд соединительных магистралей. Преимущество схем с поперечными связями состоит в том, что становится возможным иметь единый резерв по котлам, питательным насосам и другому оборудованию для всех турбин. При неисправности котла в схеме с поперечными связями включается резервный котел, и станция нагрузки не снижает. Резервный котельный агрегат при блочной схеме вообще не устанавливается, и следовательно, при неисправности котла моноблок полностью останавливается, а дубль-блок переходит на нагрузку 50%.

Преимуществом блочной схемы является простота трубопроводных коммуникаций, меньшее количество арматуры, независимость работы соседних блоков. Особенно сложно осуществить в схемах с поперечными связями промежуточный перегрев пара. Поэтому конденсационные ТЭС создаются по блочному принципу, а на ТЭЦ применяется централизованная система с поперечными связями.

### **4.3 Газотурбинные установки**

#### **4.3.1 Принцип действия, область применения**

В газовой турбине рабочим телом (РТ) служат:

- продукты сгорания топлива в смеси с воздухом;
- нагретые до высокой температуры газы (воздух, гелий и др. газы);
- газы высокого давления.

Также, как и в паровой турбине, в сопловом аппарате и рабочих лопатках проточной части газовой турбины теплота рабочего тела превращается в кинетическую энергию, которая затем образуется в механическую на валу вращающегося ротора. Но в связи с применением газа, обладающими свойствами, отличными от свойств водяного пара, имеется некоторое конструктивное различие между газовыми и паровыми турбинами. В целом же газотурбинные установки (ГТУ) – схемы и оборудование – существенно отличаются от паротурбинных установок (ПТУ).



Обязательными составляющими ГТУ с рабочим телом – продуктами сгорания – являются: воздушный компрессор, топливный насос или газовый компрессор, камера сгорания, турбина.

ГТУ имеют ряд достоинств по сравнению с ПТУ:

- 1) более компактны, т.к. топливо сжигается не в громоздком котле, а в небольшой по размерам камере сгорания, расположенной вблизи газовой турбины; кроме того, в ГТУ нет конденсационной установки;
- 2) обеспечивают быстрый запуск и нагружение (30с – 30мин);
- 3) проще по конструкции и в обслуживании;
- 4) менее емки в смысле затраты металлов и других материалов при одинаковой с паровой турбиной мощности;
- 5) имеют более низкую стоимость;
- 6) почти не требуют воды для охлаждения;
- 7) транспортабельны.

ГТУ уступают паротурбинным установкам:

- 1) по единичной мощности;
- 2) на современном этапе развития имеют более низкий КПД;
- 3) менее долговечны в эксплуатации;
- 4) более требовательны к сортам топлива: природный газ, светлые виды жидкого топлива – например, керосин, дизельное топливо и т.д.

ГТУ применяют в качестве пиковых и резервных мощностей на ТЭС, на транспорте, а также на электростанциях небольшой мощности.

Характеристики ГТУ, производимых в странах СНГ, приведены в табл.4.2. Теплофикационные турбины имеют достаточно высокий коэффициент использования тепла топлива (от 47 до 82%); развитие турбин идет по направлению повышения температуры газа, применения высокопрочных жаростойких сталей и охлаждения лопаток, и т.д.

Таблица 4.2 – Основные характеристики мощных газотурбинных установок

Характеристика	Завод-изготовитель				
	ЛМЗ	ЛМЗ	ХТЗ	ЛМЗ	ЛМЗ
	ГТ-25-700	ГТ-25-700М	ГТ-35/44-770	ГТ-100-750	ГТЭ-150
Тепловая мощность по топливу, МВт	89	104	146	357	484
Электрическая мощность, МВт	25	25	35	100	150
Мощность теплофикации, МВт	16,7	34,7	-	122	250
КПД ГТУ, %	28	24	24	28	31
Коэффициент использования топлива, %	47	57		62	82
Масса, т	625	395	227	650	303
Габариты, м: длина				23	15
ширина				20	5,3
высота				15,5	
Число валов	1	1	1	2	1
Частота вращения, с <sup>-1</sup>	50	50	50	68/50	50
Расход воздуха, кг/с	190	210	213	435	630
Температура газа, К	973	973	1043	1023	1373
Число ступеней Компрессора	8+10	8+10	14	8+13	14
Число ступеней турбины	7	7	4	3+5	4

#### 4.3.2 Схемы, циклы и КПД ГТУ

Схема простейшей ГТУ открытого типа с горением при постоянном давлении изображена на рис. 4.14. Компрессор 1 засасывает из атмосферы воздух, сжимает его до заданного давления и подает в камеру сгорания 4. Туда же с помощью топливного насоса 3 впрыскивается через форсунку 5 топливо, которое смешивается с воздухом и сгорает. Образовавшиеся

газообразные продукты сгорания направляются в газовую турбину 8.

Следует отметить, что только 20-40% подаваемого компрессором воздуха вводится в активную зону горения (пламенную турбину 6) и участвует в процессе сгорания. Это так называемый первичный воздух. Остальные 60-80% воздуха добавляются в поток уже после активной зоны. Смешиваясь с продуктами сгорания, эта часть воздуха (вторичный, или охлаждающий, воздух) дает возможность понизить температуру газов перед турбиной до заданного значения. Дело в том, что для обеспечения интенсивного и наиболее полного сгорания топлива температура в активной зоне камер сгорания обычно поддерживается на уровне 1800-2300 К, тогда как допустимая в настоящее время по условиям надежности и долговечности лопаточного аппарата температура газа на входе в газовую турбину для ГТУ, рассчитанных на длительный срок службы,

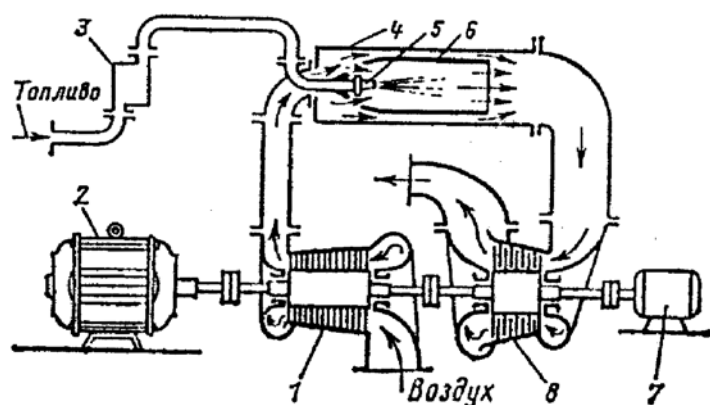


Рисунок 4.14 – Принципиальная схема простейшей ГТУ с горением при постоянном давлении: 1 – воздушный компрессор, 2 – электрогенератор, 3 – топливный насос, 4 – камера сгорания, 5 – форсунка, 6 – пламенная труба, 7 – пусковой электродвигатель, 8 – газовая турбина

составляет в зависимости от применяемого топлива 900-1400 К.

Мощность, развиваемая турбиной 8, частично затрачивается на привод компрессора 1 и других вспомогательных механизмов, а оставшаяся (избыточная) часть передается потребителю,

например, преобразуется в электрическую энергию в генераторе 2. Запуск ГТУ производится пусковым электродвигателем 7, а зажигание топлива осуществляется обычно только при запуске с помощью установленной в камере сгорания электрической свечи.

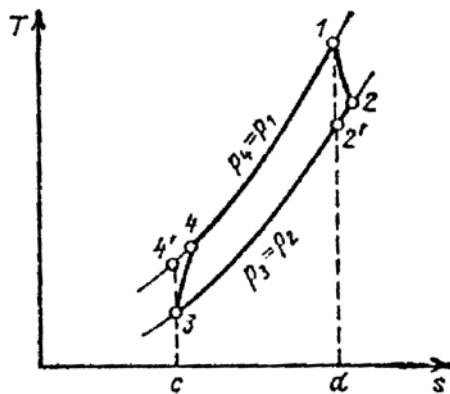


Рисунок 4.15 – Цикл ГТУ со сгоранием при  $p = \text{const}$  в  $T, s$ -диаграмме

термодинамический и действительный циклы ГТУ со сгоранием при постоянном давлении. Для термодинамического цикла приняты следующие основные допущения: 1) цикл замкнут; он осуществляется с постоянным количеством идеального газа, имеющего неизменный химический состав и постоянную теплоемкость;

2) все процессы в цикле обратимы, так как они протекают без тепловых и гидравлических потерь;

3) сжатие в компрессоре и расширение в турбине – процессы адиабатные. Так как потерь при этом нет, то, следовательно, эти процессы происходят при постоянных значениях энтропии. Отсюда линия 3-4' изображает изоэнтропное сжатие воздуха в компрессоре, сопровождающееся повышением его давления и температуры от начальных значений  $p_3$  и  $T_3$  до  $p_4$  и  $T_4'$ . В действительном цикле сжатие сопровождается внутренними потерями в компрессоре, которые сдвигают этот процесс в сторону увеличения энтропии (линия 3-4).

Теплота в камере сгорания подводится по изобаре 4-1, за счет чего температура возрастает от  $T_4$  до  $T_1$ . Линия 1-2' изображает изоэнтропное расширение рабочего тела в турбине. В действительном цикле расширение из-за внутренних потерь в турбине, увеличивающих энтропию, происходит по линии 1-2. При этом давление снижается до  $p_2$ , а температура – до  $T_2$ .

Отвод теплоты в термодинамическом цикле изображается изобарой 2'-3. В результате этого процесса температура рабочего тела понижается до первоначального ее значения  $T_3$  в цикле. В действительном цикле линия 2-3 выражает собой условный замыкающий процесс, соответствующий охлаждению газов при выходе из турбины в атмосферу.

Термический КПД термодинамического цикла:

$$\eta_t = (q_1 - q_2) / q_1 = l_0 / q_1,$$

где  $q_1$  и  $q_2$  – соответственно количество подведенной и отведенной в цикле теплоты, кДж/кг;  $l_0$  – удельная полезная работа цикла, кДж/кг. Она равна разности изоэнтروпных работ турбины и компрессора:  $l_0 = l_{от} - l_{ок}$ .

Работа изоэнтропного сжатия 1 кг газа в компрессоре  $l_{ок}$  может быть выражена через разность энтальпий в конце и в начале сжатия:  $l_{ок} = h'_4 - h_3 = c_p (T'_4 - T_3)$ ,

где  $h_3$  и  $h'_4$  – энтальпия газа соответственно в начале и в конце сжатия, кДж/кг;  $T_3$  и  $T'_4$  – абсолютная температура газа соответственно в точках 3 и 4' – цикла, К;  $c_p$  – удельная теплоемкость газа при постоянном давлении, кДж/(кг К).

При выводе зависимостей с целью упрощения удельные теплоемкости обычно принимают одинаковыми по значению для всех процессов цикла ГТУ.

Работа изоэнтропного расширения 1 кг газа в турбине также может быть выражена через разность энтальпий в начале и в конце расширения:  $l_{от} = h_1 - h'_2 = c_p (T_1 - T'_2)$ ,

где  $h_1$  и  $h'_2$  – энтальпия газа соответственно в начале и конце расширения, кДж/кг;  $T_1$  и  $T'_2$  – абсолютная температура газа в точках 1 и 2' цикла, К.

Подведенная в цикле теплота  $q_1$  изображается в  $T, s$  – диаграмме площадью  $c-4'-1-d$ :  $q_1 = c_p (T_1 - T'_4)$ .

Если вместо  $l_0$  и  $q_1$  ввести их выражения, то

$$\eta_t = \frac{c_p (T_1 - T'_2) - c_p (T'_4 - T_3)}{c_p (T_1 - T'_4)} = \frac{1 - T'_2/T_1 - (T_3/T_1)(T'_4/T_3 - 1)}{1 - T'_4/T_1}.$$

Для изоэнтропного процесса, как это известно из термодинамики, справедливы следующие соотношения:

$$T'_2 / T_1 = (p_2 / p_1)^{(k-1)/k} = \frac{1}{\beta^{(k-1)/k}}; \quad T'_4 / T_3 = (p_1 / p_2)^{(k-1)/k} = \beta^{(k-1)/k},$$

где  $p_1/p_2=p_4/p_3=\beta$  – степень повышения давления в компрессоре;  $T_1/T_3=\tau$  – степень повышения температуры в цикле;  $k=c_p/c_v$  (где  $c_v$  – удельная теплоемкость газа при постоянном объеме).

Обозначив  $(k-1)/k=m$ , после преобразований получим окончательную формулу для термического КПД термодинамического цикла ГТУ:

$$\eta_t = \frac{1 - \beta^{-m} - (1/\tau)(\beta^m - 1)}{1 - \beta^m(1/\tau)} = 1 - 1/\beta^m.$$

Из этого выражения видно, что термический КПД цикла ГТУ с  $p=\text{const}$  непрерывно возрастает с увеличением степени повышения давления  $\beta$ . Но это справедливо только для термодинамического цикла, в котором не учитываются внутренние потери и имеется лишь отвод теплоты в теплоприемник. Выразим в действительном цикле работы сжатия воздуха в компрессоре и расширения газа в турбине так же, как и в термодинамическом цикле, через разность энтальпий:

$$l_k = c_p(T_4 - T_3);$$

$$l_T = c_p(T_1 - T_2).$$

Внутренние потери, возникающие при сжатии воздуха в компрессоре, учитываются его внутренним КПД

$$\eta_k = l_{ок} / l_k = (T'_4 - T_3) / (T_4 - T_3),$$

где  $l_{ок}$  – работа изоэнтропного сжатия 1 кг воздуха в термодинамическом цикле, кДж/кг;  $l_k$  – работа сжатия 1 кг воздуха в действительном цикле, кДж/кг.

Аналогичным образом внутренние потери в турбине учитываются ее относительным внутренним КПД

$$\eta_{oi} = l_T / l_{от} = (T_1 - T_2) / (T_1 - T'_2),$$

где  $l_T$  – работа расширения 1 кг газа в турбине в действительном цикле, кДж/кг;  $l_{от}$  – работа изоэнтропного расширения, кДж/кг.

Таким образом, действительные работы сжатия в компрессоре:  $l_k = (1/\eta_k)l_{ок}$  и расширения в турбине:  $l_T = l_{от}\eta_{oi}$ .

Теперь определим внутреннюю полезную работу ГТУ, отнесенную к 1 кг всасываемого компрессором воздуха, как разность работ  $l_T$  и  $l_K$ :

$$\begin{aligned} l_i &= l_T - l_K = l_{от} \eta_{oi} - l_{ок} (1 / \eta_K) = c_p (T_1 - T'_2) \eta_{oi} - \\ &- c_p (T'_4 - T_3) (1 / \eta_K) = \\ &= c_p T_1 (1 - T'_2 / T_1) \eta_{oi} - c_p T_3 (T'_4 / T_3 - 1) (1 / \eta_K). \end{aligned}$$

После подстановок получим:  $l_i = c_p T_1 \left[ (1 - 1 / \beta^m) \eta_{oi} - \left( \frac{1}{\eta_K \tau} \right) (\beta^m - 1) \right]$ ,

В реальной ГТУ имеет целый ряд потерь, которые разделяются на внутренние и внешние.

Внутренние потери непосредственно связаны с изменением состояния рабочего тела. К ним относятся:

- 1) внутренние потери в компрессоре, которые учитываются внутренним КПД компрессора  $\eta_K$ ;
- 2) внутренние потери в газовой турбине, которые учитываются относительным внутренним КПД турбины  $\eta_{oi}$ ;
- 3) потери теплоты в камере сгорания, которые учитываются с помощью теплового КПД камеры сгорания  $\eta_{к.с.}^T$ ;
- 4) потери на гидравлическое сопротивление в воздушном тракте ГТУ, к которым относятся гидравлические потери в воздухопроводах, регенераторе, воздухоохладителях;
- 5) потери на гидравлическое сопротивление в газовом тракте ГТУ, включающие в себя гидравлические потери в газопроводах, камере сгорания и регенераторе;
- 6) потери, связанные с расходом воздуха на охлаждение турбинных деталей (лопаток, дисков и т.д.).

Внутренние потери в ГТУ оцениваются в целом с помощью внутреннего КПД установки  $\eta_i = l_i / q_{к.с.}$ ,

где  $l_i$  – внутренняя полезная работа ГТУ, кДж/кг;  $q_{к.с.}$  – действительное количество теплоты, затрачиваемой в камере сгорания на нагрев 1 кг воздуха от температуры  $T_4$  до  $T_1$  (рис. 4.12), кДж/кг;

$$q_{к.с.} = c_p (T_1 - T_4) (1 / \eta_{к.с.}^T)$$

где  $\eta_{к.с.}^T$  – тепловой КПД камеры сгорания.

После подстановки вместо  $l_i$  и  $q_{к.с.}$  их выражений получим

$$\eta_i = \frac{c_p T_1 \left[ (1 - 1/\beta^m) \eta_{oi} - \frac{1}{\eta_k \tau} (\beta^m - 1) \right]}{c_p (T_4 - T_1) (1/\eta_{\text{к.с.}}^T)}$$

После преобразований получим окончательное выражение для внутреннего КПД ГТУ:

$$\eta_i = \frac{\tau(1 - 1/\beta^m) \eta_{oi} - (\beta^m - 1)(1/\eta_k)}{\tau - 1 - (\beta^m - 1)(1/\eta_k)} \eta_{\text{к.с.}}^T$$

Следовательно, внутренний КПД ГТУ  $\eta_i = f(\tau, \beta, \eta_{oi}, \eta_{\text{к.с.}}^T)$ .

Очевидно,  $\eta_i$  тем больше, чем выше значения  $\eta_{oi}$ ,  $\eta_k$  и  $\eta_{\text{к.с.}}^T$ , т.е. меньше потери соответственно в турбине, компрессоре и камере сгорания. С увеличением  $\tau$  КПД ГТУ непрерывно растет. Повышается при этом и работоспособность 1 кг воздуха, а это значит, что снижается его расход на единицу мощности и, следовательно, уменьшается потребляемая компрессором мощность. Увеличение возможно за счет повышения  $T_1$  и за счет снижения  $T_3$  (рис. 4.16).

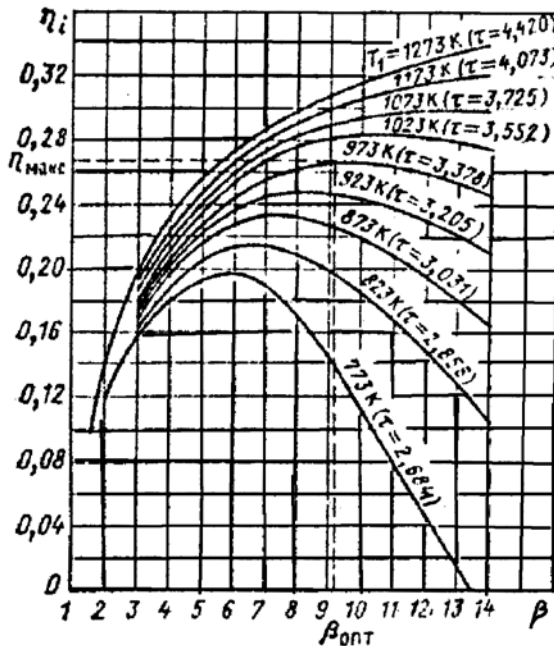


Рисунок 4.16 – Внутренний КПД простейшей ГТУ в зависимости от степени повышения давления  $\beta$  при различных  $\tau$

Наиболее эффективным, рациональным и поэтому перспективным способом увеличения КПД ГТУ является повышение температуры газов перед турбиной  $T_1$ . Это справедливо для любых схем ГТУ и типов турбин, так как  $T_1$  является максимальной температурой цикла и поэтому повышение ее всегда ведет к увеличению термического КПД. Допустимая температура в настоящее время по условиям надежной и долговечной работы стационарных турбин значительной мощности  $T_1 = 1000 \div 1400$  К. Дальнейшее

повышение ее пока ограничивается в основном жаростойкостью и жаропрочностью существующих материалов, из которых изготавливают лопатки и роторы турбин. Однако следует отметить,



что в форсированных газовых турбинах с ограниченным моторесурсом, например в авиационных, температура  $T_1$  достигает 1600К.

В общем случае выбор начальной температуры  $T_1$  зависит от ряда факторов и в первую очередь от назначения установки и требуемого моторесурса ГТУ, а также от вида применяемого топлива. Так, при работе ГТУ на мазутах, особенно содержащих ванадий, чтобы ограничить высокотемпературную коррозию, температуру газа перед турбиной обычно снижают до 920 К и ниже, что, естественно, уменьшает КПД установки.

Кроме повышения температуры газа перед турбиной существуют и другие способы повышения экономичности ГТУ:

- 1) за счет применения регенерации теплоты отработавших в турбине газов;
- 2) путем ступенчатого сжатия воздуха с промежуточным его охлаждением;
- 3) с помощью применения ступенчатого сгорания (подогрев газа);
- 4) путем создания сложных и многовальных установок, что дает возможность повысить экономичность ГТУ в основном при работе на частичных нагрузках;
- 5) путем создания комбинированных установок, работающих по парогазовому циклу;
- 6) за счет утилизации отходящей теплоты для производства пара и горячей воды.

Однако перечисленные способы усложняют не только цикл, но и схему ГТУ и, следовательно, ее оборудование.

*Регенерация.* Одним из способов повышения экономичности ГТУ является использование теплоты отработавших в турбине газов для подогрева поступающего в камеру сгорания воздуха. Для этого воздух после компрессора пропускают через регенератор, который представляет собой теплообменный аппарат поверхностного типа. В тот же регенератор после газовой турбины направляются отходящие газы, которые отдают часть своей теплоты воздуху и затем удаляются в атмосферу. Подогретый воздух далее поступает в камеру сгорания. Степенью регенерации  $R$  называется отношение количества теплоты, действительно переданной воздуху в регенераторе, к тому количеству теплоты, которое было бы передано при нагреве

воздуха до температуры газов, уходящих из турбины. При регенерации снижается оптимальная степень повышения давления  $\beta_{\text{опт}}$ , поэтому регенерация увеличивает коэффициент полезной работы  $\delta$ . У большинства современных ГТУ с регенерацией обычно  $R=0,6\div 0,8$ . При этом экономия расхода топлива составляет 22-28%. При значениях  $R<0,5$  влияние регенерации становится малоэффективным.

*Ступенчатое сжатие воздуха.* Из термодинамики известно, что затрачиваемая на сжатие работа при прочих равных условиях будет наименьшей, если процесс осуществляется изотермически. Практически такое сжатие в компрессоре осуществить невозможно. Чтобы приблизить процесс к изотермическому и тем самым уменьшить затрачиваемую работу, применяют ступенчатое сжатие с охлаждением воздуха после каждой ступени в промежуточных воздухоохладителях (холодильниках). Очевидно, чем больше таких ступеней с холодильниками, тем ближе к изотермическому будет процесс сжатия. Однако установка при этом становится все более сложной и дорогой и, кроме того, будут возрастать потери за счет дополнительных гидравлических сопротивлений в воздушном тракте. Поэтому в ГТУ обычно применяется двухступенчатое и значительно реже – трех- и более ступенчатое сжатие. После последней ступени сжатия в ряде случаев устанавливается регенератор. С введением промежуточного охлаждения КПД установки повышается, причем тем значительно, чем больше степень регенерации, а также снижается удельный расход газа в установке, чем создаются условия для повышения единичной мощности ГТУ.

*Ступенчатое сжигание топлива.* Повышение экономичности, снижение удельного расхода газа, а следовательно, увеличение единичной мощности могут быть достигнуты также при помощи ступенчатого сжигания топлива в камерах сгорания, расположенных последовательно по ходу газа между турбинами. В этом случае процесс расширения приближается к изотермическому, а это приводит к увеличению КПД и полезной работы ГТУ. Анализ показывает, что внутренний КПД установки с промежуточным подогревом газа увеличивается тем значительно, чем выше степень регенерации.

*Многовальные ГТУ.* Увеличение единичной мощности связано с повышением расхода газа через турбину  $G_T$  (кг/с), т.к. полезная мощность может быть определена из выражения

$$N_e = G_T \left( H_{от} \eta_{oi} \eta_{т.м.} - \frac{H_{ок}}{\eta_k \eta_{к.м.}} \right),$$

где  $H_{от}$  и  $H_{ок}$  – изоэнтропные теплоперепады соответственно в турбине и компрессоре, Дж/кг;  $\eta_{oi}$  и  $\eta_{т.м.}$  – относительный внутренний и механический КПД турбины;  $\eta_k$  и  $\eta_{к.м.}$  – внутренний и механический КПД компрессора. С повышением  $G_T$  увеличивается высота лопаток и возникающие в них напряжения. В наиболее тяжелых условиях находятся лопатки первой ступени (высокая начальная температура). С целью увеличения мощности и экономичности открытых ГТУ в ряде случаев применяют многовальные и сложные схемы. Повышение экономичности многовальных ГТУ особенно заметно при работе на частичных нагрузках.

Среди многовальных ГТУ наиболее простая схема у двухвальной установки, часто называемой установкой с разрезным валом. В ней турбина как бы разделена на две части, соединенные между собой патрубком. Часть, обычно высокого давления, служит приводом компрессора и рассчитана на работу с переменной частотой. Часть вращает с постоянной частотой электрогенератор. Регулирование электрической нагрузки производится в основном за счет изменения расхода газа через турбину, что достигается путем изменения подачи воздуха от компрессора в камеру сгорания. В свою очередь, подача компрессора зависит от частоты вращения турбины, регулируемой расходом топлива в камере сгорания. Запуск ГТУ осуществляется электродвигателем. По сравнению с одновальной ГТУ в этом случае значительно меньше снижается начальная температура газа перед турбиной для привода электрогенератора при работе на частичных нагрузках и тем самым КПД установки поддерживается на более высоком уровне. Правда, за счет разделения турбины на две части несколько снижается КПД установки на номинальном режиме.

### 4.3.3 ГТУ с утилизацией теплоты отходящих газов

ГТУ характеризуется большим количеством отходящих газов и сравнительно высокой их температурой, которая после турбины обычно составляет примерно 400-550°С. Теплота этих газов может быть полезно использована в котлах-утилизаторах для производства насыщенного или перегретого пара с невысокими параметрами для разных производственных целей, а также в теплофикационных подогревателях для подогрева сетевой воды до 150°С и выше. Кроме того, дополнительно может быть использована теплота, отбираемая водой при охлаждении воздуха в промежуточных охладителях. При наличии в ГТУ регенератора котел-утилизатор и теплофикационный подогреватель устанавливают непосредственно за ним.

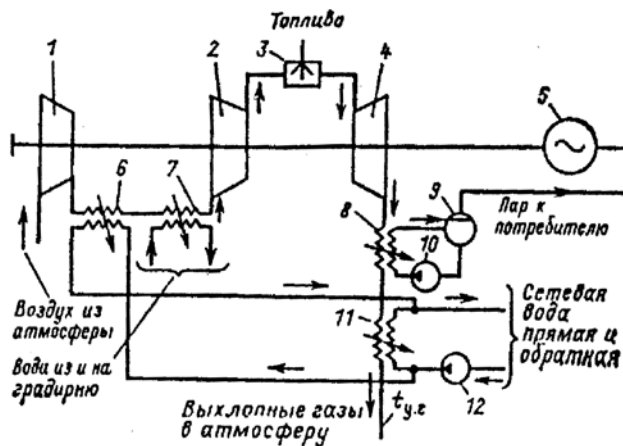


Рисунок 4.17 – Принципиальная схема теплофикационной ГТУ

Применение котлов-утилизаторов в ГТУ принципиально возможно при любом электрическом графике работы, причем в базовых, полупиковых и пиковых установках, но наиболее целесообразно в базовых ГТУ.

На рис. 4.17 представлена принципиальная схема теплофикационной ГТУ, на которой вырабатываются одновременно электроэнергия генератором 5 с приводом от турбины 4, пар для производственных нужд в котле-утилизаторе 8 и горячая вода для отопления, горячего водоснабжения и вентиляции в сетевом подогревателе 11. Сетевая вода частично подогревается в секции 6 промежуточного воздухоохладителя, установленного между компрессорами низкого давления 1 и высокого давления 2. Вода, проходящая через секцию 7, охлаждается в градирне. Разделение промежуточного воздухоохладителя на две отдельные параллельные секции 6 и 7 позволяет, с одной стороны, эффективно охладить воздух до заданной температуры, а с другой стороны, частично

использовать теплоту, отводимую водой при охлаждении воздуха.

#### **4.3.4 Конструкции газовых турбин и их элементов**

Газовые турбины по принципу действия аналогичны паровым: они могут быть радиальными (ограниченное применение) и осевыми. Турбины выполняют с активными и реактивными ступенями; активные выполняют небольшой степенью реактивности (5÷15%). В многоступенчатых активных турбинах только первая ступень чисто активная, все последующие выполняются с реактивностью, которая увеличивается по ходу движения газа. В практике применяют как одноступенчатые, так и многоступенчатые турбины с числом ступеней от 2 до 7. Основные отличительные особенности газовых турбин по сравнению с паровыми заключаются в следующем:

1. Газовая турбина работает при значительно более высокой начальной температуре. В связи с этим турбинные детали изготавливают из специальных жаростойких сталей и сплавов, кроме того, все чаще применяют различные способы охлаждения лопаток и дисков турбин.

2. Газовая турбина работает при меньшем начальном давлении газа, а его удельный объем при расширении увеличивается примерно в 5-20 раз, тогда как удельный объем пара при расширении в паровой конденсационной турбине увеличивается в сотни раз. Вследствие этого разница между высотой лопаток первой и последней ступеней в газовых турбинах бывает значительно меньшей, чем в паровых.

3. Срабатываемый теплоперепад в газовой турбине в 3-5 раз меньше, чем в паровой, благодаря чему число ступеней, а следовательно, и длина ее определенным образом сокращаются. Для получения одинаковой мощности в газовой турбине требуется обеспечить больший массовый, а значит, и объемный расход рабочего газа, чем в паровой. В результате этого высота лопаток первых ступеней у газовой турбины получается больше, чем у паровой турбины равной мощности.

Потери в ступенях газовых турбин те же, что и в ступенях паровых турбин, за исключением того, что нет потерь от влажности и дополнительно появляются потери при охлаждении

лопаток и дисков. При воздушном охлаждении деталей турбины воздух забирается из компрессора обычно в количестве 2-4% общего расхода. Этот воздух не совершает работу в охлаждаемой ступени, а в последующую ступень поступает со значительно меньшей, чем у газа, температурой. При расходе охлаждающего воздуха в 1% КПД ГТУ снижается примерно на 1,2 – 1,5%.

Поскольку рабочие и направляющие лопатки, ротор и другие детали проточной части ГТУ работают при температурах 900-1200 К, а в открытых ГТУ к тому же в окислительной и в ряде случаев в агрессивной среде, материалы, применяемые для изготовления указанных деталей, должны иметь высокую жаропрочность; кроме того, обладать жаростойкостью (окалиностойкостью); стойкостью к высокотемпературной коррозии; высокими пределами усталости и длительной прочности.

Высокая маневренность, мобильность и быстрота запуска и нагружения являются основанием для использования в качестве резервных и пиковых установок ГТУ мощностью 10 ÷ 100 МВт. Благодаря меньшим капитальным затратам по сравнению с паротурбинными установками и простоте обслуживания ГТУ применяют на электростанциях небольшой мощности и в качестве базовых агрегатов с продолжительностью работы до 6500 ч в год, особенно в районах с острым дефицитом воды.

Рассмотрим более детально элементы конструкций газовых турбин.

*1. Камеры сгорания* предназначены для нагрева рабочего тела до заданной температуры за счет сжигания. К камерам сгорания предъявляются следующие требования: 1) в них должно происходить устойчивое горение топлива на всех режимах работы ГТУ, без срывов, опасных пульсаций и затухания пламени; 2) поле температур в газовом потоке перед турбиной должно быть достаточно равномерным во избежание местных перегревов и повреждений сопел и лопаток; 3) для увеличения срока службы они должны иметь надежное охлаждение, особенно наиболее нагретых частей; 4) высокая экономичность на всех режимах работы ГТУ; 5) возможно меньшее гидравлическое сопротивление; 6) надежный запуск; 7) по конструкции они должны быть удобными и безопасными в эксплуатации, технологичными и недорогими в изготовлении; 8) камеры сгорания ГТУ передвижных и транспортабельных

электростанций, кроме того, должны иметь еще возможно меньшую массу и габариты.

Камеры сгорания современных ГТУ работают на газообразном топливе (в основном это природные газы) и на различных сортах жидкого топлива: газойле, керосине, дизельном топливе, соляровом масле, дистилляте.

Существующие камеры сгорания можно разделить на выносные и встроенные, индивидуальные и секционные (многотрубчатые), прямоточные и противоточные. Объемная теплонапряженность камеры сгорания составляет от 40 до 160 МВт/м<sup>3</sup>. На рис. 4.18 показана секция многотрубчатой (секционной) камеры сгорания, состоящей из 6 ÷ 16 параллельно работающих секций. Секция включает пламенную трубу 7 и кожух 8. Пламенная труба включает в себя

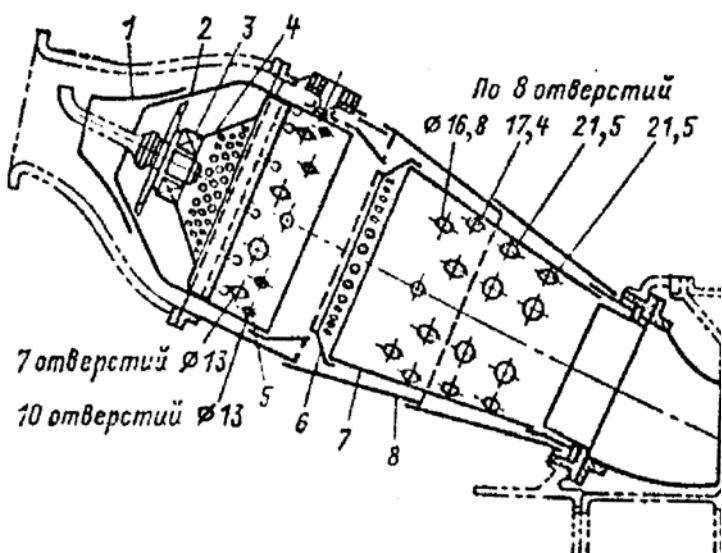


Рисунок 4.18 – Секция многотрубчатой камеры сгорания

головку пламенной трубы. Часть его направляется в зону горения через лопаточный завихритель 3, а оставшаяся часть идет туда через многочисленные отверстия в тарелке 2 и конусе 4. Кроме того, на цилиндрической части пламенной трубы 5 имеется еще два ряда отверстий, через которые дополнительно поступает воздух, необходимый для горения при полной нагрузке ГТУ. Вторичный воздух идет по кольцевому пространству между пламенной трубой и кожухом 8 и затем поступает в зону смешения через четыре ряда отверстий в конической части пламенной трубы 7. Небольшая часть охлаждающего воздуха

труба включает в себя головку, состоящую из лопаточного завихрителя 3, тарелки 2 и конуса 4, и корпус, состоящий из цилиндрической части 5 и двух конических участков, соединенных между собой конусным кольцом 6. Первичный воздух поступает через входной кожух 1 в

входит внутрь пламенной трубы через большое число отверстий малого диаметра в конусном кольце б.

2. *Рабочие лопатки* газовых турбин, находящиеся под действием высоких температур, охлаждаются за счет отвода теплоты теплопроводностью через хвостовики в охлаждаемый ротор. Этот способ малоэффективен, т.к. лопатки имеют

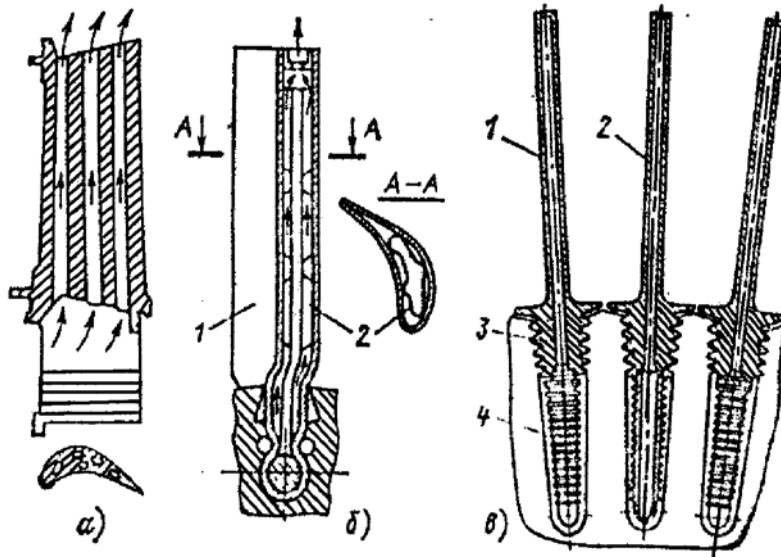


Рисунок 4.19 – Конструктивные схемы рабочих лопаток с внутренним охлаждением: а – лопатка с продольными каналами, б – полая лопатка с дефлектором, в – лопатки с термосифонным охлаждением

большую длину и изготовлены из малотеплопроводных жаростойких сталей. Более эффективным (но более сложным) является способ внутреннего охлаждения лопаток воздухом, который подводится через полый вал к ободу ротора. Затем он пропускается через специально вы-

полненные в теле лопатки продольные отверстия (см. рис. 4.19а), после чего удаляется в проточную часть турбины, где смешивается с потоком газа. Форма и число охлаждающих отверстий бывают в лопатках различными.

Часто для пропуска охлаждающего воздуха сами лопатки изготавливают полыми (рис. 4.19б). Внутри таких полых лопаток вставляют дефлекторы (вставки) 2, с помощью которых достигается более равномерное поле температур по профилю, а также обтекание охлаждаемой поверхности воздухом с большей скоростью. За счет этого повышается коэффициент теплоотдачи и, в конечном счете, сокращается расход охлаждающего воздуха.

Более надежным в работе и в то же время не требующим специальной замкнутой системы является термосифонное охлаждение лопаток (рис. 4.19в). Внутреннюю полость лопаток 1 в этом случае делают герметичной и заполняют жидкостью 2,



являющейся хорошим теплоносителем (водой, жидким сплавом натрия с калием и т.д.). При работе турбины в результате действия центробежных сил и разности температур возникает интенсивная естественная циркуляция жидкости в полости лопатки. Более холодные частицы жидкости, имеющие большую плотность, отбрасываются центробежными силами к вершине лопатки, а нагретые частицы перемещаются к хвостовику 3. Для увеличения поверхности отвода теплоты хвостовик 3 каждой лопатки оканчивается индивидуальным радиатором 4, который охлаждается обычно воздухом.

3. *Теплообменные аппараты* в ГТУ по своему назначению выполняют роль регенераторов (подогревателей), воздухоохлаждателей и маслоохлаждателей. Основные требования к ним – обеспечить передачу заданного теплового потока от греющей среды к нагреваемой при возможно меньших массогабаритных показателях и суммарных расходах, включающих в себя все капитальные затраты и эксплуатационные расходы. При этом гидравлическое сопротивление как со стороны греющей, так и нагреваемой среды должно быть не выше допустимых пределов с точки зрения влияния на КПД всей установки.

В ГТУ применяют теплообменники поверхностного типа, в основном рекуперативные, в которых греющая и нагреваемая среды полностью изолированы друг от друга, а теплообмен между ними осуществляется через разделяющую их стенку. И только вращающиеся регенераторы по принципу работы являются регенеративными теплообменниками, так как в них греющая и нагреваемая среды поочередно омывают одну и ту же поверхность теплообмена.

#### **4.4 Парогазовые установки**

В парогазовых установках рационально сочетаются достоинства парового и газотурбинного циклов. Опыт работы показывает высокую эффективность и надежность; ПГУ по сравнению с паросиловыми установками равной единичной мощности позволяют снизить расход топлива на 6-8%. Это объясняется следующим образом.

Рассматриваемый парогазовый цикл представляет собой бинарный цикл, состоящий из газовой и паровой ступеней. Так

как в газовой ступени используется более высокая температура рабочего тела ( $700-800^{\circ}\text{C}$ ), чем в современных паросиловых установках ( $540-565^{\circ}\text{C}$ ), средний температурный уровень подвода теплоты в парогазовом цикле будет выше, чем в паровом цикле. В то же время наличие в парогазовом цикле паровой ступени дает возможность в определенной степени использовать преимущества парового цикла, в котором температурный уровень отвода теплоты в теплоприемник (конденсатор) близок к температуре окружающей среды ( $25-30^{\circ}\text{C}$ ). Поэтому КПД парогазовой установки будет выше, чем газотурбинной и паросиловой установок в отдельности. С увеличением единичной мощности ПГУ их КПД соответствующим образом возрастает.

На рис. 4.20 представлена принципиальная схема парогазовой установки ПГУ-200-130 мощностью 200МВт. Она состоит из следующего основного оборудования: высоконапорного парогенератора 10 типа ВПГ-450 с промежуточным перегревом пара, производительностью 450-500 т/ч пара, давлением до 14,0 МПа и температурой до  $570/570^{\circ}\text{C}$ ; паровой турбины 16 типа К-160-130 на параметры пара 13,0 МПа и  $565/565^{\circ}\text{C}$ ; газотурбинного агрегата 2 типа ГТ-35/44-770 на параметры газа 0,65 МПа и  $770^{\circ}\text{C}$ . Паровая турбина работает в комплекте с электрогенератором 15 мощностью 165 МПа, а газовая турбина отдает избыточную мощность около 33 МВт электрогенератору 3.

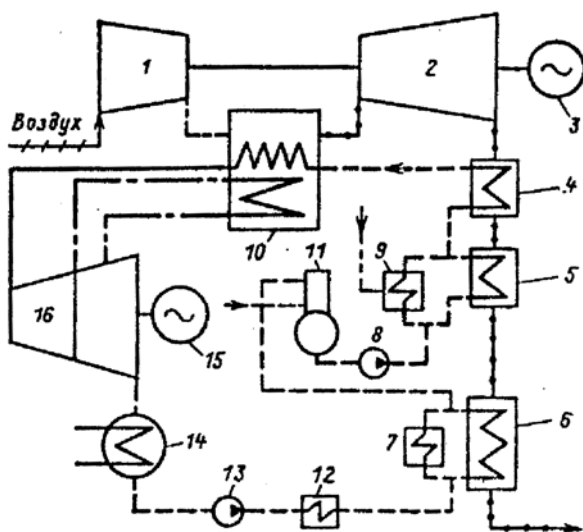


Рисунок 4.20 – Принципиальная схема парогазовой установки ПГУ-200-130

Установка работает следующим образом. Атмосферный воздух сжимается компрессором 1 до давления 0,6-0,67 МПа и направляется в топку парогенератора 10, куда подается газообразное или жидкое топливо. Сгорание топлива в парогенераторе осуществляется при температуре около  $2000^{\circ}\text{C}$ , а на выходе из него температура продуктов сгорания снижается до

770°C. Это происходит, как и в любом котле, за счет передачи части теплоты на нагрев воды и производство пара. Полученный в парогенераторе 10 перегретый пар с давлением 13,0 МПа и температурой 565°C поступает в паровую турбину 16, где, расширяясь до глубокого вакуума, совершает работу, а далее конденсируется в конденсаторе 14.

Конденсат подается насосом 13 через подогреватели низкого давления 12, 7 и экономайзер третьей ступени 6 и деаэратор 11. Из деаэратора вода забирается питательным насосом 8, прокачивается через подогреватель высокого давления 9 и экономайзеры второй 5 и первой 4 ступеней, где нагревается до температуры кипения, и затем подается в парогенератор 10. Таким образом паровой цикл замыкается.

Газотурбинная часть установки работает по принципу открытой (разомкнутой) ГТУ. Продукты сгорания с температурой 770°C и давлением 0,54 МПа из парогенератора 10 поступают в газовую турбину 2 и расширяются там. Отработавшие в турбине газы с температурой около 445°C пропускаются через экономайзеры 4-6, где охлаждаются питательной водой до температуры 140°C и затем удаляются в атмосферу. Развиваемая газовой турбиной 2 мощность идет на привод компрессора 1 и электрогенератора 3.

В установках типа ПГУ-200-130 используется теплота отработавших в турбине газов для подогрева питательной воды, поступающей в парогенератор. В результате уходящие в атмосферу газы имеют такую же низкую, как за обычным паровым котлом, температуру (около 140°C), которая значительно ниже, чем в ГТУ даже после регенератора. Высокая начальная температура продуктов сгорания в парогенераторе (2000°C) снижается до температуры газов перед турбиной (770°C не посредством добавления вторичного воздуха, что имеет место обычно в ГТУ, а за счет передачи соответствующего количества теплоты на производство пара.

В связи с тем, что сжигание топлива в высоконапорном парогенераторе осуществляется под давлением 0,6-0,7 МПа, увеличиваются коэффициенты теплопередачи и теплонапряженность топочного объема. Благодаря этому в 2-3 раза и более уменьшаются размеры поверхностей нагрева, а также масса и габариты парогенератора в целом, снижаются

металлоемкость и стоимость его по сравнению с парогенератором обычного типа. Несмотря на более сложную схему у ПГУ-200-130 масса металла, приходящаяся на 1 кВт установленной мощности, составляет примерно 17,9 кг/кВт, тогда как для паротурбинного блока мощностью 200 МПа с идентичными параметрами эта величина составляет 28,4 кг/кВт. Недостатком ПГУ с ВПГ является то, что они могут работать на топливе, пригодном только для ГТУ.

Кроме рассмотренной выше ПГУ с ВПГ и утилизацией теплоты уходящих газов для подогрева питательной воды, имеются также комбинированные ПГУ других типов с различными тепловыми схемами. К числу наиболее известных среди них относятся следующие:

- ПГУ с паровой турбиной, работающей на паре, который генерируется в котле-утилизаторе, обогреваемом уходящими из ГТУ газами;
- ПГУ со сбросом газов от одной или нескольких ГТУ в топку парогенератора. В этом случае в топке парогенератора дополнительно сжигается топливо в среде уходящих газов, содержащих большое количество кислорода, так как суммарный коэффициент расхода воздуха в ГТУ обычно бывает  $\alpha=4\div 8$  и выше. Существенным достоинством ПГУ этого типа является возможность сжигания в топке топлива любых сортов, в том числе и твердого: угля, торфа, сланцев и т.д.;
- ПГУ с подогревом питательной воды для парогенератора уходящими из ГТУ газами при отключенных полностью или частично регенеративных подогревателях или же при одновременном использовании их.

Благодаря высокой экономичности и лучшим по сравнению с ПТУ маневренным количеством ПГУ находят все большее распространение причем не только в качестве базовых установок, но и для покрытия полупиковых и даже пиковых нагрузок.

## 5 ВТОРИЧНЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ РЕСУРСЫ В МЕТАЛЛУРГИИ

### 5.1 Общие понятия о ВЭР, классификация

В большинстве энергетических и энергопотребляющих установок промышленности коэффициент полезного использования имеет низкие показатели. Это значит, что на этих установках производится большое количество вторичных энергетических ресурсов (ВЭР), которые не всегда используются в максимально возможных объемах.

Под ВЭР понимают энергетический потенциал продукции, отходов, побочных и промежуточных продуктов, образующихся при технологических процессах, в агрегатах и установках. Вышеуказанный энергетический потенциал может использоваться как в самом агрегате, так и частично или полностью в других агрегатах (процессах) и означает наличие определённого запаса энергии – химического тепла, физического тепла, потенциальной энергии избыточного давления и напора, кинетической энергии и др.

В промышленности энергоресурсы разделяются на первичные и вторичные. *Первичные энергоресурсы* – это топливо, электроэнергия. *Вторичные* – это ресурсы, которые образуются в результате технологического процесса.

*Вторичные энергоресурсы подразделяются на группы:*

1. Физическое тепло технологического продукта (физическое тепло кокса, жидкого чугуна, тепло жидкой стали, тепло отходов таких как, доменный шлак, шлак сталеплавильного производства).
2. Химическое тепло отходящих газов (при производстве чугуна – доменный газ с теплотой сгорания  $Q_{\text{н}}^{\text{p}} \approx 4,0 \text{ МДж/м}^3$ ; в коксовом производстве – коксовый газ с теплотой сгорания  $Q_{\text{н}}^{\text{p}} \approx 16 \text{ МДж/м}^3$ ; коксовые отсеvy с диаметром частиц 0-10 мм и теплотой сгорания  $Q_{\text{н}}^{\text{p}} \approx 26 \text{ МДж/кг}$ ; в конвертерном производстве – конвертерный газ с теплотой сгорания  $Q_{\text{н}}^{\text{p}} \approx 10 \text{ МДж/м}^3$ . Доменный и коксовый газы широко используются как топливо).
3. Физическое тепло отходящих продуктов сгорания, которое составляет от 30 до 70 % тепла вводимого с топливом.

4. Тепло охлаждающих сред. В высокотемпературных металлургических агрегатах охлаждение необходимо для обеспечения прочности конструкции.

В первую очередь ВЭР высокотемпературных печей применяют для увеличения коэффициента использования тепла топлива в данном агрегате. Возможны следующие варианты:

- использование ВЭР внутри агрегата для подогрева воздуха и топлива;

- использование ВЭР вне агрегата, например, для нагрева воды, получения пара в котлах-утилизаторах.

Распределение ВЭР по основным переделам чёрной металлургии приведено в табл.5.1.

Таблица 5.1 – Распределение ВЭР по основным металлургическим переделам

Передел	ВЭР в % от общего кол-ва по отрасли	Возможный % использования ВЭР
Коксохимическое производство	41,7	90
Доменное производство	37,0	85
Мартеновское производство	14,6	60
Прокатное производство	6,7	40
По отрасли	100	80

## 5.2 Использование теплоты технологического продукта

### 5.2.1 Производство кокса: мокрое и сухое тушение.

#### Котлы-утилизаторы в УСТК

В тепловом балансе коксовой батареи количество теплоты, уносимой раскаленным коксом, достигает 45-50% от количества теплоты, поступающей на обогрев печи. Для быстрого охлаждения кокса на предотвращение его угара ранее широко применялось мокрое тушение. При этом физическая теплота кокса теряется полностью, ухудшается качество кокса, так как возрастает выход мелких фракций из-за растрескивания. Применение вместо охлаждения кокса водой сухого тушения кокса инертными газами с использованием их для получения

пара позволяет повысить экономические показатели коксового производства и достичь значительной экономки топлива.

Процесс коксования происходит в коксовых батареях, каждая батарея состоит из 10 камер размерами 4x0,5x12м. В камеру сверху загружают шихту и размолотый уголь с добавками. Через отопительные простенки без доступа воздуха поступает тепло и идет процесс спекания, в результате чего образуется, так называемый «коксый пирог». Спекание происходит в течении 12-18 часов. Через это время «пирог» выталкивается в вагон при температуре 1100°C. При такой температуре кокс начинает гореть, поэтому необходимо тушение кокса либо мокрым, либо сухим способом.

*Мокрое тушение:* вагон с коксом устанавливается в тушильную камеру, где он подвергается водному орошению. Физическое тепло кокса не используется. Вследствие теплового удара происходит растрескивание кокса, теряется прочность, влажность кокса составляет 7-10%. Недостатки: высокая влажность кокса, низкое качество. Достоинство: простота конструкции.

*Метод сухого тушения* кокса известен давно, еще с начала 20 века. Установка (рис. 5.1) состоит из тушильного бункера 1 вместимостью 270 м<sup>3</sup>, котла многократной принудительной циркуляции 3 КСТ-80 производительностью 25 т/ч пара на параметры P=4 МПа, t<sub>н.п.</sub>=400°C и дымососа 4. Раскаленный кокс с температурой 1000 – 1100°C выдается из печи в коксоприемный вагон, транспортируется к скиповому подъемнику (емкостью 12-13 т) 2 и выгружается в скип. Подъемником кокс подается к загрузочному устройству тушильного бункера и через него в верхнюю часть бункера, которая выполняет роль аккумулятора горячего кокса. Емкость форкамеры обычно 3-5 печей, она служит для выравнивания расхода кокса во времени, чтобы в зону собственно охлаждения поступал кокс с примерно постоянным расходом. Это позволяет отводить в котел газ-теплоноситель с постоянной температурой и получать пар постоянных параметров, что является одним из главных достоинств УСТК. Охлажденный кокс разгружают через специальное разгрузочное устройство. Через загруженный в бункер раскаленный кокс снизу вверх продуваются инертные

газы (средний объемный состав инертного газа:  $N_2=80\%$ ,  $CO_2=18\%$ ,  $CO=0,5\%$ ,  $O_2=1,5\%$ ), которые при этом нагреваются до  $800^\circ C$  и поступают в котел, где охлаждаются до температуры  $160-200 C$ . После охлаждения газы при помощи дымососа нагнетаются в нижнюю часть бункера.

Для первоначального приготовления инертных газов достаточно заполнить тушильный бункер раскаленным коксом и включить в работу дымосос. Находящийся в газовом тракте установки воздух вызовет выгорание некоторой части кокса, и образовавшиеся при этом продукты сгорания будут выполнять в дальнейшем роль инертного теплоносителя.

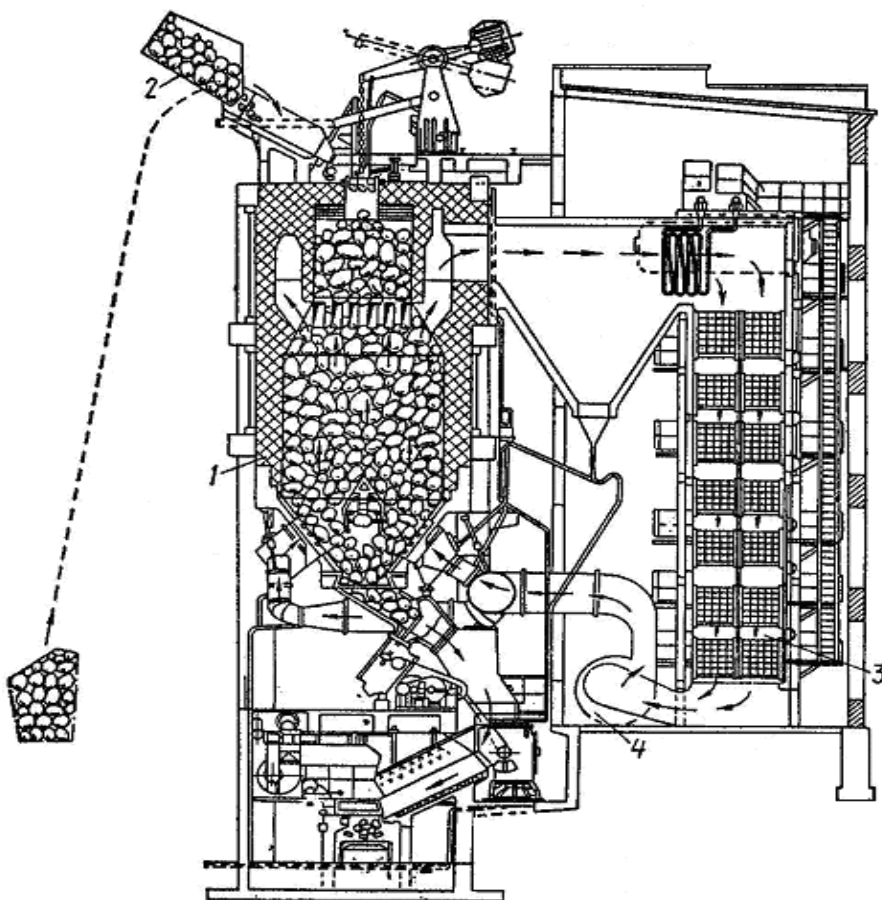


Рисунок 5.1 – Установка сухого тушения кокса с котлом-утилизатором: 1–тушильный бункер; 2–скиповый подъемник; 3–котел КСТ-80; 4–дымосос

Для предотвращения выгорания кокса в процессе эксплуатации установки, образования взрывоопасной смеси при подсосе воздуха, а также просачивания в окружающую среду продуктов сгорания предусмотрены необходимые меры по ее герметизации, а также непосредственное соединение блоков: тушильный бункер–котел–дымосос. Установки сухого тушения



кокса системы Гипрококса имеют производительность до 70-90 т/ч кокса и дают до 40 т пара в час. Охлаждение инертного газа от 700-800°C до 200°C происходит в специальном змеевиковом котле-утилизаторе с принудительной циркуляцией. Инертный газ проходит через пароперегреватель, пять испарительных секций и две секции водяного экономайзера. Из экономайзера инертный газ, охлажденный до 200°C, забирается дымососом и снова нагнетается в нижнюю часть тушильной камеры. На газоходе, соединяющем верхнюю часть тушильной камеры с котлом-утилизатором, предусмотрено устройство осадительного бункера, а перед дымососом установлен циклон для улавливания пыли, выносимой инертным газом. В котлах утилизаторах получают пар энергетических параметров:  $p > 4,5 \text{ МПа}$ ,  $t > 450^\circ \text{C}$ . Такой пар используется в турбинах. Вырабатываемой электроэнергии достаточно для работы коксохимического производства.

*Преимущества* сухого тушения кокса перед мокрым:

- обеспечивается более высокая твердость кокса и увеличивается на 10-15% выход крупных фракций;
- повышается теплота сгорания за счет снижения содержания влаги до 1-2% по сравнению с 5-10% при мокром тушении;
- экономится около 40 кг условного топлива на 1 т кокса за счет получения пара энергетических параметров;
- себестоимость 1 т пара, полученного на установке сухого тушения кокса, в 2,5 – 3 раза меньше себестоимости пара, вырабатываемого обычными котельными коксохимических заводов, а установка окупается примерно за 2,5 года.

Сухое тушение кокса при всех его достоинствах имеет явный *недостаток*, выражающийся в снижении выхода кокса. Это явление получило название «угара» кокса, который может составлять от 0,5 до 1,6% на плохо работающих установках. Угар кокса происходит по следующим причинам. В камере тушения может происходить реакция  $\text{CO}_2 + \text{C} = 2\text{CO} - Q$ , кроме того, часть кокса выгорает при соприкосновении с кислородом воздуха, который может увлекаться в камеру тушения при загрузках, поступать в систему через неплотности. При реакции кокса с водяными парами, которые могут попадать в систему с воздухом

и при неплотностях труб котла-утилизатора, образуется оксид углерода и водород:  $\text{H}_2\text{O} + \text{C} = \text{CO} + \text{H}_2$ .

Для уменьшения количества горючих компонентов УСТК оборудованы устройствами для подачи воздуха в тракт после камеры тушения, в результате чего горючие компоненты выгорают или в цикл циркуляции добавляется азот. Излишек циркулирующего охлаждающего газа сбрасывается в атмосферу. Так же к недостаткам сухого тушения кокса можно отнести высокую сложность и стоимость УСТК.

В настоящее время используется котел-утилизатор КСТК-35/40-100 башенной компоновки с верхним подводом газа (рис. 5.2).

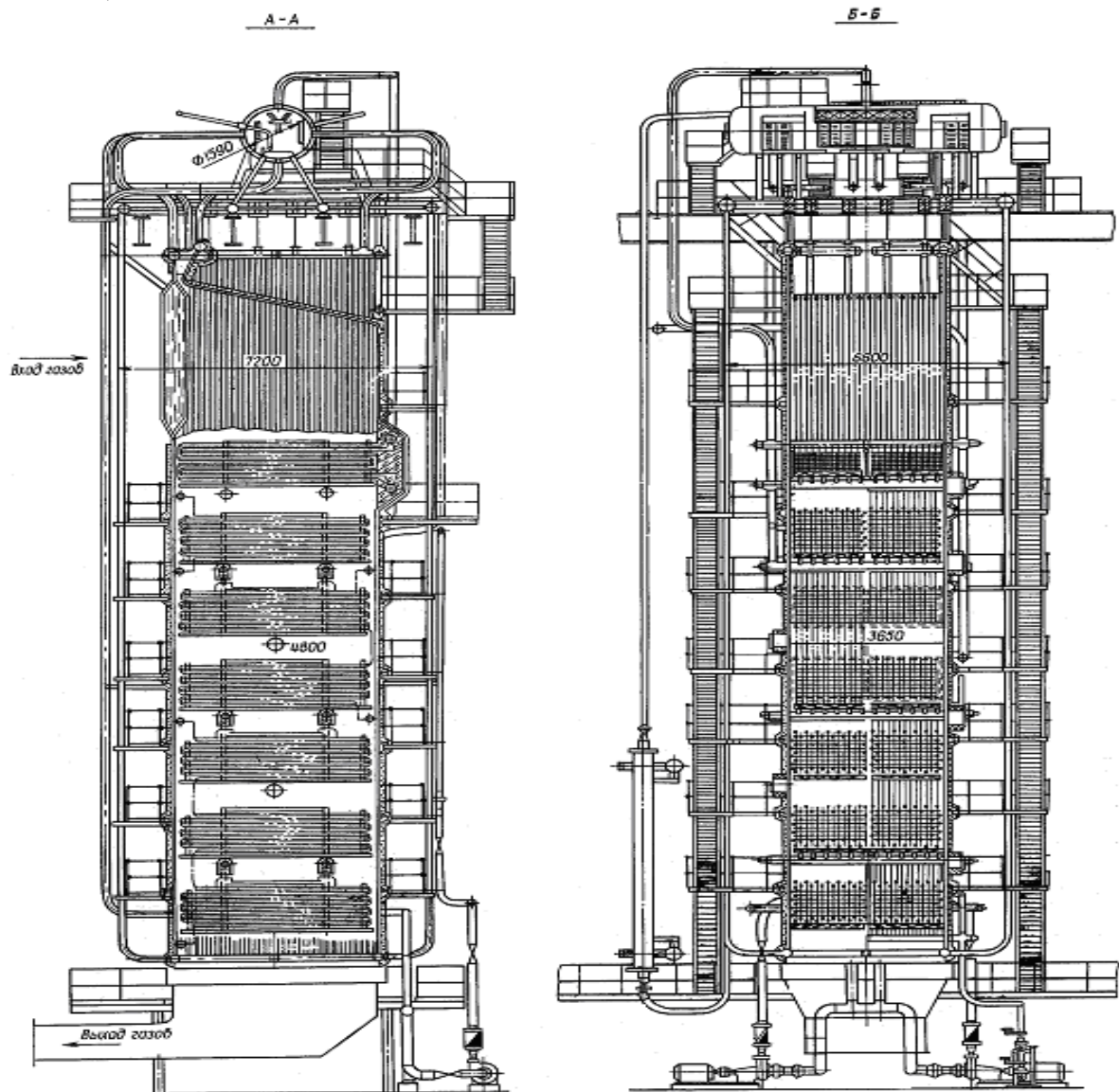


Рисунок 5.2 – Котел-утилизатор КСТК-35/40-100

Техническая характеристика КСТК-35/40-100: паропроизводительность – 32,4 т/ч; давление перегретого пара – 4 МПа; температура перегретого пара – 440°C; температура газов: на входе в котел – 800°C, на выходе из котла – 170°C; расход газов через котел – 100 тыс. м<sup>3</sup>/ч.

### 5.2.2 Производство проката

Для получения качественного проката заготовку необходимо равномерно прогреть по толщине, т.е. обеспечить минимальный температурный перепад между поверхностью и осью. Методические печи – одно из самых распространенных нагревательных устройств, предназначенных для нагрева металла перед прокаткой. При большом разнообразии конструкций, все печи характеризуются следующими основными признаками (рис. 5.3):

1) вытянутой по горизонтали формой рабочего пространства, постепенным перемещением металла из более холодной в более горячую часть печи;

2) непрерывным графиком работы и постоянным во времени тепловым и температурным режимом печи.

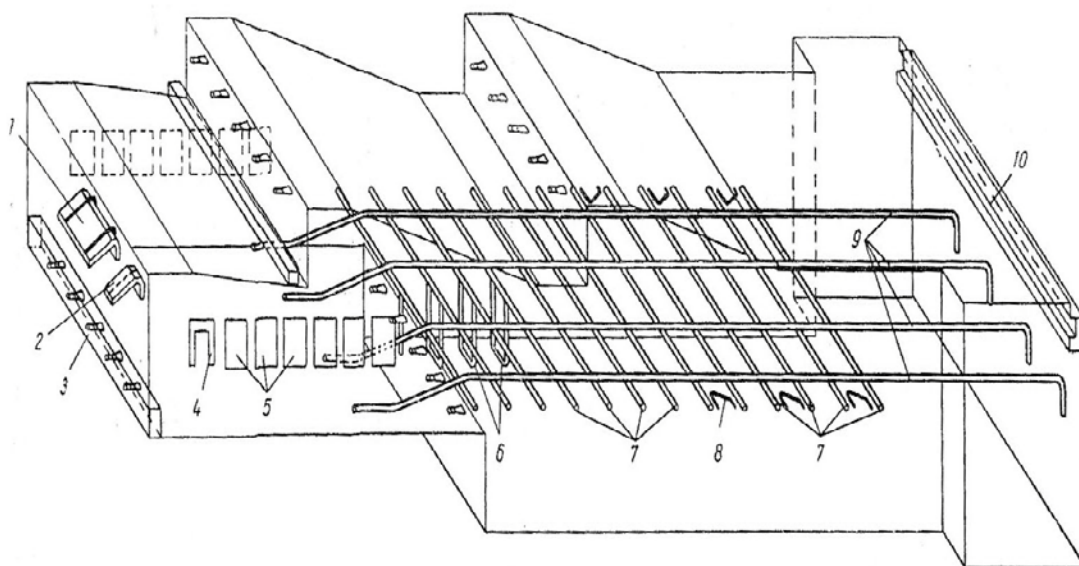


Рисунок 5.3 – Схема расположения охлаждаемых деталей нагревательной печи:

1- балка торца выдачи; 2-защитные плиты на выдаче слитков; 3-горелки; 4-рамы; 5-заслонки; 6-опорные трубы; 7-поперечные трубы; 8-отбойники; 9-продольные трубы; 10-балка торца загрузки.

Существующие методические печи работают, как правило, по двухзонному либо трехзонному температурному режиму. При двухзонном температурном режиме различают зону предварительного нагрева или методическую и сварочную. При трехзонном режиме есть еще томильная зона, в которой происходит выравнивание температур по сечению металла.

В целях увеличения поверхности нагрева металла и сокращения времени его пребывания в печи осуществляется двусторонний нагрев. При этом металл перемещается по горизонтально расположенным вдоль печи охлаждаемым подовым трубам.

Температурный режим методической печи характеризуется следующими значениями температур по зонам, °С: методическая – 800-1150; сварочная – 1250-1350; томильная – 1260-1300.

Особенностью работы горизонтальных труб при испарительном охлаждении является возможность расслоения потока пароводяной смеси и перегрева верхней образующей трубы вследствие низкой теплоотдачи к пару. При обеспечении скоростей циркуляции выше минимально допустимых опасность расслоения и перегрева горизонтальных труб полностью исключается. В связи с тем, что потери тепла с охлаждающей водой составляют 20-30% тепловой мощности печи, необходима тепловая изоляция охлаждаемых элементов. Применение изоляции подовых труб позволяет сократить потери тепла в 3-4 раза по сравнению с неизолированными трубами.

Основными охлаждаемыми элементами методических нагревательных печей являются подовые трубы – глиссажные (продольные) и опорные (поперечные).

При проектировании печей одним из определяющих условий в выборе схемы расположения подовых труб является создание минимальной обогреваемой поверхности этих труб с целью снижения потерь тепла с охлаждением и улучшения условий нагрева металла. В печах мелкосортных станов с наклонным подом подовые трубы отсутствуют. Здесь основными охлаждаемыми элементами являются подовые плиты.

Кроме перечисленных, в методических печах есть следующие охлаждаемые элементы: опорные змеевики торца посада, отбойники, балки окон загрузки и выдачи металла,

пятовые балки, рамы смотровых окон и окон выгрузки, охлаждаемые детали горелок, направляющие брусья, люки и др.

Глиссажные (продольные) трубы являются несущими охлаждаемыми элементами печи, непосредственно воспринимающими весовые нагрузки нагреваемого металла. Они подвержены истиранию нагреваемыми слитками на поверхности опирания. Число глиссажных труб и их размеры определяются размерами печи и весом нагреваемых слитков или заготовок.

Опорные змеевики торца посада печи установлены над дымоспадом крупных методических печей и служат опорой для продольных труб в этом районе печи.

Рама окон выгрузки устанавливается в печах с боковой выдачей металла. При водяном охлаждении их изготавливают полыми с анкерами. При испарительном охлаждении – трубчатыми. Отбойники служат для предотвращения смещения нагреваемых заготовок в поперечном направлении печи. При включении в систему испарительного охлаждения отбойники выделяют в самостоятельный контур. Балки торца загрузки служат для поддержания свода. При водяном охлаждении их изготавливают полыми, при испарительном охлаждении балку делают трубчатой с набивкой огнеупорной массы. Балка торца выдачи поддерживает свод. При водяном охлаждении ее изготавливают полой, при испарительном – трубчатой.

Горелки крупных нагревательных печей применяют с охлаждаемыми головками. Их конструкция может быть однотипной при водяном и испарительном охлаждении.

Перечисленные выше охлаждаемые элементы методических нагревательных печей испытаны в работе на испарительном охлаждении при естественной циркуляции. Многолетний опыт эксплуатации свидетельствует о высокой их надежности при испарительном охлаждении.

### **5.3 Использование теплоты уходящих газов**

#### **5.3.1 Рекуператоры**

Рекуператоры – это теплообменники стационарного поверхностного типа, в которых греющая и нагреваемая среды разделены стенкой. Температуры сред, а так же температура стенки в каком либо сечении не изменяется во времени.

За счет теплоты продуктов сгорания подогревают компоненты горения: воздух и низкокалорийный газ с теплотой сгорания  $Q_{\text{H}}^{\text{p}} < 8 \text{ МДж/м}^3$ , что является внутренним использованием ВЭР.

Для подогрева компонентов горения и низкокалорийных топливных газов используют стационарные теплообменники (рекуператоры) и нестационарные (регенераторы). Керамические рекуператоры обеспечивают высокую температуру подогрева воздуха, но имеют низкую герметичность. Особое внимание обращается на аэродинамический режим рекуператора.

По способу внешнего теплообмена со стороны дымовых газов, рекуператоры разделяют на конвективные и радиационные.

По направлению движения греющих и нагреваемых сред различают следующие тепловые схемы рекуператоров:

#### 1) Противоток

*Достоинства:* можно получить высокую конечную температуру нагреваемой среды. Конечная температура воздуха близка к начальной температуре дыма. Это говорит о высокой степени использования ВЭР.

*Недостатки:* температура стенки может ограничивать подогрев воздуха: высокая температура воздуха влечет за собой высокую температуру стенки, значит, для работы стенки создаются тяжелые условия.

#### 2) Прямоток

*Достоинства:* стенка находится в «комфортных условиях», температура стенки невысокая.

*Недостаток:* низкий коэффициент использования ВЭР, небольшой подогрев воздуха (температура воздуха конечная меньше конечной температуры дыма), высокая температура дымовых газов.

На практике используют сложные схемы:

- перекрестный ток
- перекрестный прямоток
- перекрестный противоток
- комбинация всех этих видов тока в одном рекуператоре

При конструировании рекуператора стараются обеспечить следующие требования к конструкции:

1. Необходимо применять окалиностойкие материалы (устойчивость к агрессивным средам).
2. Применять материалов с высокой теплопроводностью.
3. Обеспечить возможный минимум температуры стенки.
4. Предотвращение местных перегревов (равномерное распределение воздуха и дымовых газов).
5. Герметичность конструкции, газоплотность (исключается перетекание одной среды в другую).
6. Возможность чистки поверхности нагрева в процессе работы.
7. Обеспечение свободного расширения элементов поверхностей нагрева при нагреве и охлаждении (компенсация температурных расширений).
8. Экономичность рекуператора, которая достигается путем решения задачи оптимизации.

В конвективных рекуператорах преобладает конвективный теплообмен со стороны продуктов сгорания. Радиационный теплообмен развит слабо из-за малой толщины излучающего слоя.

Для интенсификации конвективного теплообмена применяют различные приемы:

1. Оребрение поверхности для повышения коэффициента теплообмена.
2. Применение игольчатых труб для увеличения площади и интенсификации турбулентности (уменьшается пограничный слой).
3. Увеличение скорости движения сред.
4. Организация тангенциального движения.
5. Формирование пучка труб взамен единичной трубы.

Преимущество отдается использованию шахматных пучков труб.

*Достоинства* керамических рекуператоров: возможность высокотемпературного нагрева (до 600°C), долговечность (срок службы – несколько лет).

*Недостатки* керамических рекуператоров: низкая герметичность, громоздкость, большие тепловые сопротивления.

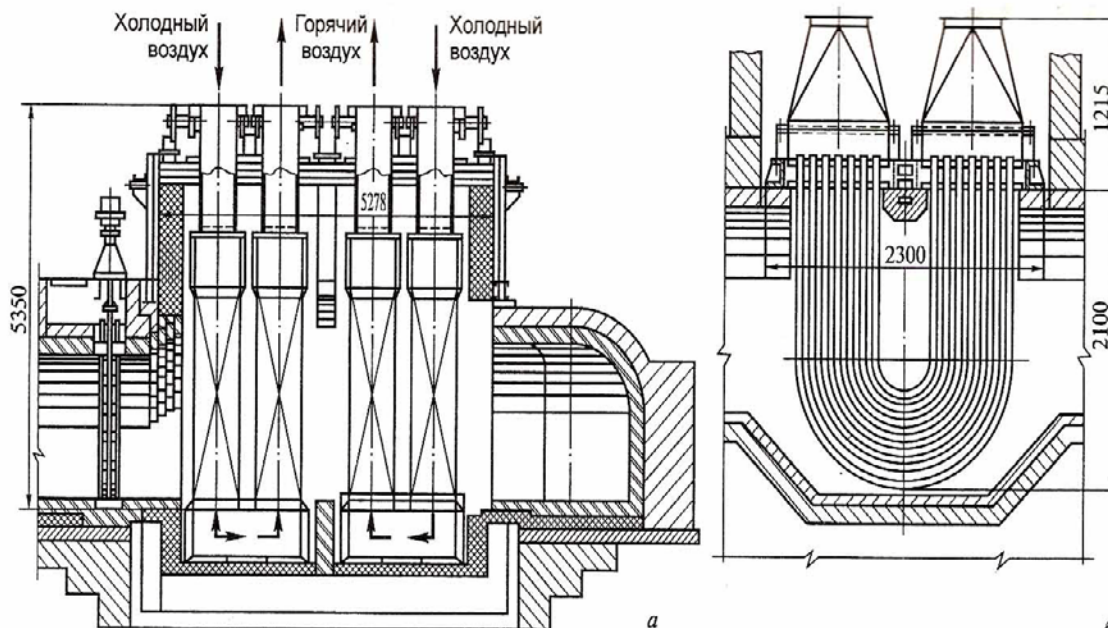


Рисунок 5.4 – Металлические трубчатые рекуператоры с прямыми (а) и петлеобразными (б) трубками

На отечественных металлургических заводах применяют чаще всего рекуператоры из специальных фасонных шамотных кирпичей. Рекуператор набирается из отдельных блоков и используется в методических печах. Трубчатый рекуператор используется в нагревательных колодцах и представляет собой трубки длиной 300 мм. Внутри трубки идут продукты сгорания, а снаружи они омываются воздухом. Из-за низкой газоплотности ограничивают скорость воздуха (2-4 м/с) для уменьшения утечек воздуха на дымовую сторону. Керамические рекуператоры применяются все реже. По мере развития металлургии и получения относительно недорогих легированных марок стали, выдерживающих высокие температуры, большое распространение получают металлические рекуператоры (рис. 5.4).

### 5.3.2 Регенераторы

Регенераторы, также как и рекуператоры, используются для подогрева компонентов горения (внутреннее использование ВЭР). Это теплообменники нестационарного типа периодического действия, в которых посредником между греющей и нагреваемой средами является массивная регенеративная насадка, которая работает в нестационарных



условиях. Через насадку проходят продукты сгорания в течении некоторого времени  $\Delta\tau_1$  (5-10 минут), отдают свое тепло насадке, которая в свою очередь аккумулирует теплоту. Затем происходит перекидка клапанов и через нагретую насадку пропускают нагреваемую среду. Время охлаждения насадки  $\Delta\tau_2$ . Таким образом, насадка работает поочередно: сначала нагревается, затем охлаждается. В регенераторах целесообразно нагревать воздух и низкокалорийные газы. Регенеративная насадка является посредником между греющим и нагреваемым потоком. Насадка выкладывается из огнеупора (шамот, высокоглиноземистый кирпич, динас). Печи, в которых применяется регенератор, называются регенеративными печами.

*Достоинства* (по сравнению с рекуператором):

1. Возможен высокотемпературный подогрев компонентов горения до температур 1000-1200°C, так как в качестве насадки используется огнеупорный материал. В качестве материала для насадок используются обыкновенные и фасонные кирпичи из шамота и высокоглиноземистых огнеупоров. В последнее время стали использоваться шариковые насадки.
2. Простота конструкции (изготовление и ремонт насадки происходит достаточно быстро, так как насадка состоит из кирпичей или небольших блоков).
3. В рекуператорах нет проблем с герметичностью.
4. Большой срок службы насадок, дешевизна.

*Недостатки:*

1. Непостоянство температуры компонентов горения.
2. Необходимы устройства для реверса (система перекидки клапанов, механизмы).
3. Запыление насадки.
4. Потери компонентов горения (части газа или воздуха) при перекидке клапанов.

Одной из характеристик насадок является удельная поверхность нагрева,  $H, \text{м}^2/\text{м}^3$ . Чем больше удельная поверхность нагрева, тем компактнее насадка, но с другой стороны – меньше размер ячейки, что ведет к засоренности. Интенсивность теплообмена оценивается по поверхностному коэффициенту теплоотдачи  $\alpha_F$ .

Высота насадки ограничивается грунтовыми водами. Поэтому, чем больше высота насадки, тем глубже яма для нее, и

тем ближе грунтовые воды. Если уровень грунтовых вод высок, то камеру насадки помещают в водонепроницаемый кессон.

Для исключения воздействия грунтовых вод можно использовать регенератор с горизонтальной насадкой.

Для повышения коэффициента стройности строят двух оборотные насадки (двухоборотный регенератор) (рис. 5.5).

Недостатком двухоборотной насадки является большое аэродинамическое сопротивление.

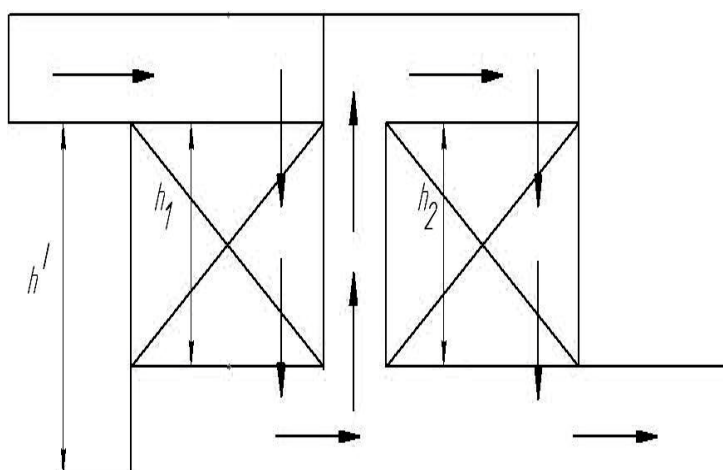


Рисунок 5.5 – Двухоборотный регенератор

### 5.3.3 Котлы-утилизаторы

Котел-утилизатор – это паровой котел, в котором греющей средой являются отходящие продукты сгорания. Использование ВЭР в котле-утилизаторе не связано с тепловым агрегатом, за которым он установлен. Котел относится к внешнему использованию ВЭР. Начальная температура дымовых газов может быть разной: если температура дыма начальная  $t_{\text{дн}} < 1000^{\circ}\text{C}$ , то на котле устанавливается циркуляционный насос, а так же если нет достаточной высоты для установки барабана-сепаратора. Если температура дыма начальная  $t_{\text{дн}} < 650^{\circ}\text{C}$ , то пароперегреватель не устанавливают. Если на печи имеется испарительное охлаждение, его включают в общую схему ВЭР (рис.5.6).

Если температура дыма начальная  $t_{\text{дн}} > 1000^{\circ}\text{C}$ , то в котле-утилизаторе устанавливают радиационную камеру. В этом случае возможна естественная циркуляция, то есть можно работать без циркуляционного насоса. Вторая камера в котле-утилизаторе – это конвективная поверхность нагрева.

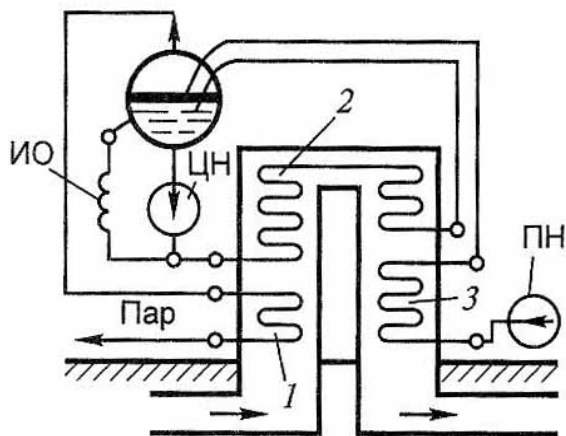


Рисунок 5.6 – Комплексная схема использования ВЭР с котлом-утилизатором: ИО – испарительное охлаждение, ПН – питательный насос, ЦН – циркуляционный насос, 1 – пароперегреватель, 2 – испарительные поверхности, 3 – экономайзер.

В случае если основной технологический агрегат работает с переменной тепловой нагрузкой, устанавливают дополнительную топку, в которую подается топливо и воздух, то есть возможна работа котла-утилизатора с периодическим отоплением.

Котел-утилизатор представляет собой большое дополнительное аэродинамическое сопротивление, которое составляет  $\Delta p_{\text{сопр}} = 1000-1500 \text{ Па}$ , поэтому необходима установка дымососа. При расчете эффективности ВЭР следует учитывать расход энергии на дымосос. В том случае, если продукты сгорания, которые поступают в котел-утилизатор, имеют большое содержание технологической пыли (сталеплавильные печи, конвертор), то требуется периодическая очистка поверхностей нагрева. С одной стороны, засорение поверхностей нагрева увеличивает тепловое сопротивление, а следовательно, уменьшается эффективность использования ВЭР. С другой стороны, увеличивается аэродинамическое сопротивление конвективных поверхностей. Особенно это актуально для кислородного конвертера. Котлы-утилизаторы маркируются по расходу продуктов сгорания: КУ – 80 ( $V_T = 80000 \text{ м}^3/\text{ч}$  при НФУ), КУ – 60, КУ – 125

На рис. 5.7 показан продольный разрез котла КУ-80-3. В подъемной шахте по ходу газов расположены первый испарительный пакет, пароперегреватель, второй испарительный пакет и вторая секция третьего испарительного пакета. В опускном газоходе расположены первая секция третьего испарительного пакета и две секции экономайзеров. Питательная вода после экономайзера поступает в барабан котла, откуда с помощью циркуляционных насосов через шламоуловитель

подается в три параллельно включенных испарительных пакета. Пароводяная смесь из испарительных поверхностей нагрева поступает в барабан, а отсепарированный насыщенный пар направляется в пароперегреватель. Путем деления испарительной системы котла с многократной принудительной циркуляцией (МПЦ) на две-три секции, включенные по воде параллельно, удастся в 6-8 раз снизить необходимое давление и мощность циркуляционных насосов. Соотношение длины змеевиков каждой секции подбирается так, чтобы их гидравлическое сопротивление было примерно одинаковым. Движение газов и пара в КУ с расходами газов  $(60-120) \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$  при давлении пара 4,5 МПа противоточное. На всех котлах используется одноступенчатое испарение. Предусмотрена возможность совместной работы котла с испарительным охлаждением печи. В барабане котла размещено сепарационное устройство.

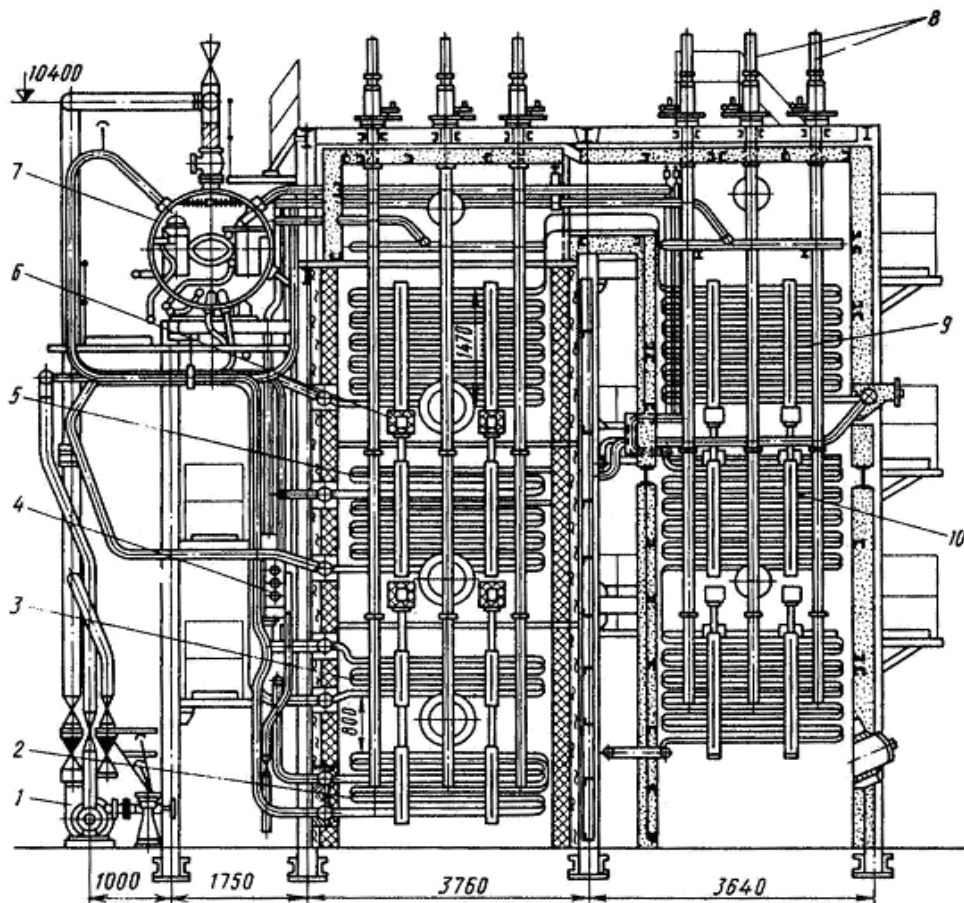


Рисунок 5.7 - Котел-утилизатор КУ-80-3:

1—циркуляционный насос; 2—испаритель I-й ступени; 3—пароперегреватель; 4—шламоотделитель; 5—испаритель II-й ступени; 6—балки; 7—барабан; 8—обдувочные линии; 9—испаритель III-й ступени; 10—экономайзер

### 5.4 ВЭР охлаждающих сред. Испарительное охлаждение

В высокотемпературных установках многие конструктивные элементы находятся в зонах высоких температур, и надежная их работа обеспечивается системами принудительного охлаждения. Различают водяное (рис. 5.8) и испарительное охлаждение.

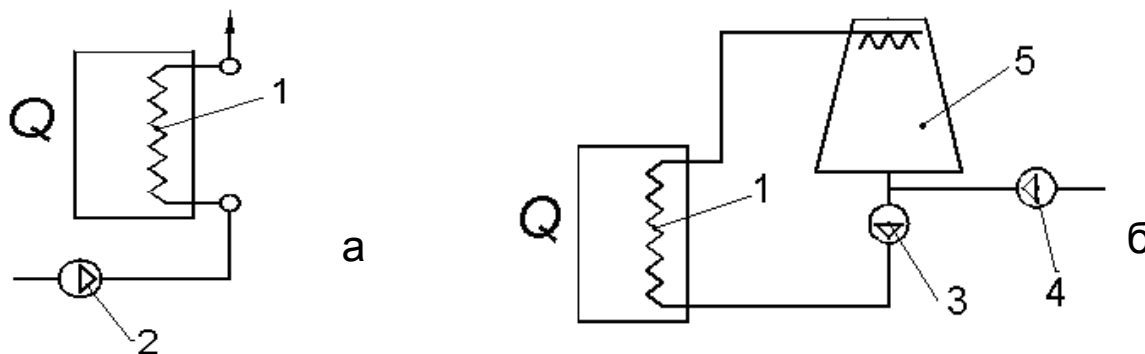


Рисунок 5.8 – Схемы водяного охлаждения конструктивных элементов:

а – разомкнутая схема; б – замкнутая схема;

1 – теплообменная поверхность; 2 – насос; 3 – циркуляционный насос; 4 – подпиточный насос; 5 – градирня

*Водяное охлаждение* осуществляется либо по разомкнутой, либо по замкнутой схемам. Температура технической (без ХВО) воды на выходе не должна превышать  $\sim 40^{\circ}\text{C}$  из-за опасности образования накипи. Незначительный нагрев воды (на  $10\text{-}15^{\circ}\text{C}$ ) требует большого расхода воды. По конструктивным признакам можно выделить два типа охлаждаемых элементов: коробчатые и трубчатые. В полых коробчатых элементах скорость движения потока в несколько раз ниже, чем в подводящих теплоноситель трубах.

*Недостатки* водяного охлаждения:

1. Низкая температура охлаждающей воды исключает возможность использования тепла, уносимого водой (воду сбрасывают в канализацию либо охлаждают в градирнях).

2. Большие расходы воды, до 500 т/ч на 1 агрегат.

Водяное охлаждение может быть также с использованием химически очищенной воды, что позволяет снизить ее расход и уменьшить опасность накипобразования.

При *испарительном охлаждении* теплота от нагретых элементов печи отводится водой, нагревающейся до образования пароводяной эмульсии. При этом используется скрытая теплота парообразования, т. е. тепло, отбираемое охлаждающей водой,

затрачивается на ее испарение. В холодильники печи подается вода, освобожденная от солей жесткости и лишенная коррозионных свойств. Получаемый пар используется на технологические нужды. Сущность испарительного охлаждения (рис. 5.9) заключается в охлаждении конструктивных элементов печей химочищенной водой, причем отводимая от конструктивных элементов теплота затрачивается на испарение.

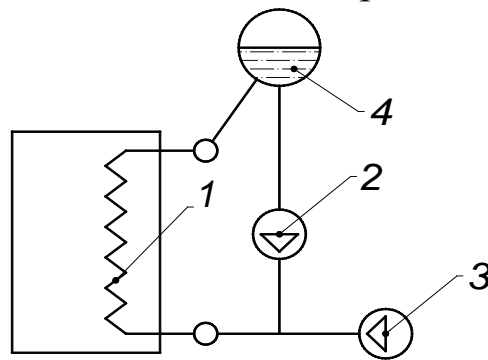


Рисунок 5.9 - Схема испарительного охлаждения:

1 – теплообменная поверхность; 2 – циркуляционный насос; 3 – подпиточный насос; 4 – барабан

Охлаждаемые элементы присоединены двумя трубами к барабану-сепаратору, в котором пар отделяется от воды. Возможно применение естественной и принудительной циркуляции воды. Отводимая теплота используется на производство пара в количестве, кг/с,

$$D = \frac{Q}{i'' - i_{п.в}},$$

где  $Q$  – отводимое количество теплоты;

$i''$  и  $i_{п.в}$  – энтальпии насыщенного пара и питательной воды, кДж/кг.

Испарительное охлаждение имеет следующие *преимущества*:

1. Уменьшение расхода воды.
2. Использование химводоподготовки и уменьшение накипеобразования обеспечивает более низкое значение температуры охлаждаемых стенок.
3. Полезно используется теплота, отведенная от агрегата.

При появлении накипи толщиной в 1 мм ( $\delta_m \approx 1$ ) мм и при теплопроводности накипи  $\lambda_n \approx 1$  Вт/(м·К) превышение температуры стенки над температурой теплоносителя составит

уже  $\Delta T = 500^\circ\text{C}$ . Таким образом, слой накипи даже в 1 мм может привести к пережогу труб либо кессонов.

При испарительном охлаждении 1 кг воды, испаряясь, отбирает у охлаждаемой детали 2264 кДж теплоты. Кроме того, поступающая в систему вода, нагреваясь до кипения, отбирает еще 294 кДж. Чтобы отобрать такое же количество теплоты при водяном охлаждении при повышении температуры воды на  $10^\circ\text{C}$  потребовалось бы 60 кг воды, т.е. в 60 раз больше, чем при испарительном охлаждении. В схеме с принудительной циркуляцией вода из бака-сепаратора подается к детали с помощью специального насоса, при этом давление в системе может быть доведено до 1,8-3,9 МПа.

В конструкции металлургической печи есть элементы, изготовленные из металла, которые находятся в зоне высоких температур. Эти элементы выполняют функции, связанные с большой механической и тепловой нагрузкой. (Например, подовые и глиссажные трубы толкательной методической печи, пятовые балки сталеплавильных печей, которые воспринимают нагрузку свода печи – должны иметь охлаждение. В процессе эксплуатации свод печи изнашивается.

Кожух доменной печи, выполненный из металла, воспринимает нагрузку всей массы печи и должен охлаждаться. Фурменные приборы доменных печей (фурмы, через которые подается горячее дутье (температура  $1100^\circ\text{C}$ ), воспринимают большое тепловое излучение (температура  $2000^\circ\text{C}$ ), и также требуют охлаждения.

Допустимые температуры для металлических элементов:

- углеродистые стали, чугун –  $400^\circ\text{C}$
- цветные металлы –  $180-250^\circ\text{C}$
- жаропрочные стали –  $850-1000^\circ\text{C}$

*Достоинства испарительного охлаждения:*

1. Практически исключается накипеобразование.
2. Увеличивается срок службы охлаждаемых элементов.
3. ВЭР используется для производства пара. Если печь работает с котлом утилизатором, то можно получать пар энергетических параметров (для паровых турбин).
4. Требуется меньший расход воды, а значит, уменьшение энергетических затрат.

*Недостатки:* необходимость химводоочистки, что ведет к удорожанию и высоким капитальным затратам, дополнительные трудности в эксплуатации, связанные с повышением давления, усложнение конструкции.

## **5.5 Примеры комплексного использования ВЭР**

### **5.5.1 Производство чугуна в доменных печах**

Большинство доменных печей работают с повышенным давлением под колошником. Повышенное давление дало возможность увеличить расход дутья, подаваемого в печь, увеличить производительность, уменьшить запыленность рабочих газов (обычная запыленность  $P=60 \text{ г/м}^3$ , улучшенная  $P=20-30 \text{ г/м}^3$ ). Вторичными энергоресурсами отходящих газов доменной печи являются:

1) Химическое тепло отходящих газов с  $Q_{\text{н}}^{\text{р}}=3,94 \text{ МДж/м}^3$ , и температурой жаропроизводительности  $t_{\text{ж}}=1400^{\circ}\text{С}$ . Химическая теплота используется частично как топливо в доменной печи, в воздухонагревателях (каупер регенеративный) нагрев до  $1100-1200^{\circ}\text{С}$ , а так же во внешних потребителях, в других металлургических печах, в основном для получения смешанного коксово-доменного (или природного-коксового) газа нужной  $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$  от 4 МДж и выше для использования в котлах ТЭЦ ПВС, и нагревательных печах (методические, термические и др.)

2) Избыточное давление доменного газа ( $P_{\text{абс}}=0,32 \text{ МПа}$ ) используется в расширительных станциях. В основе станции лежит газовая турбина, рабочим телом является газ повышенного давления, подогретый до температуры  $400-500^{\circ}\text{С}$ . Энергия используется в газовой турбине для получения дутья для доменной печи или электроэнергии для потребителей.

Комплексная схема использования ВЭР доменного газа (рис. 5.10) представляет собой следующее:

1) Доменный газ с  $P_{\text{абс}}=0,32 \text{ МПа}$ , температурой  $t=500^{\circ}\text{С}$  и запыленностью  $15-20 \text{ г/м}^3$  при повышенном давлении (при обычном давлении –  $50-60 \text{ г/м}^3$ ) поступает в систему газоочистки с использованием мокрой очистки, где запыленность газов снижается до  $10 \text{ г/м}^3$ . Такая запыленность допустима для использования в горелках, а самое главное – в газовой турбине (минимальный износ лопаток). Так как газоочистка включает



мокрую очистку в скрубберах, температура доменного газа падает от 500 до 20°C.

2) Доменный газ из газоочистки поступает в газовую турбину, пройдя последовательно два подогревателя, в результате чего он подогревается до 450°C.

3) В газовой турбине происходит расширение доменного газа от  $P^{\text{абс}}_{\text{нач}}=0,25-0,30\text{МПа}$  до  $P^{\text{абс}}_{\text{кон}}=0,11\text{МПа}$ , при этом температура доменного газа снижается от 450 до 300°C. Вырабатываемая механическая энергия (для доменной печи объемом 1460 м<sup>3</sup> при выходе продуктов сгорания 250000м<sup>3</sup>/ч, мощность турбины составляет 12 МВт). Эта энергия используется в турбовоздуходувке для получения сжатого воздуха (дутья) с давлением  $P^{\text{абс}}=0,45\text{МПа}$  и температурой  $t=100^\circ\text{C}$ .

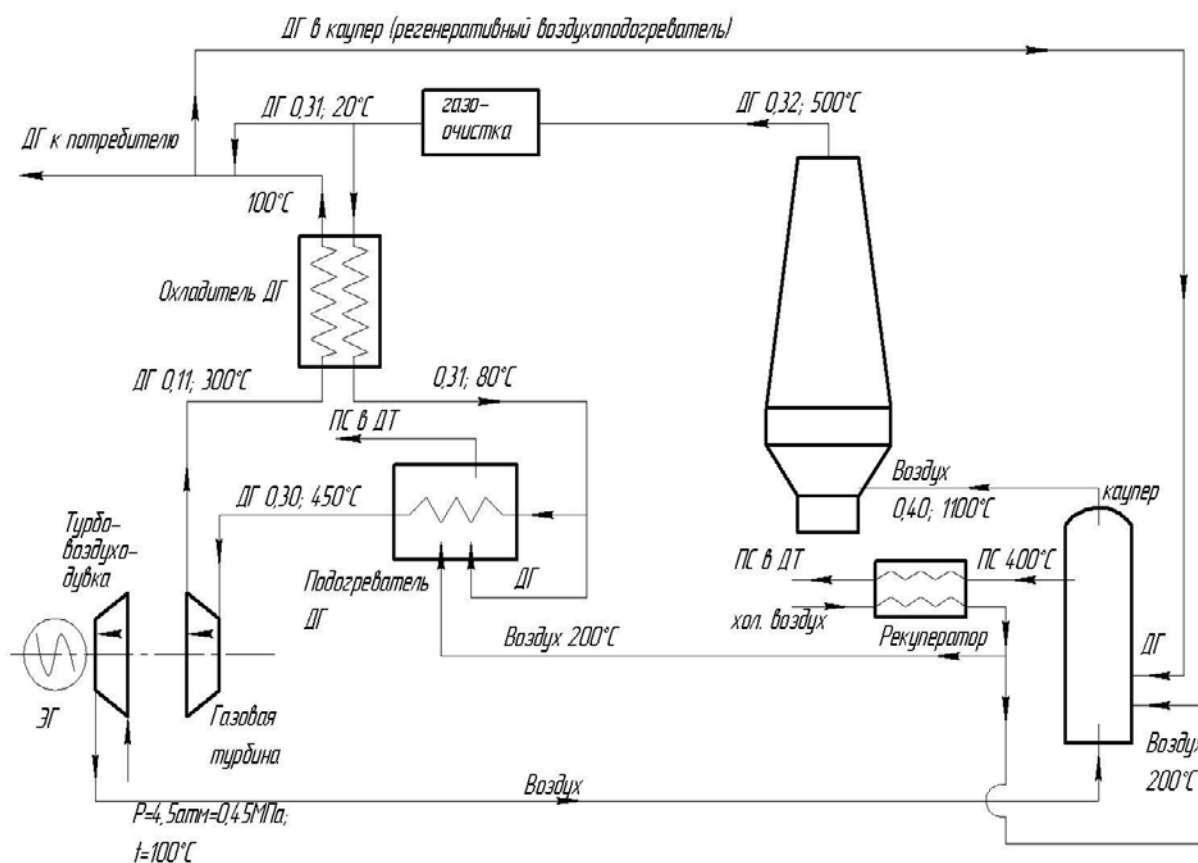


Рисунок 5.10 – Схема использования ВЭР в доменной печи (с расширительной станцией)

4) Часть доменного газа сжигается в «подогревателе» для подогрева доменного газа до 450°C; воздух для сжигания этого

газа подогревается в рекуператоре до  $200^{\circ}\text{C}$ ; продукты сгорания отводятся в дымовую трубу.

5) Продукты сгорания с газовой турбины с параметрами  $P_{\text{нач}}=0,11$  МПа и  $t_{\text{нач}}=300^{\circ}\text{C}$  поступают в охладитель, в котором охлаждаются до  $100^{\circ}\text{C}$ , а отдаваемое тепло используется для предварительного подогрева доменного газа, поступающего в турбину, до  $80^{\circ}\text{C}$ .

6) Воздух из турбовоздуходувки ( $P=0,45$  МПа,  $t=100^{\circ}\text{C}$ ) поступает в кауперы – регенеративные воздухонагреватели дутья – где подогревается до  $1100^{\circ}\text{C}$  и подается через фурмы в доменную печь. Для нагрева дутья в кауперах сжигается очищенный доменный газ, а воздух для сжигания доменного газа, подогретый в рекуператоре до  $200^{\circ}\text{C}$ , подается от вентилятора.

7) В рекуператор подаются греющие газы – продукты сгорания из каупера с температурой  $400^{\circ}\text{C}$ ; нагреваемая среда – воздух для горения в каупере, нагревается от температуры атмосферы до  $200^{\circ}\text{C}$ .

При сгорании метана образуются водяные пары, которые при температуре точки росы конденсируются, и это может приводить к коррозии. Что бы этого не допускать, необходимо держать температуру продуктов сгорания выше температуры точки росы.

Экономичность расширительной станции (газовой турбины) достаточно высока, так как отсутствует воздушный компрессор, который обычно является неотъемлемой частью ГТУ с камерой сгорания. Оборудование расширительной станции недорогое (по сравнению с ГТУ с камерой сгорания), так как температура и давление газа невелики (нет необходимости использовать сверхжаропрочные стали, а так же сложные системы охлаждения лопаток).

### **5.5.2 Нагрев металла в методических печах прокатных цехов**

Схема использования ВЭР уходящих продуктов сгорания приведена на рис.5.11. Методическая печь для нагрева слябов МНЛЗ перед прокаткой состоит из следующих зон: методической (неотапливаемой), сварочной с верхним и нижним отоплением и томильной с односторонним отоплением. Холодный сляб по рольгангу подается к окну загрузки, откуда вталкивается

толкателем в методическую зону печи. При этом садка металла перемещается на ширине сляба, а последний (горячий) сляб выталкивается из печи и передается на рольганг прокатного стана.

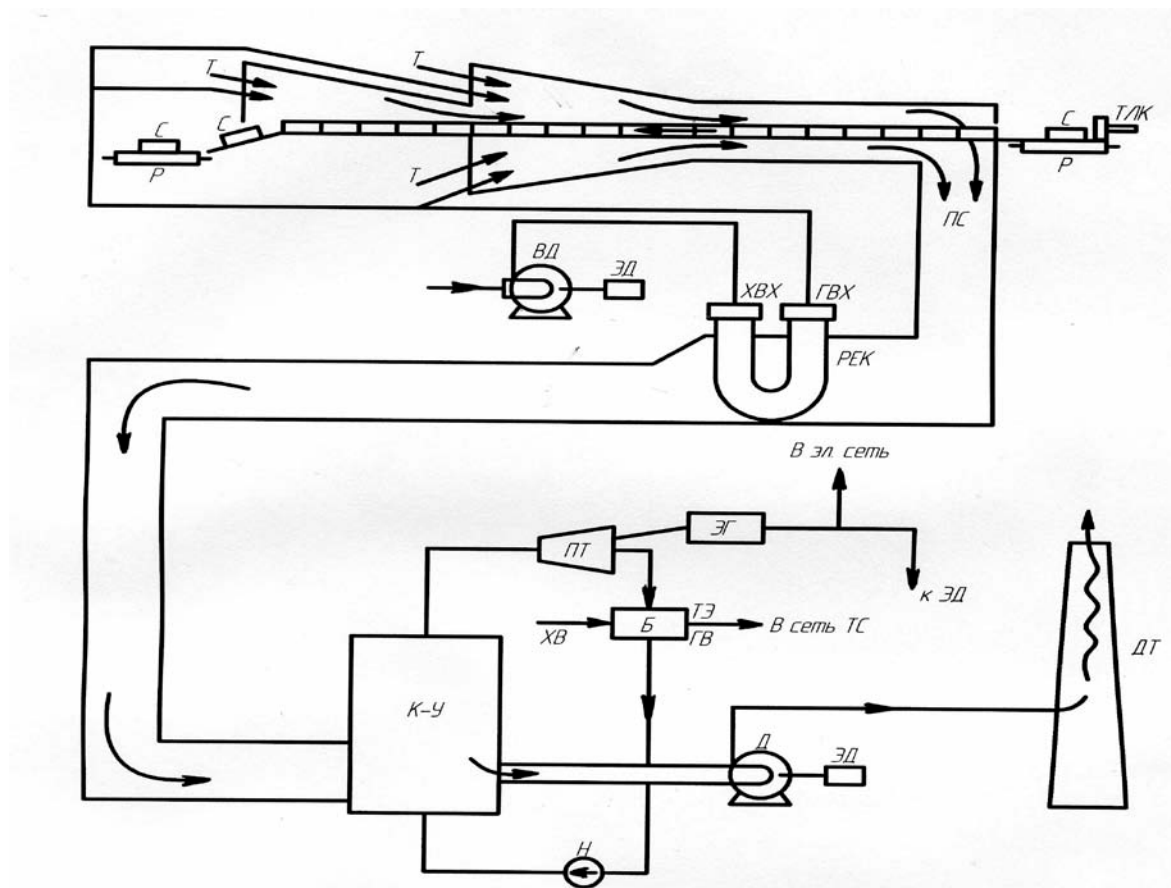


Рисунок 5.11 – Схема использования теплоты продуктов сгорания (ВЕР) нагревательной методической печи:

Т – топливо, С – сляб, ТЛК – толкатель, Р – рольганг, ПС – уходящие продукты сгорания, РЕК – рекуператор, ХВХ – холодный воздух, ГВХ – горячий воздух, ВД – вентилятор дутьевой, ЭД – электродвигатель, К-У – котел-утилизатор, Д – дымосос, ДТ – дымовая труба, ПТ – паровая турбина, Б – бойлер-конденсатор, Н – насос, ХВ – холодная вода, ГВ – горячая вода, ТЭ – тепловая энергия горячей воды, ТС – теплоснабжение, ЭГ – электрогенератор, ЭЭ – электрическая энергия.

Движение греющих газов (продуктов сгорания топлива) и нагреваемого металла (слябов) происходит в противотоке. Идущие с методической зоны печи газы при температуре 800-1000 °С, являются вторичными энергетическими ресурсами, которые и используются по схеме на рис.5.11.

В методической печи с нижним отоплением садка металла располагается на охлаждаемых подовых трубах и если

применяется испарительное охлаждение, то используется ВЭР охлаждающей среды для получения пара. Таким образом, в печи используется два типа ВЭР: уходящие газы и испарительное охлаждение.

ВЭР уходящих газов, используется в два этапа: в рекуператоре и котле-утилизаторе. На I этапе за счет ВЭР в рекуператоре холодный воздух подается вентилятором, подогревается, а горячий воздух подается к горелкам томильной зоны печи и к горелкам верхней и нижней сварочных зон.

Газ (продукты сгорания), идущий в рекуператоре, охлаждается до 500-700°C. На II этапе за счет ВЭР в котле-утилизаторе вырабатывается пар энергетических параметров ( $p > 3,9 \text{ МПа}$ ), используемых в паровой турбине с противодавлением. Паровая турбина приводит в действие электрогенератор, а выработанная электроэнергия используется для привода нагнетателей (вентилятора, дымососа, насосов) и других потребностей. Остаток электроэнергии может передаваться в электрическую сеть. Отработанный пар при давлении выше атмосферного и температуре более 100°C, конденсируется и охлаждается в бойлере, а теплота конденсации и охлаждения используется для нагрева сетевой воды системы теплоснабжения. Часть тепловой энергии горячей воды может быть рассмотрена как товар.

После котла-утилизатора газы (продукты сгорания), охлажденные до температуры 120-200°C, поступают в дымосос, который преодолевает аэродинамические сопротивления, т.е. все этапы использования ВЭР, и выбрасывает эти газы в атмосферу через дымоход.

На рис. 5.12 показана схема энерготехнологического агрегата (ЭТА), предназначенного для нагрева металла перед прокаткой. Теплоиспользующая котельная поверхность нагрева устанавливается над нагревательной печью непосредственно перед воздушным подогревателем. При этом открывается возможность повысить температуру газов на выходе из печи, что приводит к интенсификации нагрева металла; одновременно обеспечивается также надежная работа воздухоподогревателя.

Дополнительными преимуществами ЭТА являются снижение капитальных затрат при повышении эффективности работы в связи с ликвидацией подземных боровов большой

протяженности, керамического рекуператора, отдельного здания для КУ. Имеется возможность более глубокого охлаждения газов в связи с установкой воздушного подогревателя в качестве замыкающей поверхности. Экономия топлива достигается за счет подогрева воздуха до высоких температур.

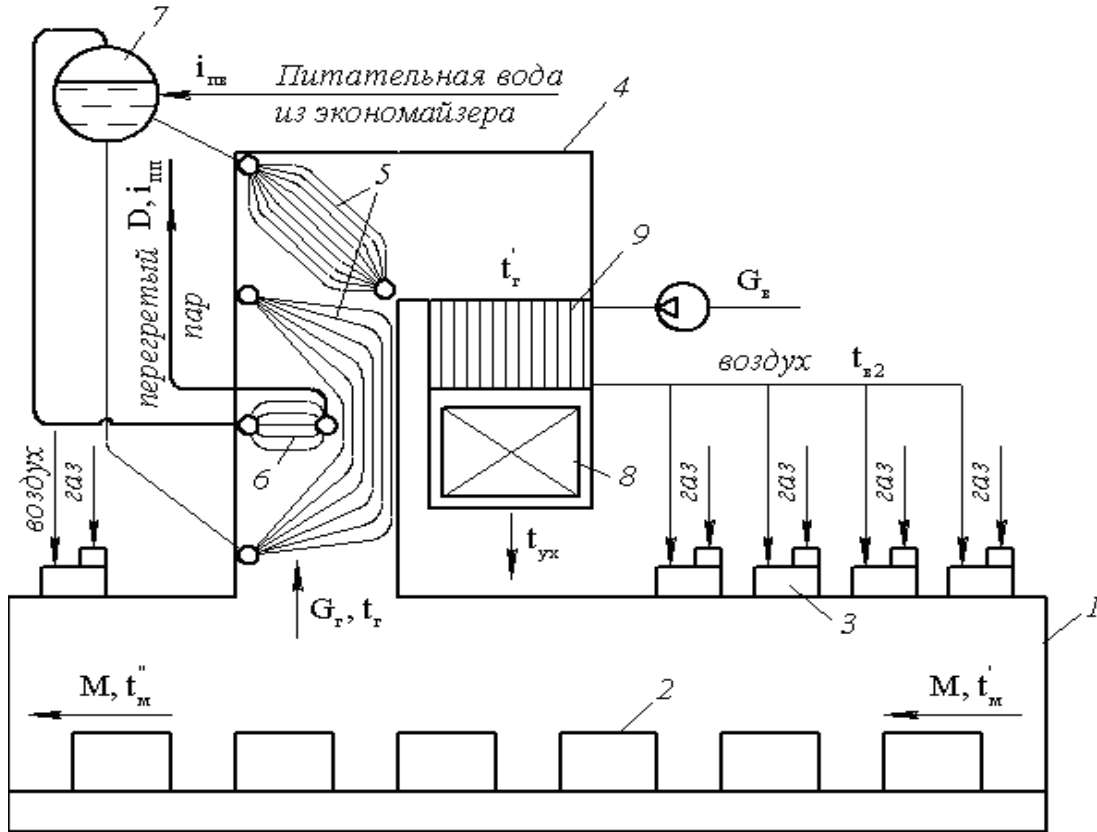


Рисунок 5.12 - Схема ЭТА для нагрева металла и выработки энергетического пара:

1 – проходная печь для нагрева металла; 2 – нагреваемый металл; 3 – газовые горелки; 4 – котел-утилизатор; 5 – испарительные поверхности нагрева; 6 – пароперегреватель; 7 – барабан; 8 – водяной экономайзер; 9 – воздухоподогреватель

Тепловой баланс печи имеет следующий вид:

$$Mc_m t'_m + BQ_H^p + G_B c_B t_B = Mc_m t''_m + G_r c_r t_r,$$

где  $M$  – массовое количество подогреваемого металла, кг/с;

$G_r$  и  $G_B$  – расходы продуктов сгорания и воздуха соответственно, м<sup>3</sup>/с;

$B$  – расход топлива на подогрев металла, м<sup>3</sup>/с;

$Q_H^p$  – теплота сгорания газа, МДж/м<sup>3</sup>;

$c_b, c_r, c_m$  - теплоемкости воздуха, газа, и металла соответственно, кДж/м<sup>3</sup> и кДж/кг;

$t_e$  – температура подогретого воздуха, °С;

$t_r$  – температура продуктов сгорания на выходе из печи, °С;

$t'_m, t''_m$  - температура металла на входе и на выходе из печи, °С.

Расходы продуктов сгорания и воздуха связаны с расходом топлива  $B$  соотношениями

$$G_r = BV_r = B[V_r^0 + (\alpha - 1)V^0]; G_b = B\alpha V^0,$$

где  $V^0$  – теоретически необходимое количество воздуха, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>;

$V_r^0$  – теоретический объем продуктов сгорания, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>;

$\alpha$  – коэффициент избытка воздуха.

Подставляя указанные выражения в уравнение (в), получим выражение для расчета удельного расхода топлива на нагрев единицы массы металла:

$$b = \frac{B}{M} = \frac{c_m(t''_m - t'_m)}{Q_H^p + \alpha V^0 c_d t_d - V_r c_r t_u}.$$

## 6 ОЧИСТКА ОТХОДЯЩИХ ГАЗОВ В МЕТАЛЛУРГИИ

### 6.1 Краткая характеристика вредных веществ в отходящих газах

Металлургический завод, производящий 1 млн. тонн стали в год, за сутки выбрасывает в атмосферу 350 т пыли, 400 т диоксида углерода и 200 т диоксида серы. От общего количества выбросов промышленности на долю металлургического производства приходится 20% выбросов пыли, 43% углекислого газа, 16% сернистого ангидрида и 23% оксидов азота. Больше всего выбросов у аглофабрики и угольных ТЭЦ. От общего количества выбросов аглофабрика даёт 34% пыли, 82% сернистого ангидрида, 23% оксидов азота. Угольная ТЭЦ выбрасывает 36% пыли. Таким образом, аглофабрика и угольная ТЭЦ вместе выбрасывают в атмосферу около 70% общезаводских выбросов пыли.

Отходящие промышленные газы содержат примеси в виде твёрдых частиц, капелек жидкости, а также вредные газообразные продукты. Твёрдые примеси в промышленных газах мелко раздроблены и находятся в виде пыли или дыма. Размеры частиц пыли – от сотен мкм до долей мкм, размеры частиц дыма обычно меньше 1 мкм, но в отдельных случаях достигают и 2-3 мкм. Частицы пыли отличаются от частиц дыма не только размером, но и химическим составом. Сравнительно крупные частицы пыли представляют измельченный материал, перерабатываемый на данном предприятии (например, компоненты металлургической шихты). Частицы дыма отличаются по составу от исходного материала, из которого они образовались. В частности, во время плавки, при обжиге руд и при других металлургических процессах происходит испарение летучих металлов и их соединений с последующей конденсацией и образованием дыма. В результате, содержащаяся в отходящих газах тонкая пыль, нередко обогащается этими металлами настолько, что становится выгодным их извлечение. Такой побочный концентрат в виде пыли является единственным промышленным сырьём для получения многих редких элементов (селен, теллур, индий и др.), т.к. при очень низком содержании этих элементов в полиметаллических рудах прямое их извлечение экономически невыгодно. При неполном сгорании

топлива в состав дыма входит также сажа. Твёрдые частицы выпадают из отходящих газов, засоряют воздух, вредно действуют на организм человека, растительность, загрязняют почву.

Жидкие примеси присутствуют в промышленных газах в виде брызг или туманов, т. е. взвеси в газе очень мелких капелек (обычно меньше 1 мкм и до тысячных долей мкм), которые образовались в результате конденсации веществ, находившихся в газообразном состоянии. Генераторный и коксовый газы содержат капельки смолы и масел, извлечение их позволяет получать ценные продукты и является необходимой подготовительной стадией перед дальнейшим использованием газа.

Газообразные примеси (обычно вредные или нежелательные) в промышленных газах образуются, как правило, в ходе производства этих газов. Так, например, генераторный и коксовый газы содержат сероводород, сероуглерод и др. органических соединения серы (тиофен, меркаптаны и пр.), которая всегда присутствует в исходном сырье – каменном угле. Газы металлургических печей и продукты горения топлива – дымовые газы почти всегда содержат в том или ином количестве сернистый ангидрид.

Нижеперечисленные вредные вещества могут вызывать указанные эффекты при превышении предельно допустимых концентраций (ПДК) в воздухе и в некоторых случаях в жидкостях. Кроме того надо учитывать, что токсичность (вредность) этих веществ при комбинации друг с другом может возрасти в несколько раз.

*Бенз(а)тирен* ( $C_{20}H_{12}$ ) – 1 класс опасности - имеет свойство накапливаться в организме – канцероген; вызывает онкологические заболевания.

*Формальдегид* (НСОН) – класс опасности 2 – в некоторых случаях вызывает раздражения дыхательных путей – при длительных дозах значительно превышающих ПДК может вызывать: упадок сил, депрессию, головную боль, затрудненное дыхание, судороги – канцероген, может вызывать онкологические заболевания.

*Фенол* ( $C_6H_5OH$ ) – класс опасности 2 – раздражение слизистых оболочек глаз и дыхательных путей, при больших



дозах – тошнота, нарушения функций нервной системы – может усиливать канцерогенный эффект бенз(а)пирена.

*Диоксид азота* ( $\text{NO}_2$ ) – класс опасности 2 – сильно раздражает слизистые оболочки дыхательных путей – при высоких дозах вызывает судороги, параличи – длительное воздействие делает человека более восприимчивым к патогенам, вызывающим болезни дыхательных путей (туберкулез и т.д.) – вызывает повреждения зеленых насаждений и повышает их мутагенность.

*Сероводород* ( $\text{H}_2\text{S}$ ) – класс опасности 2 – сильно раздражает слизистые оболочки глаз и дыхательных путей – при хронической интоксикации развиваются функциональные нарушения нервной системы, упадок сил, нарушение пищеварения, малокровие, бронхит, дрожание пальцев и век, боли в мышцах и по ходу нервных стволов – длительное и систематическое воздействие приводит к снижению иммунитета, увеличению общей неспецифической заболеваемости, в том числе заболеваниями легочной системы, неврозами.

*Диоксид серы* ( $\text{SO}_2$ ) – класс опасности 3 – возможность превращения в серную кислоту и образования кислотных дождей – опасность возрастает при смешивании с пылью и другими вредными веществами – вызывает заболевания верхних дыхательных путей, бронхитов, перебои в сердечной деятельности, нарушение кровообращения при содержании 0,001% – при содержании 0,01% происходит отравление человека за несколько минут – вызывает повреждения зеленых насаждений и нарушает процесс фотосинтеза.

*Оксид углерода (угарный газ или монооксид углерода)* ( $\text{CO}$ ) – класс опасности 4 – газ без цвета и запаха – в повышенных концентрациях представляет собой смертельный яд – при небольших дозах, превышающих ПДК вызывает опоясывающие головные боли, может присутствовать тошнота и рвота – при систематическом превышении доз ПДК – вызывает нарушения центральной нервной системы.

*Аммиак* ( $\text{NH}_3$ ) – класс опасности 4 – бесцветный газ с резким запахом – хроническое воздействие не смертельных, но высоких доз приводит к вегетативным расстройствам, повышению возбудимости, жалобы на слабость, недомогание, насморк, кашель, боли в груди.

*Пыль (взвешенные частицы)* – вызывает раздражение верхних дыхательных путей – учитывая большое содержание металлов в пыли из-за специфики производства металлургических предприятий-загрязнителей, может вызывать заболевания, связанные с накоплением металлов в организме, проблемы с внутренними органам.

Таким образом, назначение очистки отходящих промышленных газов должно заключаться в снижении вредных выбросов до значений, которые не превышают предельно допустимых концентраций. Максимально разовые (МР), среднесуточные (СС) предельно-разовые концентрации приведены в таблице 6.1.

Таблица 6.1 – Значение предельно допустимых концентраций вредных веществ в атмосфере воздуха

<b>Загрязняющее вещество</b>	<b>ПДК<sub>М.Р.</sub>, мг/м<sup>3</sup></b>	<b>ПДК<sub>С.С.</sub>, мг/м<sup>3</sup></b>
1. Зола ТЭС	0,05	0,02
2. Сажа	0,15	0,05
3. Окислы серы	0,5	0,05
4. Диоксид азота NO <sub>2</sub>	0,085	0,04
5. Оксид азота NO	0,6	0,06
6. Оксид углерода	5,0	3,0
7. Пентаксид ванадия	-	0,002
8. Бенз(а)пирен C <sub>20</sub> H <sub>16</sub>	-	0,0001
9. Аммиак NH <sub>3</sub>	0,2	0,04
10. Сероводород H <sub>2</sub> S	0,008	-
11. Формальдегид	0,035	0,012
12. Хлор	0,1	0,03
13. Бензол	1,5	0,8
14. Пыль нетоксичная	0,5	0,05
15. Метанол	1,0	0,5
16. Оксид железа	-	0,04
17. Фенол	0,01	0,01

## 6.2 Способы и аппараты газоочистки

В настоящее время специальная очистка выбрасываемых в атмосферу газов от вредных *газообразных веществ* почти не применяется, а борьба с этими выбросами ведется непосредственно в технологическом процессе. Это связано как с экологическими, так и экономическими аспектами, так как производить очистку газов непосредственно перед рассеиванием их в атмосфере (например, через дымовую трубу) может быть несвоевременно и дорого. Исключением является коксохимическое производство, где очистка осуществляется в связи с необходимостью улавливания ряда ценных веществ.

В промышленности применяют механический, электрический и физико-химический способы очистки газов. На заводах чёрной металлургии, главным образом, осуществляют механическую очистку газов от пыли. По принципу действия применяемые методы очистки делят на *сухие и мокрые*. Применяемые для этого аппараты также делят на сухие и мокрые, в которых запыленные газы промывают водой. Мокрые пылеуловители позволяют одновременно с улавливанием пыли частично очищать газы от диоксида серы ( $\text{SO}_2$ ). Однако, эти пылеуловители потребляют значительное количество воды, которую затем необходимо очищать. Очистка сточных вод требует больших капитальных вложений и площадей, так как системы оборотного водоснабжения включают в себя сложные и дорогостоящие сооружения. Поэтому чаще используются сухие методы.

Механическую и электрическую очистку используют для улавливания из газов твёрдых и жидких примесей, а газообразные примеси улавливают физико-химическими способами.

*Механическую очистку* газов производят осаждением частиц примесей под действием силы тяжести или центробежной силы, фильтрацией сквозь волокнистые и пористые материалы, промывкой газа водой или др. жидкостью.

Наиболее простым, но малоэффективным и редко применяемым является способ осаждения крупной пыли под действием силы тяжести в так называемых пылевых камерах.

Осаждение пыли в газоходах и *осадительных камерах* происходит в основном под действием силы тяжести. Этому

препятствует сила сопротивления среды.

В начале осаждения, пока мало сопротивление, частица под действием силы тяжести начинает ускоренное движение. Рост скорости  $w$  прекращается, когда силы уравниваются. Далее осаждение идет равномерно с постоянной скоростью  $w_c$ . Такой процесс осаждения называется *седиментацией*. Эту конечную установившуюся скорость несложно определить, если выражение для силы тяжести приравнять силе Стокса:

$$\frac{1}{6} \pi d^3 g (\rho - \rho_r) = 3\pi \mu d w_c,$$

Отсюда  $w_c = d^2 (\rho - \rho_r) g / 18\mu \approx d^2 \rho g / 18\mu = g\tau_p,$

где  $\tau_p = d^2 \rho / 18\mu$  - время релаксации, с.

Через время  $\tau_p$  с начального момента движения частица начинает падать со скоростью  $w_c$ . Чем меньше время релаксации, тем быстрее частица приобретает установившуюся скорость. Формула применима для частиц размером до 70 мкм.

В общем случае скорость осаждения сферической частицы сечением  $f$  в результате действия внешней силы  $F$  может быть определена из выражения:

$$w = \sqrt{2F / \zeta \rho f},$$

или для силы тяжести  $w_c = \sqrt{4d(\rho - \rho_r)g / 3\zeta\rho_r},$

где коэффициент сопротивления  $\zeta$  зависит от режима обтекания. По этой формуле можно определять скорость для частиц размером больше 70 мкм.

Процесс осаждения частиц в движущемся потоке можно рассматривать как результат сложения двух движений. Этот принцип лежит в основе расчета осадительных камер. Например, время прохождения газа через камеру высотой  $h$ , шириной  $b$  и длиной  $l$  при объемном расходе  $Q$  (м<sup>3</sup>/с) составит, с:

$$t = hbl/Q.$$

За это время частица, осаждающаяся со скоростью  $w_c$ , пройдет путь  $h_c$ , равный  $w_c t$ . Если  $h_c = h$ , то частицы размером  $d$  осядут в

пределах камеры. Минимальный размер частиц, которые осядут в камере заданных размеров, м:

$$d_{\min} = \sqrt{18Q\mu / gbl(\rho - \rho_r)}.$$

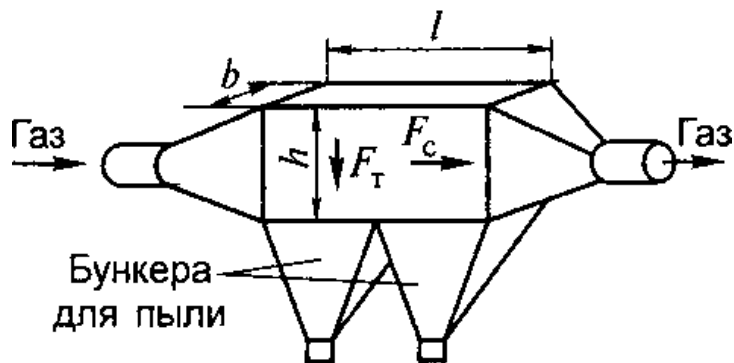


Рисунок 6.1 – Схема осадительной камеры

Отсюда эффективность осадительной камеры тем больше, чем меньше ее высота или больше площадь основания при том же объеме. Эффективность осаждения или степень очистки:

$$\eta = (z_1 - z_2) / z_1 = 1 - z_2 / z_1;$$

где  $z_1, z_2$  – соответственно начальная и конечная запыленность.

Несмотря на невысокую эффективность, простейшие аппараты – пылеосадительные камеры – применяют довольно широко. В них осаждают крупную фракцию частиц с высокой плотностью. Например, пыль, состоящая из оксидов железа ( $\rho = 4500 \text{ кг/м}^3$ ) крупностью 100 мкм, улавливается таким способом примерно вдвое эффективнее, чем пыль кварцитов ( $\rho = 2600 \text{ кг/м}^3$ ) такой же крупности.

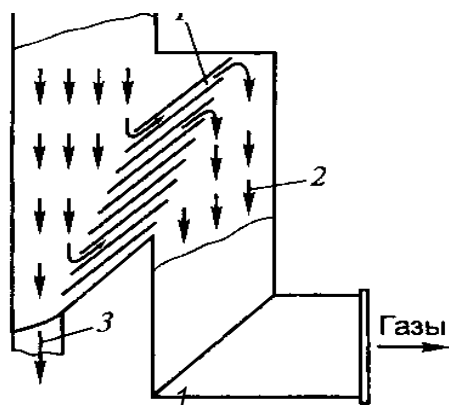


Рисунок 6.2 - Схема инерционного пылеуловителя:

1-перегородки; 2 - траектория газа; 3 - отвод пыли

К достоинствам пылеосадительных камер (рис. 6.1) следует отнести: простоту конструкции, низкую стоимость сооружения, низкие потери давления по тракту. Основной недостаток – большие размеры.

Инерционный способ осаждения частиц пыли (или капель жидкости) основан на изменении направления движения газа со взвешенными в нём частицами. Т.к. плотность частиц

примерно в 1-3 тыс. раз больше плотности газа, они, продолжая двигаться по инерции в прежнем направлении, отделяются от газа. *Инерционными ловителями* пыли (рис. 6.2) служат так называемые пылевые мешки, жалюзийные решётки, зигзагообразные отделители и т.п. В некоторых аппаратах используется и сила удара частиц. Всеми такими аппаратами пользуются для улавливания сравнительно крупных частиц; высокой степени очистки газов эти методы не дают.

В промышленности, аппарат для очистки воздуха (газа) от взвешенных твёрдых частиц (капель) под действием центробежной силы (при вращении газового потока) называется *циклон* (рис. 6.3). Т.к. центробежная сила во много раз превосходит силу тяжести, в циклонах осаждается и сравнительно мелкая пыль, с размером частиц примерно 10-20 мкм.

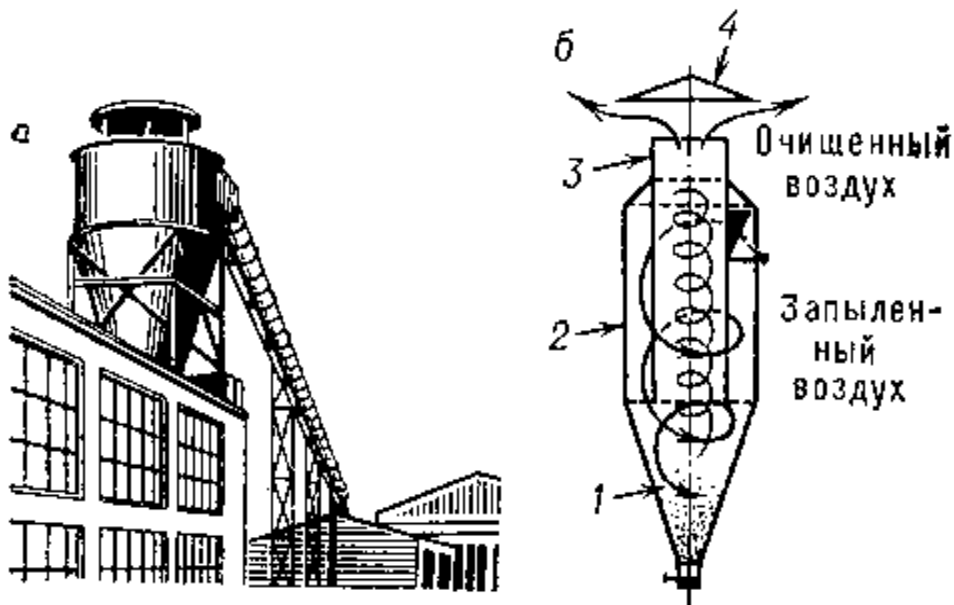


Рисунок 6.3 - Циклон:

а - общий вид; б - схема; 1 - коническая часть корпуса; 2 - цилиндрическая часть корпуса, образующая кольцевое пространство; 3 - выходная труба; 4 - металлический зонт.

Запылённый газовый поток обычно вводится со значительной скоростью в верхнюю часть корпуса циклона через патрубок, расположенный по касательной или по спирали к окружности цилиндрической поверхности циклона; в результате газ приобретает вращательное движение и движется по спирали

сверху вниз, образуя внешний вихрь. При этом под действием центробежной силы инерции взвешенные частицы отбрасываются к стенкам циклона, опускаются вместе с газом в низ корпуса циклона и затем выносятся через пылеотводящий патрубок.

Очищенный от пыли газ поднимается кверху через выходную трубу, образуя внутренний вихрь, и выходит наружу. Получили распространение также циклоны с осевым вводом газа, в которых вращательное движение газовому потоку придаётся с помощью так называемого направляющего аппарата, выполненного в виде винтообразных лопастей (винта) или розетки с наклонными лопатками. Степень очистки газа от пыли в циклонах зависит от геометрических размеров и формы аппарата, свойств пыли, скорости потока газа и т.д. Улавливание частиц в циклоне улучшается с повышением скорости газового потока (наиболее эффективные скорости находятся в интервале

20-25 м/сек), а также с уменьшением диаметра циклона. Поэтому для получения высокого КПД при большом количестве очищаемого газа применяют несколько параллельно установленных циклонов. В циклонах наиболее совершенных конструкций можно достаточно полно улавливать частицы размером 5 мкм и более.

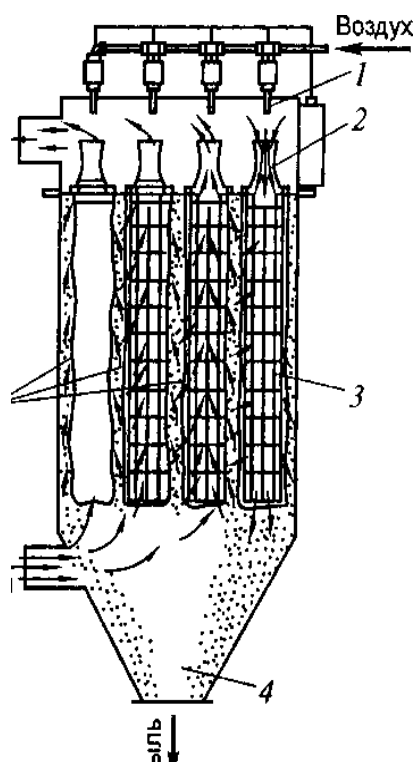


Рисунок 6.4 - Схема работы рукавного фильтра:

1 - трубка подачи воздуха для регенерации; 2 - регенерация рукава; 3 - каркас рукава; 4 - бункер пыли; 5 - рабочие рукава

Тканевые фильтры, а также фильтры в виде слоя коксовой мелочи, гравия или каких-либо пористых материалов (например, пористой керамики) применяют для очистки газов посредством фильтрации. Наиболее распространёнными газоочистителями такого типа являются тканевые мешочные, или рукавные, фильтры. В зависимости от характера пыли и состава газа мешки

изготавливают из шерстяной, хлопчато-бумажной или специальной (например, стеклянной) ткани. Газ проходит сквозь ткань, а частицы пыли задерживаются в мешках (рукавах). Рукавные фильтры (рис. 6.4) служат главным образом для улавливания весьма тонкой пыли; например, при очистке газов, отходящих от ленточных агломерационных машин или от шахтных печей, в рукавных фильтрах улавливается 98-99% всей пыли.

Очистку газов от пыли промывкой водой применяют в аппаратах различного типа. Наиболее широкое распространение получили *скрубберы*, мокрые циклоны, скоростные пылеуловители и пенные пылеуловители. Принцип мокрой очистки газа основан на контакте запыленного потока с жидкостью. Контакт газа с жидкостью способствует процессу абсорбции газовых компонентов. С помощью аппаратов мокрого типа решают комплексную задачу: охлаждение, пылеулавливание и в некоторой степени очистку от вредных газообразных примесей.

Поверхность контакта газового потока и жидкости в аппарате может быть в виде пленки жидкости, пузырьков газа, барботирующего через жидкость, и капель диспергированной жидкости. Наиболее развитой является поверхность капель. В металлургии, широко применяют аппараты, где осаждение частиц происходит на каплях. Распыление жидкости производят с помощью форсунок (форсуночные скрубберы) или за счет энергии турбулентного газового потока (скрубберы Вентури).

Форсуночные оросительные скрубберы (рис. 6.5) способствуют охлаждению потока и очистке от крупной пыли размером более 10-15 мкм, т.е. подготовке газа к последующей тонкой очистке. В верхней части скруббера размещается несколько поясов орошения с большим числом форсунок, распыляющих воду равномерно по сечению. Газ подводится снизу и со скоростью 0,1-1,5 м/с поднимается вверх. Расход воды (8-10 л/м<sup>3</sup>), расположение форсунок и скорость газов определяют с учетом охлаждения газов обычно до 40-50 °С при увлажнении до состояния насыщения и предотвращения капельного уноса. Шлам непрерывно удаляется из аппарата через гидрозатвор в канал - шламопровод.

Скрубберы Вентури наиболее эффективные из всех типов мокрых пылеуловителей и наиболее распространенные в схемах



промышленных предприятий. Скруббер Вентури состоит из трубы Вентури, в которую вводится орошающая жидкость, и специального устройства для улавливания капель и вывода шлама. В трубе Вентури при высокой скорости газа в горловине (100—150 м/с) происходит дробление капель жидкости и осаждение на них частиц пыли. Коагуляции подвергаются даже частицы менее 1 мкм.

В скоростных (турбулентных) пылеуловителях вода, вводимая в поток запылённого газа, движущегося с высокой скоростью, дробится на мелкие капли. Высокая степень турбулизации газового потока при такой скорости способствует слиянию частиц пыли с каплями воды. Относительно крупные капли воды вместе с частицами пыли легко отделяются затем в простейших уловителях (например, в мокрых циклонах). Аппараты этого типа широко применяются для улавливания очень мелкой пыли (возгонов) и могут обеспечить высокую степень очистки газов.

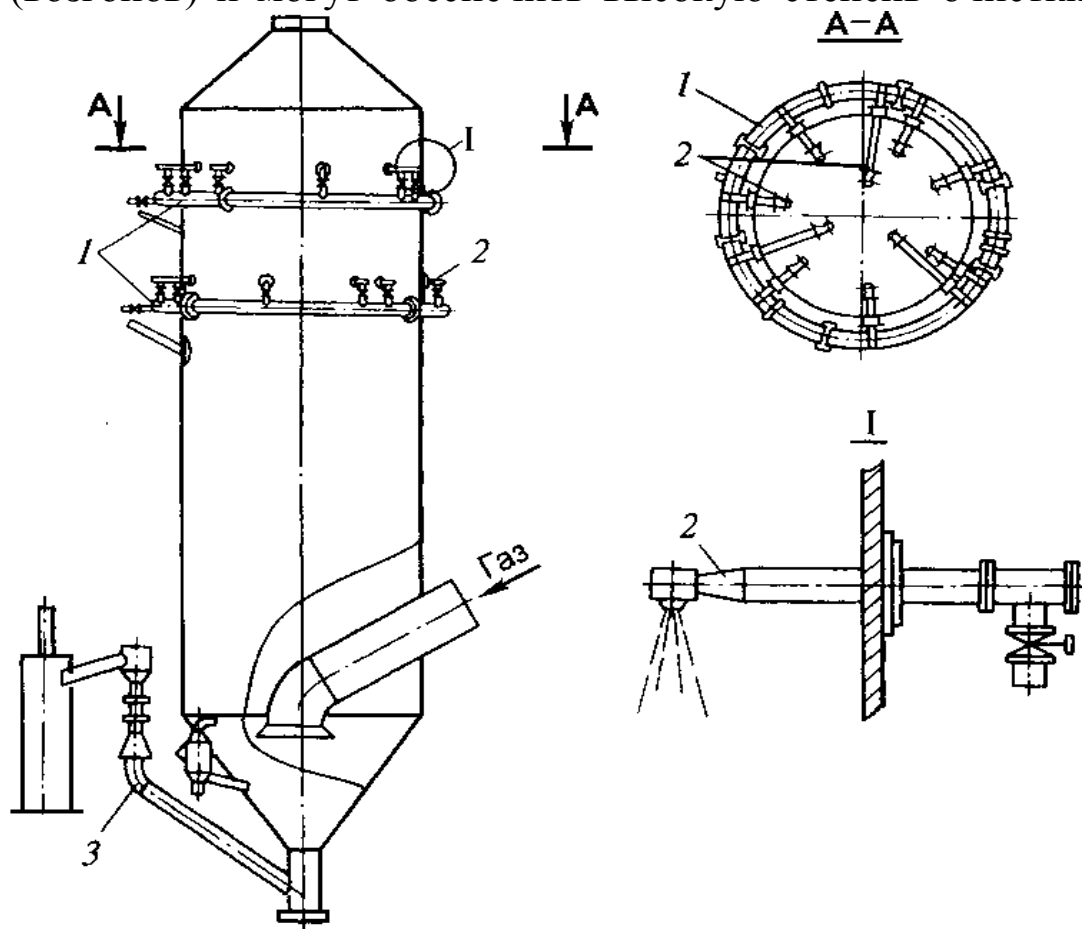


Рисунок 6.5 – Схема полного форсуночного скруббера:  
1-водяной коллектор; 2-форсунка; 3-гидрозатвор

В пенных пылеуловителях запылённый газ в виде мелких пузырьков проходит через слой жидкости с определённой скоростью, вследствие чего образуется пена с высокоразвитой поверхностью контакта между жидкостью и газом. В пенном слое происходит смачивание и улавливание частиц пыли. Благодаря высокой степени улавливания пыли с размерами частиц более 2—3 мкм и малому гидравлическому сопротивлению (порядка 80—100 мм.вод.ст.) пенные пылеуловители получили большое распространение.

*Электрическую очистку* газов, как правило, применяют в качестве второй, тонкой ступени очистки. Этот способ имеет более сложное конструктивное воплощение, чем способ механической очистки. Электроочистка способна работать с эффективностью 99% и даже 99,9%, улавливать частицы широкого диапазона размеров.

Процесс электроосаждения производится в электрофильтрах (рис. 6.6) и состоит из двух стадий: зарядки и осаждения. В большинстве конструкций обе стадии совмещены в пределах системы разноименных электродов: коронирующих и осадительных. Осадительные электроды заземлены, а на изолированные коронирующие электроды подается потенциал высокого напряжения от агрегата питания. Конструкция электродов такова, что между ними образуется резко неоднородное электрическое поле, что является условием образования коронного разряда. В результате в межэлектродном пространстве образуется униполярный объемный заряд, состоящий из движущихся к осадительному электроду ионов. На поверхность частицы, поступающей в межэлектродный промежуток, осаждаются ионы, сообщая ей заряд определенной величины. Поле напряженностью  $E$  с момента приобретения частицей заряда  $q$  действует на нее с силой  $F$ , равной  $qE$ , Н. После достижения частицей осадительного электрода ее заряд стекает, цепь замыкается. Частица удерживается на электроде силами адгезии до тех пор, пока образующийся слой осажденных частиц не достигает такого размера, когда его необходимо удалять. В большинстве случаев удаление производится механическим встряхиванием электродов, а в мокрых электрофильтрах – периодической или непрерывной обмывкой электродов.

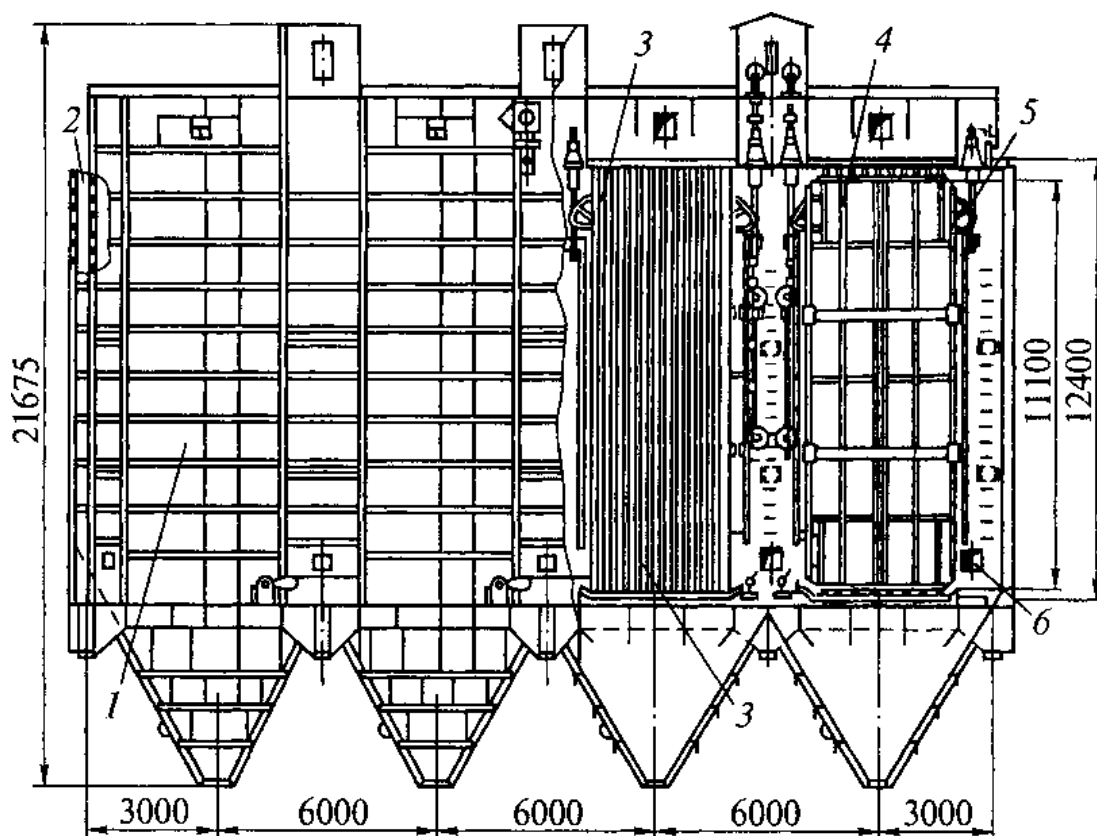


Рисунок 6.6 - Схема электрофилтра: 1 - корпус; 2 - газораспределительное устройство; 3 - осадительный электрод; 4 - коронирующий электрод; 5 - устройство для подвеса коронирующих электродов; 6 - люк для обслуживания

Основные типы промышленных электрофильтров - пластинчатые и трубчатые. В пластинчатых система электродов схематично представляет собой ряд коронирующих проводов между плоскими пластинами, в трубчатых - система коаксиальных цилиндров или провод внутри цилиндра. Коронный разряд возникает при достижении определенной величины напряженности электрического поля. Этому соответствует критическое напряжение, подаваемое на электроды.

При выборе нужного типоразмера электрофилтра часто пользуются опытными данными филтра, работающего в аналогичных условиях, с известной степенью улавливания, или полученными на модели. При выборе аналога учитывают характеристики пылегазового потока, скорость газа в активном сечении, способ встряхивания электродов, электрический режим аппарата.

Конструкции электрофильтров разнообразны, так как определяются технологическими условиями его работы. К ним относятся: состав и свойства пыли и газов, их температура, давление и влажность, степень очистки, условия компоновки газового тракта и др.

*Все типы электрофильтров можно классифицировать по нескольким признакам:*

-по размещению зон зарядки и осаждения – на двухзонные, где зарядка происходит в ионизаторе, а осаждение в осадителе, и однозонные, где совмещены зоны зарядки и осаждения. Первые применяются ограниченно в основном для тонкой очистки воздуха в схемах аспирации, вторые - в большинстве отраслей промышленности для очистки газов, как технологических, так и выбрасываемых в атмосферу;

-по направлению газового потока в активной зоне – на горизонтальные и вертикальные;

-по способу удаления пыли с электродов – на сухие и мокрые; по количеству последовательно расположенных электрических полей - на одно- и многопольные;

-по числу параллельных секций фильтра – на односекционные и многосекционные;

-по типу электродной системы – на трубчатые и пластинчатые. Кроме того, электрофильтры различной производительности отличаются друг от друга высотой электродов, длиной активного сечения полей по ходу газа, площадью активного сечения.

Промышленностью выпускаются унифицированные сухие горизонтальные электрофильтры типа ЭГ трех габаритов, которые имеют высоту электродов соответственно 4; 7,5 и 12 м. Длина электрического поля – 2,5 м. В зависимости от площади активного сечения бывает от двух до четырех полей.

Осадительные электроды широкополосные С-образного сечения, коронирующие – ленточно-игольчатые. Межэлектродное расстояние – 275 мм. Коронирующие электроды с шагом 180 мм объединяют в раму с автономным подвесом, системой встряхивания и подводом высокого напряжения. Электрофильтры ЭГ применяют для очистки газов при температуре до 250°С. Допустимое давление внутри корпуса до 0,5 кПа или разрежение 3,5 кПа.

Агрегаты питания, снабжающие электрофильтры выпрямленным током высокого напряжения (60-80 кВ) – неотъемлемая часть установки. В их состав входит повысительный трансформатор, полупроводниковый выпрямитель, регулятор напряжения и пульт управления. На один электрофильтр устанавливают столько агрегатов, сколько в нем полей, т.е. каждое электрическое поле имеет самостоятельное питание. Регулятор напряжения служит для поддержания его на максимально высоком пробивном уровне. Пробивное напряжение зависит от величины и параметров пылегазового потока и колеблется в значительных пределах.

На работу электрофильтров оказывают влияние различные факторы. Среди них: скорость газов, начальная концентрация пыли, параметры газа, загрязнение электродов, величина удельного электросопротивления пыли и др. Оптимальная скорость газа для большинства типов пылей составляет 0,8-1,5 м/с. Электрическая прочность межэлектродного промежутка, которую характеризует величина пробивного напряжения, зависит от параметров и состава газа.

Выбор аппарата для очистки газов определяется рядом факторов, главными из которых являются размеры улавливаемых частиц и заданная степень очистки газов. Исходя из этих параметров, можно ориентировочно выбирать газоочистительные устройства по данным, приведенным в таблице 6.2.

Таблица 6.2– Данные об очистке газов

<b>Аппарат</b>	<b>Размеры улавливаемых частиц, мкм</b>	<b>Степень очистки, %</b>
Пылеосадительные камеры	50-1000	40-50
Центробежные пылеосадители (циклоны)	5-1000	45-60
Электрофильтры	0,01-10	85-99
Гидравлические пылеуловители	20-100	85-99
Тканевые фильтры	1-100	85-99

Приведенные табличные данные дают представление лишь о порядке соответствующих величин, которые могут изменяться в широких пределах в зависимости от состояния, состава и свойств поступающего на очистку запыленного газа. Как видно из таблицы, пылеосадительные камеры и центробежные пылеосадители можно применять только для сравнительно грубой очистки газа. При этом следует отдавать предпочтение циклонам как более компактным аппаратам, обеспечивающим относительно высокую степень очистки.

Более полная степень очистки газов может быть достигнута при использовании гидравлических пылеуловителей, тканевых фильтров и электрофильтров.

Мокрая очистка газов в гидравлических пылеуловителях (скрубберах – насадочных, центробежных и струйных) и механических газопромывателях обеспечивает высокую степень очистки газов (98-99%). Однако этот способ ограниченно применяют в промышленности, так как мокрая очистка сопровождается охлаждением, увлажнением, а иногда и окислением газа; кроме того улавливаемые при мокрой очистке частицы не всегда можно использовать в производстве.

Получившие в последнее время некоторое распространение пенные аппараты обеспечивают высокую степень очистки газов от пыли, дыма, туманов (до 90%), но они также не лишены присущих гидравлическим пылеуловителям недостатков.

Электрофильтры – наиболее эффективные пылеочистительные устройства, но применение их экономически выгодно только при больших объемах очищаемого газа. Использование газовых фильтров возможно в тех случаях, когда температура очищаемого газа составляет 80-90°C.

В качестве иллюстрации приведена схема очистки доменного газа (рис. 6.7), где последовательно показаны все этапы газоочистки. Запыленный газ из колошника доменной печи проходит сначала грубую очистку в сухом инерционном пылеотделителе и циклоне. Содержание пыли после грубой очистки составляет 3-12г на 1м<sup>3</sup> газа. Затем газ поступает в скруббер и далее в дезинтегратор и, наконец, в водоотделитель. В схеме газоочистки блочного типа перечисленные аппараты включаются последовательно после коллектора грязного газа. В

схеме газоочистки с общим коллектором газа (как показано на рис. 6.7) число аппаратов каждого типа может быть различным.

В настоящее время тонкая очистка доменного газа осуществляется, как правило, в электрофильтрах. Работа электрофильтра возможна только при питании его постоянным током, для чего необходимо наличие специального выпрямительного устройства для преобразования переменного тока в постоянный. Основным условием создания коронного разряда является наличие значительной разницы в поверхностях электродов.

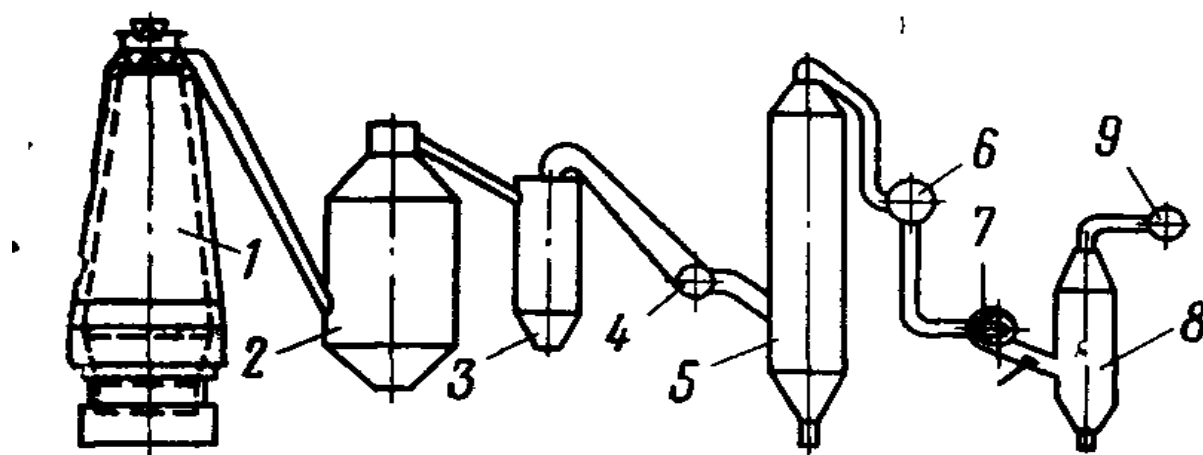


Рисунок 6.7 - Схема очистки доменного газа от пыли: 1 - доменная печь; 2 - инерционный пылеотделитель; 3 - циклон; 4 - коллектор грязного газа; 5 - скруббер; 6 - коллектор получистого газа; 7 - дезинтегратор; 8 - водоотделитель; 9 - коллектор чистого газа.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1.Теплотехника металлургического производства. Т.1,2./Кривандин В.А. и др.- М.:Мисис, 2002.
- 2.Курбатов Ю.Л., Масс М.С., Кравцов В.В., Новікова О.В. Гідрогазодинаміка у теплотехніці. – Донецьк, Норд-Прес, 2009.- 234с.
- 3.Курбатов Ю.Л., Масс Н.С., Кравцов В.В., Новикова Е.В. Техническая механика жидкости и газа. – Донецк, Норд-Пресс, 2007. – 236с.
- 4.Шелудченко В.И., Кравцов В.В., Волкова О.Г. Термодинамика: Учебное пособие.- Севастополь: «Вебер», 2002. – 330с.
- 5.Гинкул С.И., Шелудченко В.И., Кравцов В.В. Тепломассобмен. Учебное пособие. – Донецк: Норд-Пресс, 2006. – 298 с.
- 6.Курбатов Ю.Л., Масс Н.С., Кравцов В.В. Нагнетатели и тепловые двигатели в теплотехнике. В 2-х частях. Учебное пособие.- Донецк «НОРД-ПРЕСС». 2007- 286с.
- 7.Константинов Ю.М., Гіжа О.О. Технічна механіка рідини і газу: Підручник – К.:Вища школа, 2002. – 277с.
- 8.Тайц Н.Ю. Технология нагрева стали. – Металлургиздат, 1962.
- 15.Башенко В. В., Донской А. В., Соломахин И. М. Электроплавильные печи цветной металлургии. М. «Металлургия», 1971. -320 с. с ил.
- 16.Свенчанский А.Д., Смелянский М.Я. Электрические промышленные печи, ч. 2, М., «Энергия», 1970.- 260 с. с ил.
- 17.Металлургическая теплотехника. Т.1./Артюнов В.А., Миткалин В.И., Старк С.Б. М.: «Металлургия», 1974.- 672с.
- 18.Металлургические печи. Т.1,2./ Д.В.Будрин, М.А.Глинков, М.В. Канторов. :Металлургиздат, Москва. 1963г.
- 19.Глинков М.А. Металлургические печи.- М.: Металлургиздат, 1951г.
- 20.Кривандин В.А., Марков Б.Л. Металлургические печи. – М: Металургия, 1977.
- 22.Алексеев Г.Н. Общая теплотехніка: Учебное пособие. – М.:Высшая школа, 1980. – 552с.



23. Ярошевский С.Л., Курбатов Ю.Л., Мишин И.В., Кузин А.В. Влияние пылеугольного топлива на степень черноты фурменной зоны и тепловой режим горна доменной печи – М.: Metallur, №4, 2013. – С.47-53.

24.Тринкс В., Моугиней М.Г. Промышленные печи. Перевод с англ. Фридмана Г.Л. под ред. Григорьева В.И. – М.:Металлургия, 1966.-499с.

25.Гусовский В.Л., Лифшиц А.Е., Тымчак В.М. Газогорелочные устройства и системы отопления нагревательных и термических печей. Под.ред. В.М.Тымчака.- М.: Металлургия, 1967.- 262с.

26.Китаев Б.И., Зобнин Б.Ф., Ратников В.Ф. и др. Теплотехнические расчеты металлургических печей. Под ред. А.С.Телегина.-М.:Металлургия, 1970.- 528с.

27.Промышленные печи. Справочное руководство для расчетов и проектирования. Казанцев Е.И. – М.:Металлургия, 1975.- 368с.

28.Фролов С.Ф. Тепловые расчеты топок и печей. – М.:Гостехиздат, 1928. – 95с.

29.Щукин А.А. Промышленные печи и газовое хозяйство заводов. – М.: Энергия, 1973. – 224с.

30.Глинков М.А., Глинков Г.М. Общая теория печей. – М.: Металлургия, 1978. – 264с.

31.Иванов А.Й., Пархоменко Д.М., Курбатов Ю.Л. Промислова теплоенергетика. Вступ до спеціальності: Навчальний посібник. – К.: НКМВО, 1992. – 228с.

32.Аэродинамический расчет котельных агрегатов (нормативный метод) / Под ред. С.И. Мовчана. – Л.: Энергия 1977.

33.Гидравлический расчет котельных агрегатов (нормативный метод)/ Под ред. В.А. Локшина.– М.: Энергия, 1978.

34.Сидельковский Л.Н, Юренев В.Н. Котельные установки промышленных предприятий. – М.: Энергоавтоиздат, 1988.

35.Вентиляция и кондиционирование воздуха. Справочник проектировщика /Под. ред. И.Г. Староверова. М.: Стройиздат, 1978, 509с.

36.Ионин А.А. Газоснабжение. – М.: Стройиздат, 1989.

37. Санитарные правила и нормы охраны поверхностных вод от загрязнения. СанПиН 4630-88.

38. Гордон Г. М., Пейсахов И. Л., Пылеулавливание и очистка газов, 2 изд., М., 1968.

39. Ужов В. Н., Очистка промышленных газов электрофильтрами, 2 изд., М., 1967.

40. Коуль А. Л., Ризенфельд Ф. С., Очистка газа, пер. с англ., М., 1968.

41. Куперман Л.И. Вторичные энергетические ресурсы и энерготехнологическое комбинирование в промышленности/ Л.И. Куперман, С.А. Романовский, Л.Н. Сидельковский. Киев: Вища школа, 1986. - 303 с.

42. Утилизация избыточного тепла при совмещенном процессе термической подготовки шихты и тушения кокса/Б.И. Бабанин [и др.]//Кокс и химия. 1988. С.17-20.

43. Семененко Н.А. Вторичные энергоресурсы промышленности и энерготехнологическое комбинирование.-М.: Энергоатомиздат, 1985, 304с.

44. Михайлов В.В. “Рационально использовать энергетические ресурсы”, Москва, 1980г.

45. Мучник Д.А. Теория и техника охлаждения кокса/ Д.А. Мучник, Ю.С. Постыльник. Киев: Вища школа, 1979.

46. Гольстрем В.А., Кузнецов Ю.Л. “Справочник по экономии топливно-энергетических ресурсов” – К.: Техника 1985г., 383с.

47. Петкин А.М. “Экономия энергоресурсов: резервы и факторы эффективности”, 1982г.

48. Андоньев С.М. Испарительное охлаждение металлургических печей. –М.:Металлургия, 1973, 265с.

49. Филимонов Ю.П., Старк С.Б., Морозов В.А. Металлургическая теплотехника. –М.: Металлургия, 1974, 520 с.

50. Копылов А.С. Водоподготовка в энергетике, 2003, 320 с.

51. Мейкляр М.В. Современные котельные агрегаты ТКЗ Изд.3, 1978, 224 с.

52. Акользин П.А. Предупреждение коррозии металла паровых котлов, 1975, 296 с.

53. Гурвич С.М. Оператор водоподготовки Изд.2, 1981, 304с.

54. Маргулова Т.Х. Химические очистки теплоэнергетического оборудования Выпуск 2, 1978, 174 с.

55. Кузнецова В.В. Тепловой расчет теплообменного аппарата, 1988, 30 с.

56. Петухов Б.С. Справочник по теплообменникам. т.1-2, 1987, 562 с.

57. Батлук А.В. Основы экологии и охрана окружающей среды. Л.: Афиша, 2007. - 335с.

58. Экология города. Под общ. Ред. проф.. Стольберга Ф.В. К.: Либра, 2006. - 464с.

59. Аналітична довідка про підприємства, які є найбільшими забруднювачами навколишнього природного середовища Донецької області // Наш край, №16, 2008. - С.2

60. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника. Справочник/Под общ. ред. В.А. Григорьева, В.М. Зорина – 2-е изд. Перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 558с.

61. Розенгарт Ю.И., Потапов Б.Б., Ольшанский В.М. и др. Теплообмен и тепловые режимы в промышленных печах. – Киев; Донецк: Вища школа. Головное издательство, 1986. – 296с.

НАВЧАЛЬНЕ ВИДАННЯ

**БАСОК Борис Іванович**  
**КУРБАТОВ Юрій Леонідович**  
**БІРЮКОВ Олексій Борисович**  
**НОВІКОВА Олена Вікторівна**

ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКА  
МЕТАЛУРГІЙНОГО ВИРОБНИЦТВА

Навчальний посібник  
(російською мовою)

Редакційно-технічне оформлення,  
комп'ютерна верстка: Ю.Є.Василенко

Формат 60x84/16. Ум. друк. арк. 13,1  
Тираж прим. Замовлення №

Видавництво: Державний вищий навчальний заклад «Донецький національний технічний університет». Україна, 83001, м. Донецьк, вул. Артема, 58. Тел.: (062) 301-08-67.

Свідоцтво про державну реєстрацію суб'єкта видавничої справи:  
серія ДК № 2982 від 21.09.2007.

Надруковано: ТОВ «Цифрова типографія», м. Донецьк, вул. Челюскінців, 291а  
Тел.: (062) 388-08-31, 388-07-30

Свідоцтво про державну реєстрацію: